

Є.О. Польський, к.т.н., доц.  
Брянський державний технічний університет (Росія)

### ВИБІР ЗМІЦНЮВАЛЬНО-ВИКІНЧУВАЛЬНИХ МЕТОДІВ ОБРОБКИ ПОВЕРХНІ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОДНАКОВОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ПАР ТЕРТЯ-КОВЗАННЯ ВУЗЛІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*Технологічне забезпечення параметрів точності та якості контактуючих поверхонь вузлів деталей машин для забезпечення рівної довговічності пар тертя-ковзання. Вибір зміцнювально-викінчувальних методів обробки робочих поверхонь за критеріями мінімуму енерговитрат і максимальної продуктивності з урахуванням моделі відмови рухомого з'єднання при наявності зони зміцнення.*

Підвищення надійності і довговічності рухомих і нерухомих з'єднань машин пов'язане не тільки зі зміною фізико-механічних властивостей матеріалів і нових конструктивних рішень, але і значною мірою залежить від вибору оптимальних величин зазорів і натягів, а в умовах реального виробництва і від їхніх граничних значень.

На сьогодні застосовуються чотири методи вибору допусків і посадок.

Метод прецедентів полягає в тому, що конструктор відшукує в однотипних або інших машинах застосування вузла, подібного до проєктованого, і встановлює таку ж посадку.

Метод подоби є, власне кажучи, розвитком методу прецедентів. Він виник у результаті класифікації деталей машин за конструктивними і експлуатаційними ознаками. Для вибору посадки за цим методом потрібно встановити аналогію конструктивних ознак і умов експлуатації проєктованого вузла з ознаками, зазначеними в керівних матеріалах або довідниках.

Метод технологічної залежності. Конструктор вказує на кресленнях посадку відповідно до обмежувальних нормалей, прийнятих на даному підприємстві. При цьому нерідко занижуються експлуатаційні показники роботи вузла машини і не цілком використовується максимально можливий ресурс довговічності.

Розрахунковий метод, як найбільш прогресивний при виборі посадок у точних відповідальних з'єднаннях, заснований на принципі функціональної взаємозамінності, запропонованому професором А.І. Якушевим, що забезпечує оптимальні експлуатаційні показники виробів [5].

Вузли тертя різного призначення (підшипники, передачі, гальма, муфти), по суті, однотипні за утворенням і можуть бути об'єднані в структурно упорядковану цілісну єдність.

Роботу гідродинамічного підшипника можна представити схематично як результат взаємодії поверхонь втулки-вкладиша 1 і цапфи 2 зі змащенням (рис. 1). У процесі роботи підшипника обертова цапфа захоплює за собою мастило в конфузторний зазор між поверхнями тертя. При цьому виникають гідродинамічні сили, що вивішують навантажену цапфу на мастильному шарі. При достатній товщині мастильного шару, що перевищує висоту макро- і мікронерівностей на робочих поверхнях, масляна плівка охороняє поверхні від контакту. Товщина мастильної плівки і несуча здатність гідродинамічного підшипника залежать від багатьох факторів: від розмірів підшипника, режимів його роботи — навантаження і швидкості, в'язкості мастила, його термо- і п'єзовязкісних властивостей, макро- і мікрогеометрії поверхонь тертя, пружних властивостей матеріалів підшипників, перекосів і умов самоустановки. Теплостійкість такого підшипника забезпечують вибором розрахункових параметрів — зазору, в'язкості та кількості мастила, що проходить через підшипник, у результаті яких тепловий баланс встановлюється при допустимій температурі нагрівання мастила в робочій зоні. Методика розрахунку необхідних параметрів гідродинамічного підшипника, розроблена стосовно до опор прокатних валків, наведена в роботі І.А. Тодера, Н.А. Кудрявцева та інших [2].

Досвід експлуатації підшипників ковзання шестеренних насосів у різних умовах, а також проведені дослідження дозволили виявити такі критерії працездатності вузла:

1) режими роботи підшипника забезпечують найменший зазор, при якому відсутній контакт між поверхнями тертя;

- 2) максимальна температура в підшипнику не перевищує деякої граничної, обумовленої властивостями антифрикційного покриття мастила;
- 3) межі механічних навантажень повинні задовольнити умови міцності підшипникових матеріалів;
- 4) обсяг протікання мастильного матеріалу не перевищує допустимий рівень, заданий технічними умовами роботи шестеренного насоса.

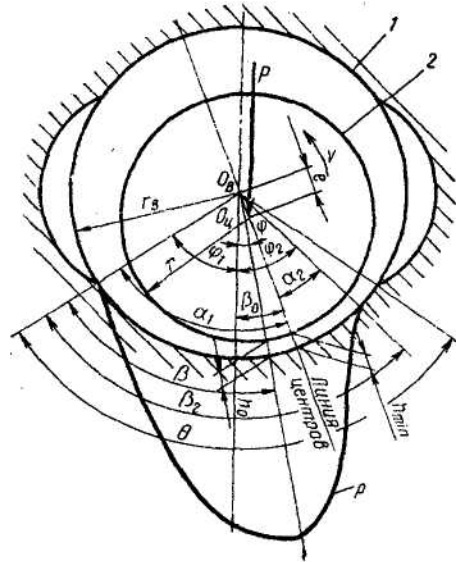


Рис. 1. Схема гідродинамічного підшипника:  
1 – втулка-вкладиш; 2 – цапфа

У зоні контакту будь-якого вузла тертя, в залежності від умов експлуатації, може виникнути сухе, граничне, змішане і рідинне тертя.

На рис. 2 наведена відома залежність Герсі-Штрибека [3] коефіцієнта тертя від умов змащення за критерієм Зоммерфельда, на якій показані зони граничного, змішаного і рідинного тертя.

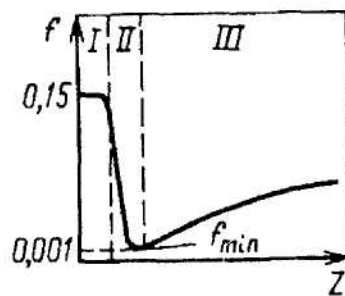


Рис. 2. Залежність коефіцієнта тертя від зазору в з'єднанні Герсі-Штрибека:  
I – граничне тертя; II – змішане тертя; III – рідинне тертя;  
 $f_{min}$  – найменше значення коефіцієнта тертя при змішаному терті,  
що відповідає критичному значенню числа Зоммерфельда

Можна зробити висновок, що основною технологічною задачею при виробництві та проектуванні гідродинамічних підшипників є забезпечення скорочення часу на граничне і змішане тертя, з переведенням підшипника в режим нормальної роботи з мінімальним коефіцієнтом тертя. Основна роль при цьому покладається на формування такого мікрорельєфу поверхонь пари тертя, при якому значення мінімального зазору наближене до величини масляних пазух на поверхнях тертя.

Значення відносного зазору визначається згідно з залежністю [2]:

$$\psi = 3,27 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}} \cdot \sqrt{C_R} \quad (1)$$

Найменшим допустимим функціональним зазором є такий, при якому товщина масляного шару дорівнює  $[h_{\min}]$ . Він визначається з умови, що відносний ексцентриситет  $\chi_{\min}$ , який відповідає зазору  $S_{\min}$  повинен бути не меншим 0,3, тому що при менших значеннях відносного ексцентриситету можуть виникнути самозбудні коливання вала в підшипнику  $[S_{\min}] = \psi_{\min} \cdot d$ , де  $\psi_{\min}$  – найменший допустимий відносний функціональний зазор:

$$\psi_{\min} = 2,04 \cdot 10^{-5} \cdot K_{\phi} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}}, \quad (2)$$

де  $K_{\phi}$  – коефіцієнт, що враховує конструктивні параметри підшипника (відношення  $l/d$ , кут обхвату  $\phi$ );  $\mu$  – в'язкість мастила;  $n$  – число обертів;  $p$  – середній питомий радіальний тиск на опору.

Оптимальний зазор:

$$S_{\text{opt}} = \psi_{\text{opt}} \cdot d \quad (3)$$

Оптимальний відносний зазор:

$$\psi_{\text{opt}} = 2,93 \cdot 10^{-5} \cdot K_{\phi} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}} = 1,44 \cdot \psi_{\min} \quad (4)$$

Надійність ковзання з рідинним тертям характеризується найменшою товщиною масляної плівки, що розділяє поверхні контакту. Для ідеальних круглих циліндричних поверхонь з паралельними осями вона дорівнює [3]:

$$h = 1,64 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}} \cdot (1 - \chi) \cdot \sqrt{C_R} \cdot d, \quad (5)$$

де  $\chi$  – відносний ексцентриситет,  $\chi = 2e/S$ , де  $e$  – абсолютний ексцентриситет вала в підшипнику при зазорі  $S$ ;  $C_R$  – коефіцієнт навантаження підшипника – безрозмірна величина, що залежить від положення вала в підшипнику (визначається за таблицями у залежності від відношення  $l/d$  і величини відносного ексцентриситету  $\chi$ ).

Найбільш допустимий функціональний зазор, при якому товщина масляного шару дорівнює  $[h_{\min}]$ :

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}} \quad (6)$$

Максимальний відносний ексцентриситет  $\chi_{\max}$ , при якому товщина масляного шару дорівнює  $[h_{\min}]$ , можна визначити, розв'язуючи рівняння (5) відносно величини  $[(1 - \chi) \cdot \sqrt{C_R}]$ :

$$(1 - \chi_{\max}) \cdot \sqrt{C_R} = 6,1 \cdot 10^4 \cdot \frac{h}{d} \cdot \sqrt{\frac{p}{\mu \cdot n}}, \quad (7)$$

при цьому  $\chi_{\max}$  визначають за довідковими даними зі застосуванням лінійної інтерполяції.

Одним з важливих питань при дослідженні методів фінішної обробки є визначення глибини зміцнення поверхневого шару деталей. Наявність на реальних поверхнях тертя деталей машин макровідхилення, хвилястості, шорсткості, залишкових напруг і мікротвердості, обумовлених технологією їхнього виготовлення, призводить до значної зміни класичної кривої зносу. Причому часто допустима величина лінійного зносу деталей тертя значно менша від товщини поверхневого шару зі змінним станом. У розробленій системі глибина зміцнення поверхневого шару деталей машин визначається з умови забезпечення гранично допустимого зносу деталей, що дозволяє ще на стадії конструкторської розробки вузла тертя регламентувати необхідну глибину зміцнення для певного наробітку вузла до відмов, а на стадії розробки технологічного процесу виготовлення деталі – забезпечити задану глибину зміцнення за рахунок вибору умов і режимів зміцнювально-викінчувальної обробки. Крім цього, враховуються технологічні можливості створення необхідного зміцнення, а також необхідна довговічність пари тертя.

Існуючі на сьогоднішній день методики визначення глибини зміцнення при електромеханічному зміцненні дають значення які приблизно дорівнюють тим, які отримані при обробці. Тому в системі детальніше розглядалися всі основні фактори, що впливають на глибину зміцнення при даному зміцнювально-вікінчувальному методі обробки. При цьому глибина зміцненого поверхневого шару визначається з умови граничного допустимого зносу деталей тертя.

Задача сформульована таким чином: необхідно вибрати номінальне значення товщини  $t_n$  зміцненого шару, при якому ймовірність її перебування в межах заданих поля допуску  $[a, b]$  і шляху тертя  $L$  – максимальна.

Вважаємо, що процес зміни (зменшення) товщини поверхневого шару може бути апроксимований лінійною рівномірною функцією в області  $[0, b]$  (рис. 3), записаною у вигляді:

$$t(L) = T - \alpha L, \tag{8}$$

де  $T$  – початкова товщина зміцненого шару (випадкова величина);  $L$  – шлях тертя;  $\alpha$  – детермінована величина, що являє собою лінійну інтенсивність зношування.

У загальному випадку при зношуванні можуть змінюватися фізико-механічні властивості поверхневого шару та інтенсивність зношування, у свою чергу, стає залежною від шляху тертя. Тоді співвідношення (8), із врахуванням функціонального прояву закону зміни інтенсивності зношування при зміцненні матеріалу (із врахуванням пристосованості пари тертя), подамо у такому вигляді:

$$\alpha(L) = \frac{c \cdot \alpha(L=0)}{L^n}, \tag{9}$$

де  $n$  – показник степеня, що враховує зміцнення поверхневого шару;  $c$  – коефіцієнт.

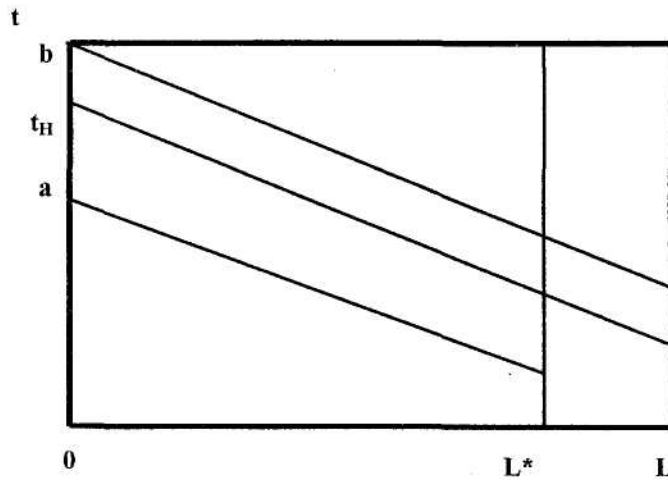


Рис. 3. Графік зміни товщини зміцненого шару в залежності від шляху тертя (в інтервалі сталого зносу)

Знайдемо номінальне значення товщини  $t_n$ , при якому ймовірність  $P(L^*, t_n)$  того, що випадкова величина  $t(L)$  в інтервалі шляху тертя  $[0, L^*]$  не вийде за межі зони  $[a, b]$  і досягне максимуму. Розглянуту ймовірність подамо у такому вигляді:

$$P(L^*, t_n) = \int_a^b f(T - t_n) dT, \tag{10}$$

де  $f(T - t_n)$  – щільність розподілу випадкової величини  $T$ , центрованої відносно  $t_n$ ;  $L^*$  – заданий шлях тертя.

Оптимальне значення товщини зносостійкого шару знайдемо, взявши похідну від правої частини рівняння (10) і прирівнявши її до нуля. Тоді одержимо:

$$\frac{d}{dt_n} \int_{0+\alpha L}^b f(T-t_n) dT = 0. \quad (11)$$

Розв'язуючи це рівняння, отримаємо:

$$f(b-t_n) = f(\alpha L-t_n). \quad (12)$$

Для заданої глибини зміцнення  $t_n$  при електромеханічній обробці деталей циліндричної форми роликками визначимо температуру на поверхні деталі з рівняння [5]:

$$T = T_c \cdot \frac{\left(1 + \frac{t_n}{r_2}\right)}{\left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{t_n \sqrt{v}}{2\sqrt{a_2 l_y}}\right)\right]}, \quad (13)$$

де  $T_c$  – температура структурних перетворень матеріалу заготовки;  $r_2$  – радіус кривизни профілю поверхні заготовки;  $v$  – окружна швидкість;  $\operatorname{erf}(\dots)$  – функція помилок;  $a_2$  – коефіцієнт температуропровідності матеріалу зміцнюваної деталі;  $l_y$  – довжина плями контакту в напрямку кочення ролика по циліндру.

При цьому температура на поверхні деталі з умови дії одного крапкового джерела джоулевого тепла визначається згідно з рівнянням [3]:

$$T = \frac{0,942 q_0 \alpha_{m.n.}}{\lambda_2} \cdot \sqrt{\frac{a_2 l_y}{\pi v}}, \quad (14)$$

де  $q_0$  – питомий тепловий потік;  $\lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу заготовки;  $\alpha_{m.n.}$  – середньоефективне значення коефіцієнта розподілу теплових потоків, який при номінальному контакті характеризує кількість тепла, що йде в деталь.

Визначивши попередньо площу контакту й основні технологічні умови, необхідні для забезпечення заданої глибини зміцнювального шару, переходимо до визначення основних режимів електромеханічного зміцнення, а точніше – сили струму при обробці.

Прирівнявши вирази (13) і (14), отримаємо рівняння для визначення сили струму при електромеханічному зміцненні для забезпечення необхідної глибини зміцнення поверхневого шару деталі, що забезпечує необхідний наробіток до відмови вузла:

$$I = \left\{ \frac{\lambda_2 T_c \left(1 + \frac{t_\Sigma}{r_2}\right) \cdot A_0}{0,942 \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{t_n \sqrt{v}}{2\sqrt{a_2 l_y}}\right)\right] \cdot R_k \alpha_{m.n.} \tau_n \sqrt{\frac{a_2 l_y}{\pi v}}} \right\}^{1/2}, \quad (15)$$

де  $t_\Sigma$  – сумарна глибина зміцнення, що визначається як  $t_\Sigma = t_1 + t_2$  ( $t_1$  – глибина зміцнення з умови необхідної зносостійкості;  $t_2$  – глибина дефектного шару, що знімається в процесі наступної обробки).

Наведені розрахунки дають можливість визначити основні режими електромеханічної обробки, що дозволяють отримувати необхідну глибину зміцнення поверхневого шару деталей машин з умови забезпечення допустимого зносу контактуючих поверхонь деталей і, як наслідок, працездатності вузла тертя в межах наробітку його до відмови.

Сьогодні існує значна кількість теоретичних і емпіричних залежностей, які пов'язують інтенсивність зношування контактуючих поверхонь вузлів тертя з параметрами якості поверхневого шару з'єднувальних деталей, що, як відомо, найбільшою мірою залежать від методів і режимів зміцнювально-викінчувальної обробки. У зв'язку з цим важливою задачею є розробка автоматизованої системи вибору технологічних методів забезпечення необхідних параметрів якості поверхні для досягнення заданого наробітку до відмови пар тертя-ковзання, що входять у вузол.

Задача вибору методу зміцнювально-викінчувальної обробки (з рекомендаціями щодо режимів обробки) вирішується на основі аналізу навантажувальна-швидкість факторів, які

характеризують умови роботи пари тертя, технологічних можливостей конкретного методу і за критерієм забезпечення заданої довговічності вузла (відповідно до графіків планових міжремонтних періодів).

В основі математичної моделі вирішення поставленої задачі лежить традиційна схема причинно-наслідкової залежності технологічного забезпечення параметрів якості: однією з основних експлуатаційних властивостей, необхідних для нормального функціонування виробу, є зносостійкість; експлуатаційні властивості деталей машин характеризуються експлуатаційними показниками (для зносостійкості це – інтенсивність зношування, величина початкового зносу, допустима величина зближення контактуючих поверхонь тощо); експлуатаційні показники характеризуються певними параметрами якості поверхневого шару деталей машин, які носять назву „функціональні параметри якості”; функціональні параметри, у свою чергу, залежать від прийнятих технологічних методів обробки, режимів обробки, геометрії інструменту і технологічного оснащення.

В основі розв'язування задачі з визначення взаємозв'язку інтенсивності зношування і параметрів стану поверхонь тертя лежить залежність для розрахунку величини лінійного зносу [4]:

$$I = \frac{2,5\pi\nu^{1/2} p^{7/6}}{n\lambda(\nu+1)t_m^{3/2}(k\sigma_T)^{2/3}} \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi Ra W_z H_{\max})^{1/3}}{E s_m}}, \quad (16)$$

де  $R_a$ ,  $W_z$ ,  $H_{\max}$  – геометричні показники якості поверхні, мкм;  $E$  і  $\mu$  – механічні властивості матеріалу заготовки;  $n$  – число циклів впливу до руйнування поверхневого шару;  $\lambda$  – коефіцієнт, що враховує знак і значення залишкових напруг;  $\sigma_T$  – величина залишкових напруг, МПа;  $k$  – коефіцієнт зміцнення поверхні;  $p$  – питомий тиск, МПа.

Дана формула показує, що зносостійкість деталей машин характеризується комплексним станом поверхонь тертя. У відповідності до сучасних уявлень щодо процесу прироблення контактуючих поверхонь деталей, одним з його наслідків є утворення рівномірної шорсткості, що не залежить від вихідної і визначається тільки умовами тертя (Кобальтов, Крагельський). При досягненні рівномірної шорсткості контактні переміщення стабілізуються, коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування стають мінімальними, що можливо при реалізації пружного контакту взаємодіючих тіл. Але несуча здатність поверхонь деталей, їх коефіцієнт тертя й інтенсивність зношування при терті ковзання поряд із шорсткістю визначаються макровідхиленнями, хвилястістю і фізико-механічними властивостями (мікротвердість і залишкові напруги). Тому очевидно, що шорсткість поверхонь, яка утвориться в процесі прироблення, буде залежати від інших параметрів стану поверхневого шару контактуючих деталей. Отже, досягнення, так званої, рівномірної шорсткості, що залежить тільки від умов тертя, можливе після тривалого процесу роботи вузла тертя, коли будуть стабілізовані всі параметри стану поверхневого шару контактуючих деталей, які характеризують їхню несучу здатність, коефіцієнт тертя і зносостійкість. Це вказує на необхідність введення поняття рівноважного стану поверхневого шару контактуючих деталей і відповідної його оцінки. Вперше поняття й оцінку рівноважного стану поверхневого шару деталей було подано в роботах Рижова, Сулова та ін. Згідно з цими роботами рівноважний стан поверхонь тертя характеризується таким параметром:

$$k_b = (R_p^v W_p^2 H_p^2)^{1/(v+4)} \frac{k^{(6+\frac{1}{v+4})}}{\rho_m}. \quad (17)$$

Виразивши рівняння (1) щодо параметрів стану поверхневого шару, з огляду на те, що

$$\nu = 2t_m \frac{Rp}{Ra} - 1 \quad (18)$$

і, приймаючи, що  $t_m = 0,5$ , отримуємо іншу інтерпретацію комплексного параметра:

$$I \frac{n}{43,47(p\pi)^{7/6}} \sqrt{\frac{E}{1-\mu^2}} = \frac{(W_z H_{\max})^{1/6}}{s_m^{1/2} \lambda(k\sigma_T)^{2/3}} Ra^{2/3} (Rp - Ra)^{1/2} \quad (19)$$

або

$$I \cdot C_M = C_R, \quad (20)$$

де  $C_M$  – комплексний параметр, який залежить від механічних властивостей матеріалу контактуючої деталі:

$$C_M = \frac{n}{43,47(p\pi)^{7/6}} \sqrt{\frac{E}{1-\mu^2}}; \quad (21)$$

$C_R$  – комплексний параметр, який характеризує залежність інтенсивності зношування поверхні від параметрів якості поверхневого шару:

$$C_R = \frac{(W_z H_{\max})^{1/6}}{s_m^{1/2} \lambda (k\sigma_T)^{2/3}} Ra^{2/3} (Rp - Ra)^{1/2}, \quad (22)$$

де  $k$  – коефіцієнт зміцнення, обумовлений такою залежністю:

$$k = \frac{HV_{\max} - HV_{\text{всх}}}{HV_{\text{всх}}} 100\%, \quad (23)$$

де  $HV_{\max}$  і  $HV_{\text{всх}}$  – максимальна і вихідна мікротвердості поверхневого шару металу.

У такий спосіб для обраних методів обробки формується база даних, що встановлює взаємозв'язок між комплексним параметром  $C_R$  і параметрами стану поверхневого шару контактуючих деталей.

Для розрахунку довговічності машини важливо встановити значення, до яких можна допускати знос окремих деталей і з'єднань, тобто встановити їх граничний знос  $U_{\max}$ . Ця задача є надзвичайно складною, тому що до різних деталей будь-якої машини висувуються різні вимоги. Дотепер методика розрахунку граничних зносів розроблена ще не достатньо. Однак виробникам при кожному ремонті машини потрібно вирішувати питання про можливість подальшої роботи зношених деталей.

При зниженні значень граничних зносів відбувається недовикористання термінів служби деталей, при завищенні – росте кількість аварійних ремонтів. Тому незнання допустимих граничних зносів і термінів служби машин завжди призводить до збільшення простоїв машини і витрат на її ремонт.

Для деталей, які ремонтуються (відновлюються) при періодичних планових ремонтах, допустимі зношення  $U_{\text{дон}}$  будуть меншими або рівними граничним  $U_{\max}$ , тому що деталь не повинна вийти з ладу протягом останнього міжремонтного періоду. Якщо тривалість міжремонтного періоду (тобто час між двома плановими ремонтами)  $T_1$ , то за цей час знос деталі збільшиться на величину  $\gamma \cdot T_1$ . Тому допустиме значення зносу  $U_{\text{дон}}$ , починаючи з якого при періодичних ремонтах необхідно ремонтувати деталь, матиме вигляд:

$$U_{\text{дон}} = U_{\max} - \gamma \cdot T_1. \quad (24)$$

З огляду на те, що  $\gamma = \frac{U_{\text{дон}}}{T}$ , де  $T$  – час роботи деталі до ремонту, отримаємо:

$$U_{\text{дон}} = U_{\max} - \frac{U_{\text{дон}} T_1}{T}, \quad (25)$$

тоді

$$U_{\max} = U_{\text{дон}} \left( 1 + \frac{T_1}{T} \right). \quad (26)$$

З іншого боку максимальний знос можна визначити:

$$U_{\max} = U_{\text{вих}} + U_{\text{зн}}, \quad (27)$$

де  $U_{\text{зн}} = U_{\text{зн1}} + U_{\text{зн2}}$ , ( $U_{\text{зн1}}$ ,  $U_{\text{зн2}}$  – величини зносу з'єднувальних деталей).

З рівняння [5] одержимо:

$$\gamma = k \cdot p \cdot v, \quad (28)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів і умови роботи даної пари (змащення, ступінь ізоляції поверхонь від забруднення тощо), з огляду на те, що в більшості випадків на практиці зміцненню піддають одну зі з'єднувальних деталей, отримаємо:

$$U_{\text{зн2}} = k_2 \cdot p \cdot v, \quad (29)$$

а, отже,

$$k_2 = \frac{U_{\text{зн}2}}{p \cdot v} \quad (30)$$

Оскільки для забезпечення необхідної довговічності роботи вузла максимальна величина зносу не повинна перевищувати 85 % від глибини зміцненого шару, підставивши (26) у (30), отримаємо:

$$k_v = \frac{U_{\text{дон}} \left(1 + \frac{T_1}{T}\right)}{1,25 p v} \quad (31)$$

Визначений згідно з даною залежністю, коефіцієнт  $K_v$ , порівнюється з табличним значенням комплексного параметра  $C_R$ , і в такий спосіб вибираються методи обробки, що забезпечують необхідну величину параметра.

Для реалізації можливості формалізації різних методів технологічного впливу на параметри якості поверхневого шару деталей машин, а також на експлуатаційні показники вузлів тертя, розроблена структура бази даних вибору зміцнювально-викінчувальної технології за критеріями мінімуму енерговитрат і найбільшої продуктивності з урахуванням забезпечення заданої довговічності. З ряду існуючих значень продуктивності ( $W_1, W_2, \dots, W_n$ ), енерговитрат ( $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ ) і обраних методів обробки знаходять максимальні значення  $W_{\text{max}}$  і  $Q_{\text{max}}$ . Якщо критерієм оптимізації є тільки продуктивність (тільки енерговитрати), то масив вихідних даних формується за зменшенням безрозмірної величини  $W'$  (за зростанням  $Q'$ ):

$$W'_i = \frac{W_i}{W_{\text{max}}}; \quad Q'_i = \frac{Q_i}{Q_{\text{max}}} \quad (32)$$

У тому випадку, коли оптимізація проводиться і за продуктивністю і за енерговитратами, критерієм є величина  $M_i$ :

$$M_i = W'_i + \frac{1}{Q'_i} \quad (33)$$

масив вихідної інформації при цьому формується за зменшенням значень  $M_i$ .

Вибір того або іншого методу зміцнювально-викінчувальної обробки здійснюється за критерієм мінімуму енерговитрат, максимальної продуктивності або за комплексним критерієм мінімуму енерговитрат і максимуму продуктивності. При цьому обраний метод фінішної обробки повинен забезпечувати необхідні параметри якості поверхні, що реалізують задану довговічність пари тертя. Вихідною залежністю, що описує процес зносу, є формула для визначення швидкості зношування.

З іншого боку, із врахуванням визначення максимального зазору з'єднання для визначених умов зносу (31), а також з огляду на те, що для забезпечення необхідної довговічності роботи вузла максимальна величина зносу не повинна перевищувати 85 % від глибини зміцненого шару, комплексний параметр  $C'_x$  визначаємо за рівнянням:

$$C'_x = \frac{U_{\text{дон}} \left(1 + \frac{T_1}{T}\right)}{1,25 p \cdot v} \quad (34)$$

де  $U_{\text{дон}}$  – гранично припустимий знос з'єднання при забезпеченні необхідної працездатності;  $T$  – термін служби виробу;  $T_1$  – час між двома плановими ремонтами.

Визначений за даною залежністю коефіцієнт  $C'_x$  порівнюється з табличним значенням комплексного параметра  $C_x$  і таким чином вибираються методи обробки, що забезпечують необхідну величину параметра.

Аналіз пар тертя-ковзання проводився на прикладі вузлів деталей шестеренних насосів. В даний час основною причиною складності конструювання шестеренних насосів варто вважати відсутність обґрунтованих даних на вибір раціональних співвідношень між основними експлуатаційними характеристиками вузлів тертя і конструктивними параметрами з'єднаних деталей, у тому числі відсутність нормативних матеріалів за обґрунтованим вибором посадок пар тертя-ковзання і призначенню необхідних параметрів якості поверхні в залежності від технічних і експлуатаційних вимог щодо даного механізму. Основною властивістю, що лімітує



надійність насоса, є його продуктивність [1]:

$$Q_{\text{факт}} = Q_{\text{теор}} - Q_{\text{вт}}, \quad (35)$$

де  $Q_{\text{теор}}$  – теоретична продуктивність насоса;  $Q_{\text{вт}}$  – величина об'ємних витікань, які мають місце в шестеренному насосі.

Максимальна величина зазору пари тертя-ковзання обмежується гранично допустимим обсягом витікань:

$$S_{\text{max}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 10^5 \cdot Q_{\text{вт}} \cdot \mu \cdot \pi \cdot d}{P_{\text{из}} \cdot b}}, \quad (36)$$

де  $Q_{\text{вт}}$  – обсяг витікань через радіальний зазор між валом і підшипником ковзання;  $\mu$  – абсолютна в'язкість рідини;  $P_{\text{из}}$  – тиск нагнітання;  $d$  і  $b$  – діаметр і ширина підшипника ковзання відповідно.

Крім наведених залежностей враховуються такі фактори:

- вид пари тертя (пряма або зворотна);
- вид мастила, використаного в шестеренному насосі як робоча рідина, тощо.

Такий підхід до вирішення задач вивчення довговічності скорочує терміни проведення конструкторської підготовки виробництва, зменшує витрати на неї і дає можливість знайти більш правильні й оптимальні варіанти рішення.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Юдин Э.М. Шестеренные насосы: основные параметры и их расчет. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
2. Годер И.А., Тарабаев Г.И. Крупногабаритные гидростатодинамические подшипники. – М.: Машиностроение, 1976. – 199 с.
3. Никитин А.К., Ахвердиев К.С., Остроухов Б.И. Гидродинамическая теория смазывания и расчет подшипников скольжения, которые работают в стационарном режиме. – М.: Наука, 1981. – 316 с.
4. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного пласта деталей. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.
5. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. Справ. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

ПОЛЬСЬКИЙ Євгеній Олександрович – кандидат технічних наук, доцент Брянського державного технічного університету (Росія).

Наукові інтереси:

- технологічне забезпечення якості деталей машин.

Подано 3.06 2001