

УДК 621.833.031

О.Г. Приймаков, В.О. Хрїстов

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗНОСОСТІЙКОСТІ СТОСОВНО АБРАЗИВНОГО ЗНОШУВАННЯ

Запропоновано методику розрахунку інтенсивності зношування, залишкового ресурсу та деяких інших параметрів зносостійкості при абразивному та газоерозійному зношуванні визначальних пар тертя авіаційних двигунів. Пропонується кілька методів розрахунку абразивної зносостійкості та дається їх оцінювання.

Постановка проблеми та аналіз літератури

Працездатність авіаційних двигунів (АД), як газотурбінних, так і поршневих, є однією з найважливіших складових безпеки польотів, а працездатність значною мірою залежить від абразивної та газоерозійної зносостійкості, які визначають тертя цих двигунів. Надійність роботи АД суттєво залежить від надійності розрахунків зносостійкості рухомих частин АД.

Аналіз літературних джерел [1 – 11] доводить актуальність та практичну значимість поставленої науково-технічної проблеми, проте має місце деяке недооцінювання важливості абразивної та газоерозійної зносостійкості визначальних пар рухомого контакту АД на їх надійність в експлуатації та безпеку польотів. Зокрема, відсутня єдина методика розрахунку параметрів зносостійкості стосовно абразивного зношування.

Мета статті – розробка методика розрахунку параметрів зносостійкості стосовно абразивного зношування.

Основний матеріал

Теорія фрикційної втоми знаходиться в тісному зв'язку з молекулярно-механічною теорією тертя [1, 3] і побудована на основі таких вихідних положень.

1. Дискретність контакту реальних твердих тіл як наслідок шорсткості і хвилястості їх поверхонь. Відповідно до характерних масштабів геометричних контактуючих поверхонь у розгляд вводяться площі контакту: номінальна (A_a) – у масштабі креслярських, макроскопічних розмірів тіла, контурна (A_c) – у масштабі хвилястості і фактична (A_f) – у масштабі шорсткості, а також відповідні цим площам середній тиск q_a , q_c , q_f та відносні характеристики

$$\eta_f = \frac{A_f}{A_c}; \quad \eta_c = \frac{A_c}{A_a}; \quad \eta = \frac{A_f}{A_a} = \eta_f \eta_c.$$

2. Існування різних видів фрикційної взаємодії.

Залежно від умов навантаження, фізичної природи матеріалів пари тертя і характеру мікрорельєфу зв'язаних поверхонь спостерігаються різні механічні стани матеріалу, що знаходяться в зоні фактичного контакту згідно з такою класифікацією:

а) *механічна взаємодія*: пружний контакт, пластичний контакт і мікрорізання, як окремий випадок пластичного контакту;

б) *молекулярна взаємодія*: адгезійне схоплювання між тонкими поверхневими плівками контактуючих тіл і когезійне, пов'язане з відривом глибинних шарів матеріалу.

Останній вид взаємодії характерний для внутрішнього тертя і далі не розглядається [2].

3. Гіпотеза фрикційної втоми, що описує механізм руйнування поверхневих шарів при зовнішньому терті (абразивне зношування).

Відносно переміщення зв'язаних тіл при ковзанні викликає міграцію зони фактичного контакту по поверхні кожного з них, внаслідок чого навіть при постійності зовнішніх умов тертя напружений і деформований стан мікрооб'ємів, що примикають до плям фактичного контакту, багато разів змінюється. Це викликає накопичення в локальних об'ємах різних дефектів. Перехід цих дефектів у мікротріщини і розвиток останніх приводить до утворення частинок зносу. У поверхневому шарі в період передруйнування можуть іти найглибші зміни: адсорбційні, фізичні, хімічні (окислення, деструкція і т.д.), структурні перетворення (наприклад, фазові переходи, рекристалізація) та інші. Причому за умов тертя вплив цих процесів більш сильний, ніж при об'ємній або контактній утомленості, де вони, як відомо з [4 – 6], також відіграють істотну роль. Тому разом з принциповою спільністю процесів об'ємної контактної і фрикційної утомленості, характер їх протікання і кількісні закономірності можуть бути різними [6].

Відповідно до основних видів контактної взаємодії слід розрізняти фрикційну утомленість при

пружному контакті (багатоциклова втомленість) і при пластичному контакті (малоциклова утомленість), зокрема, коли діючі напруги або деформації перевершують межу міцності матеріалу, елементарний акт зносу може наступати і після однократної взаємодії (мікрорізання) [6].

Руйнування при адгезійній взаємодії практично ніколи не виявляється в чистому вигляді і зазвичай супроводжує механічні види фрикційного руйнування. У світлі теорії тимчасової міцності всі ці види руйнування мають єдиний термофлуктуаційний механізм. Дослідження, проведені в [8, 9], підтверджують це положення стосовно до абразивного зносу при терті.

Проте від самої гіпотези фрикційної утомленості до її практичної реалізації в наші дні пройшло близько чотирьох десятиріч. Створення нових методів дослідження, таких як фрактографія, Фур'є-аналіз, спекл-інтерферометрія, електронно-структурний аналіз, а також дослідження напружено-деформованого стану (НДС) через зміну коерцитивної сили, магнітострикційних властивостей, зміну поверхневої мікротвердості тощо дозволили реалізувати механізм фрикційної утомленості на практиці, глибше, з позицій сучасної науки, пов'язати явище зносу через механізм накопичення пошкодженості й утомленості. Тепер, аналізуючи НДС трибосистеми, ми можемо одночасно прогнозувати і зносостійкість, і міцність, і витривалість будь-якого трибоспряження, у тому числі в умовах абразивного зношування [10, 11].

Основна розрахункова залежність. Для зносу, як і для інших видів утомного руйнування, характерно значне розсіювання експериментальних даних. Це пов'язано зі складністю процесу, його залежністю від великої кількості чинників, часто істотно випадкової природи (мікрогеометрія поверхні, структура поверхневого шару і т.п.). У зв'язку з цим при побудові розрахункової схеми недоцільно виходити з міркувань найдетальнішого описання процесу, оскільки це призведе до розглядання складних математичних задач, розв'язання яких лише приблизно відповідатиме експериментальним даним внаслідок великого випадкового розкиду останніх. Тому доцільно розглядати достатньо просту залежність, що задовільно описує явище в основних рисах, найістотніших з погляду їх застосування на практиці. Аналітичний апарат, розвинутий на основі загальної концепції гіпотези фрикційної утомленості, залежно від прийнятих початкових допущень може бути різним. Нижче надано коротке викладення методу розрахункової оцінки зносу, що отримав до теперішнього часу найбільшу завершеність [11]. Розрахунок ведеться для стаці-

онарного (лінійного за часом) періоду роботи сполучення, що характеризується, зокрема, постійністю фізико-механічних властивостей матеріалів, фрикційних характеристик і статистичною відтвореністю мікрогеометрії поверхонь тертя [2, 3].

Характеристики зносу. Знос тіла, що стирається, характеризується інтенсивністю зносу I та питомим зносом i , які визначаються такими безрозмірними співвідношеннями:

$$I = \frac{\Delta V}{A_a \Delta L} = \frac{\Delta h}{\Delta L}; \quad (1)$$

$$i = \frac{\Delta v}{A_r L}, \quad (2)$$

де ΔL – шлях тертя;

ΔV і Δh – відповідно об'єм і товщина шару матеріалу, витертого на шляху ΔL ;

I – середній діаметр плями фактичного контакту, виміряного у напрямку ковзання;

Δv – об'єм матеріалу, видаленого з фактичного контакту A_r на шляху L ;

З умови стаціонарного зносу ($i = \text{const}$, $I = \text{const}$) виходить тотожність

$$\frac{\Delta v}{\Delta V} = \frac{I}{\Delta L}, \quad (3)$$

з урахуванням якої співвідношення між інтенсивністю і питомим зносом має вигляд

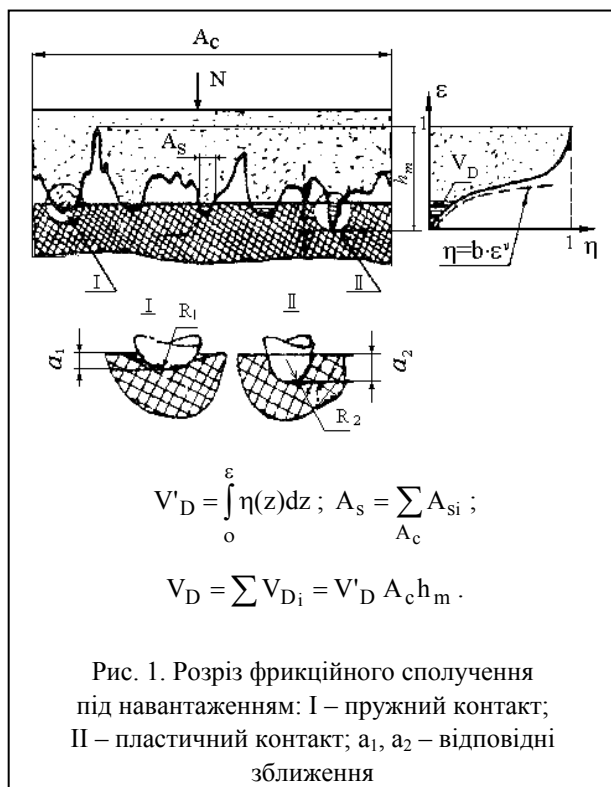
$$I = i \frac{A_r}{A_a}. \quad (4)$$

Геометричний аналіз контакту. При фрикційному контакті двох тіл у зонах, прилеглих до площ фактичного торкання, розвиваються контактні деформації, що охоплюють деякий об'єм V_D , який руйнується в середньому через n циклів навантаження. Тоді на один цикл, відповідний тангенціальному зсуву тіл, що труться, на величину порядку I , доводиться умовний зношений об'єм

$$\Delta v = \frac{V_D}{n}. \quad (5)$$

Нижня оцінка для V_D визначається з розгляду геометрії контакту.

Розглянемо найпростіший випадок: тертя двох номінально плоских тіл, з яких одне, те, що стирається, гладке і деформується, а контртіло – жорстке, шорстке. На рис. 1 наведений розріз такого фрикційного сполучення під навантаженням. Мінімальна величина об'єму, втягнутого в контактну деформацію (заштрихована область на рис. 1), обчислюється з використанням функції розподілення ординат



профілю, яка звичайно будується у відносних координатах

$$\eta_r = \zeta \eta_s(\varepsilon),$$

де $\eta_s = \frac{A_s}{A_c}$ – відносна площа перетину;

$$\varepsilon = \frac{h}{h_m} \text{ – відносне впровадження;}$$

h і H_m – поточна і максимальна глибина впровадження відповідно,

A_s – геометрична площа перетинання на рівні h ;

ζ – коефіцієнт, який враховує вплив на величину площі фактичного контакту пружних деформацій $0,5 \leq \zeta \leq 1,0$ ($\zeta = 1,0$ – для випадку чисто пластичного контакту, $\zeta = 0,5$ – для контакту сфери з ідеально пружною площиною).

Використовуючи степеневу апроксимацію початкової ділянки опорної кривої у вигляді

$$\eta_s = b\varepsilon^\nu \quad (6)$$

де b і ν – параметри шорсткості (пунктирна лінія на графіку рис. 1), отримаємо

$$V_t = \zeta A_c H_m b \int_0^{\varepsilon} z^\nu dz = \frac{A_c b \varepsilon^{\nu+1} H_m \zeta}{\nu+1}. \quad (7)$$

Підставляючи (7) і (5) у (2) і (4), отримаємо

$$i = \frac{\varepsilon H_m}{(\nu+1)n \times l}; \quad (8)$$

$$I = \frac{\zeta \beta \varepsilon^{\nu+1} H_m}{(\nu+1)n \times l} \eta_c. \quad (9)$$

Зв'язок геометричних характеристик контакту з навантаженням. Величини $\varepsilon, n, l, \eta_c$, що входять у вирази (8) і (9), залежать від фізико-механічних властивостей матеріалів і умов навантаження.

Для отримання цієї залежності в явному вигляді використовується моделювання шорсткої поверхні набором сфер, розташування яких за висотою диктується прийнятою умовою подібності натурі і моделі; сфери мають однаковий радіус R , рівний середньому радіусу кривизни мікронерівностей реальної поверхні.

За цих умов для множинного пружного контакту з використанням розв'язку контактної задачі Герца отримані такі результати:

$$\varepsilon_y = \left(\frac{q_a \nu}{\eta_c k_\nu b} \sqrt{\frac{R}{H_m}} \right)^{\frac{2}{2\nu+1}}; \quad (10)$$

$$K_\nu = \frac{\Gamma(\nu+1)}{2\sqrt{\pi}\Gamma(\nu+3/2)};$$

$$l_y = 2\sqrt{\frac{RH_m \varepsilon_y}{\nu}}; \quad (11)$$

де ε_y – відносне впровадження при пружному контакті;

K_ν – коефіцієнт тертя;

l_y – довжина контактної лінії;

$\nu = \frac{1-\mu^2}{E}$ – коефіцієнт еластичності Кірхгофа;

$\Gamma(z)$ – гамма-функція аргументу z ;

μ і E – коефіцієнт Пуассона і модуль пружності стираного тіла відповідно.

Для випадку пластичного контакту формули набувають вигляд

$$\varepsilon_{II} = \left(\frac{q_a}{HB b \eta_c} \right)^{\frac{1}{\nu}}; \quad (12)$$

$$l_{II} = 2\sqrt{\frac{2RH_m \varepsilon_{II}}{\nu}}; \quad (13)$$

де ε_{II} – відносне впровадження при пластичному контакті;

HB – твердість за Брінелем матеріалу стираного тіла.

Характеристики втомних властивостей матеріалу. Кількість циклів n до руйнування, що стоїть у виразах (8) і (9), залежить як від природи матеріалу, так і від характеру циклу амплітуди напруги σ_ε .

Залежність кількості циклів до руйнування від амплітуди діючої напруги виражається відомою кривою Велера і для випадку пружного контакту може бути апроксимована виразом вигляду

$$n_y = \left(\frac{\sigma_o}{\sigma_\varepsilon} \right)^{t_y} \quad (14)$$

Для пластичного контакту при малоцикловій утомленості в умовах жорсткого навантаження кількість циклів до руйнування пов'язана з діючою амплітудною деформацією аналогічною залежністю

$$n_y = \left(\frac{e_o}{e_\varepsilon} \right)^{t_{\Pi}} \quad (15)$$

У формулах (14) і (15) прийняті такі позначення:

σ_o – екстремальне значення втомної кривої для однократного навантаження (константа, близька за значенням до межі міцності σ_B при однократному навантаженні);

e_o – критичне значення деформації при однократному навантаженні контакту, має сенс розривного відносного подовження (δ);

$\sigma_\varepsilon, e_\varepsilon$ – діючі амплітудні значення напруги і деформації відповідно;

t_y, t_{Π} – параметри кривої фрикційної утомленості при пружному і пластичному контактах.

Аналіз напруженого стану і остаточна залежність. Зв'язок між напругами або деформаціями, діючими на фрикційному контакті, й умовами навантаження виходить з розв'язку задачі теорій пружності або пластичності про рух з тертям жорсткого тіла (індентора), що моделює одиничний фрикційний контакт, за півпростором, який деформується. Ці результати узагальнюються потім з урахуванням залежностей (10), (11), (6), (12), (13) на випадок множинного контакту.

Отримані при цьому формули приводяться до виразів:

$$\sigma_\varepsilon = \frac{1}{\pi R v} \sqrt{[4f^2(1-\mu-\mu^2) + (1-2\mu)^2] v} \quad (16)$$

– для пружного контакту;

$$i \quad e_\varepsilon = \frac{1_{\Pi}}{2\pi} \sqrt{v \frac{\sigma_s + 2fHB}{\sigma_s - 2fHB}} \quad (17)$$

– для пластичного контакту,

де f – коефіцієнт тертя;

σ_s – межа текучості

Далі введемо випадкові варіації діючих напруг і деформацій, пов'язані з випадковим характером мікрогеометрії контртіла. Відповідно до основних положень феноменологічної утомленості прийнято, що

кількість циклів до руйнування n не залежить від форми циклу напруг або деформацій (у даному випадку від форми окремої нерівності), а лише від його амплітуди, так що закон розподілення амплітуд однаковий із законом розподілення максимумів шорсткої поверхні. При формулюванні критерію втомного руйнування за цих умов скористаємося ефектом підсумовування напружень. Тоді, з використанням гіпотези лінійного підсумовування напружень, формули для кількості циклів набувають вигляду

$$n_y = \left(\frac{\pi R \sigma_o v}{1_y \sqrt{[4f^2(1-\mu-\mu^2) + (1-2\mu)^2] v}} \right)^{t_y} K_{tv}; \quad (18)$$

$$n_{\Pi} = \left(\frac{2R1_o}{1_{\Pi}} \sqrt{\frac{\sigma_s - 2fHB}{(\sigma_s + 2fHB)v}} \right)^{t_{\Pi}} K_{tv}, \quad (19)$$

$$\text{де} \quad K_{tv} = \frac{\Gamma\left(v + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma(v)\Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)}; \quad f < \frac{\sigma_s}{2HB}. \quad (20)$$

Остаточні розрахункові формули запишуться так:

$$I_y = C_y \left(\frac{q_a}{\eta_c k_v} \right)^{1+\beta t} v^{1-t(1-\beta)} \left(\frac{Hm}{R} \right)^{\frac{t(1-\beta)}{2}} \left(\frac{K_{Mf}}{\sigma_o} \right); \quad (21)$$

$$I_{\Pi} = C_{\Pi} \left(\frac{q_a}{\eta_c HB} \right)^{1+\beta t} \left(\frac{Hm}{R} \right)^{\frac{t+1}{2}} \left(\frac{K_{Hf}}{1_o} \right)^t; \quad (22)$$

$$\text{де} \quad C_y = \frac{\Gamma(v+1)\Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)}{4\sqrt{v}(v+1)\Gamma\left(v + \frac{t}{2}\right)} b^{-\beta t};$$

$$C_{\Pi} = \frac{\Gamma(v+1)\Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)}{8\sqrt{v}(v+1)\Gamma\left(v + \frac{t}{2}\right)} b^{-\frac{\beta(t+1)}{1-\beta}};$$

$$K_{Mf} = \frac{2}{\pi} \sqrt{4f^2(1-\mu-\mu^2) + (1-2\mu)^2};$$

$$K_{Hf} = \sqrt{\frac{\sigma_s + 2fHB}{\sigma_s - 2fHB}}; \quad \beta = \frac{1}{2v+1},$$

де C_y, C_{Π} – жорсткість при пружному та пластичному контактах відповідно;

K_{Mf}, K_{Hf} – коефіцієнти тертя для задач сгинання та контактних задач відповідно.

Критерієм переходу від пружної взаємодії до пластичної в умовах контактної деформації служить умова

$$\sigma_o \geq \sigma_\varepsilon \geq c\sigma_s, \quad (23)$$

де $C = 5 \dots 10$.

Умова мікрорізання для крихких матеріалів:

$$n_y \leq 1; \quad (24)$$

для пластичних:

$$n_{II} \leq 1. \quad (25)$$

У залежностях (21) і (22) входять основні чинники, що впливають на процес зносу, такі як умови навантаження (q_a), фізико-механічні властивості (σ_s ; H_B , E , μ), втомні (l_o , σ_o , t) і фрикційні (f) характеристики, параметри мікро- і макрогеометрії (v , b , H_m , R , η_c). У формули безпосередньо не входить швидкість і температура тертя. Передбачається, що температура тертя задана або визначена з незалежного розрахунку [7, 9] для заданих умов експлуатації і властивостей матеріалів, а механічні властивості їй відповідають.

Вплив адгезійної взаємодії неявно входить в коефіцієнт тертя.

Розрахунок базується на припущенні про наявність одного переважаючого виду зносу, хоча іноді можуть одночасно і відносно рівноправно існувати декілька видів фрикційної взаємодії (рис. 1), для розрахунку в цьому випадку слід використовувати підхід, наведений в [16].

Механічні характеристики поверхневого шару матеріалу стираного тіла (σ_s , H_B , E , μ), що входять у розрахункові формули, у першому наближенні пропонується приймати за довідниками об'ємних властивостей, забезпечених оцінками вірогідної точності цих характеристик. Оцінка параметрів фрикційної утомленості (l_o , σ_o , t) наведена в [17]. Методика визначення параметрів мікрогеометрії (v , b , H_m , R) надана в [3], довідкові дані поміщені в додатку.

Відносна площа $\eta_c = \frac{A_c}{A_a}$ може бути оцінена в результаті перевірки прилягання «за фарбою», яка широко поширена в технології машинобудування.

Для більш точних оцінок можна скористатися формулою

$$\eta_c = 2 \left[\frac{R_B}{H_B q_a^2 v^2} \right]^{2/5}, \quad (26)$$

де H_B – середня висота хвилі;

R_B – середній радіус вершини хвилі (параметр оцінюваний за хвильовою [3, 14]).

Методика їх оцінки в точності аналогічна методиці визначення H_m і R за профілограмою [1, 2].

Деякі узагальнення і припущення. Врахування

пружних властивостей контртіла. Якщо співвідношення між механічними властивостями тіл пари тертя таке, що не можна нехтувати пружними властивостями контртіла (особливо, коли розраховується знос тіла, яке має більш високі механічні властивості, ніж те, що стирається), то результати розрахунку за наведеною схемою вимагають коректування, а саме: інтенсивність зносу в цьому випадку визначається за формулами

$$I_1 = \alpha_1 I_y; \quad (27)$$

$$\alpha_1 = (1 + C) \left[1 + \frac{(v+1)t}{2v+1} \right]; \quad C = \frac{v_2}{v_1}, \quad (28)$$

де v_1 , v_2 – коефіцієнти еластичності стираного тіла і зв'язаного з ним контртіла відповідно;

I_y – інтенсивність зносу, розрахована за формулою (21).

Якщо інтерес викликають також і проміжні результати розрахунку ε_y , l_y , n_y , σ_ε , то відповідні коректуючі множники мають вигляд

$$\alpha_\varepsilon = (1 + C) \frac{1}{2v+1}; \quad \alpha_l = (1 + C) \frac{v}{2v+1};$$

$$\alpha_{n_y} = (1 + C) \frac{(v+1)t}{2v+1}; \quad \alpha_{\sigma_\varepsilon} = (1 + C) \frac{v+1}{2v+1} \quad (29)$$

в колишніх позначеннях.

Знос при випадковому варіюванні зовнішніх умов (навантаження). В умовах реальної експлуатації машин і механізмів зовнішні навантаження змінюються, як правило, випадковим чином.

Згідно з (21) і (22) залежність інтенсивності зносу від навантаження при інших постійних чинниках має вигляд

$$I = A q_a^m, \quad (30)$$

де коефіцієнти A і m при даному виді фрикційної взаємодії від навантаження не залежать.

Нехай закон розподілення $\Phi(q_a)$ навантаження відомий. Знайдемо середнє значення інтенсивності зносу, враховуючи (30). Використовуючи визначення імовірного середнього, після ряду перетворень і інтегрування отримаємо

$$I_{var} = A \int_{q_{a \min}}^{q_{a \max}} q^m \Phi(q) dq = A q_a^{-m} \lambda, \quad (31)$$

де $\lambda = \varphi(v, t, V)$;

$V = \frac{S_q}{q_a}$ – коефіцієнт варіації навантаження;

q_a і S_q – середнє і середньоквадратичне значення тиску відповідно.

Значення λ для даних v , t і V обчислюються, якщо відомий конкретний вид закону розподілу навантаження.

Таким чином, результат (31) відображає відомий з практики факт, що знос при варіюючому навантаженні вище за знос при постійному значенні. Обчислення за формулою (31) дають дещо занижений у порівнянні з експериментом результат, що пояснюється впливом нестационарних періодів при зміні навантаження, яких початковий розрахунок не враховує [9].

Знос при коченні з проковзуванням. При коченні пружного тіла, навантаженого крім нормальної, ще і дотичною силою, у зоні контакту завжди виникає проковзування, яке при невеликих значеннях дотичної сили пропорційно їй. Відомо, що і контактний тиск, і проковзування розподілені нерівномірно по зоні контакту, тому, якщо в стаціонарних умовах знос пропорційний шляху тертя, то в даному випадку нестационарного тертя цей закон для зони контакту справедливий лише в диференціальній формі, тобто

$$dh = I ds, \quad (32)$$

де dh – товщина зношеного шару на шляху ковзання ds .

Інтенсивність зносу при коченні можна записати у вигляді

$$I_k = \frac{\Delta h}{\Delta L_k} = \frac{1}{\Delta L_k} \int_0^{S_n} I ds, \quad (33)$$

де ΔL_k – шлях кочення, відповідний проковзуванню в зоні контакту.

Оскільки проковзування визначається величиною дотичної напруги в зоні контакту τ_c , яке, у свою чергу, пов'язане з контактним тиском q_a співвідношенням [6]

$$\tau_c = \frac{f q_a}{\eta_c}, \quad (34)$$

то, маючи епюру розподілення тиску на контактні та використовуючи (30), можна провести інтегрування в (33) до кінця й отримати остаточну залежність для інтенсивності зносу при коченні. Так, наприклад, для випадку кочення пружного циліндрового котка, навантаженого радіальною силою і гальмівним моментом, по твердій шорсткій основі отримаємо

$$I_k = \left(\frac{q_a x}{\eta_c f} \right)^m \frac{\phi l}{2\pi R(m+1)} \left(2,16 \alpha \frac{Q}{\delta} \right)^{m+1} (vR')^{\frac{1-m}{2}}, \quad (35)$$

де $m_y = 1 + \beta t$ – для пружного контакту мікронервностей;

$$m_{II} = \frac{1 + \beta t}{1 - \beta} \text{ – для пластичного контакту;}$$

Q – нормальне навантаження;

x – коефіцієнт тангенціальної жорсткості трибосистеми;

α – кут проковзування;

ϕ – коефіцієнт, що враховує частку проковзування, реалізовану на фрикційному контакті;

I – інтенсивність зносу при ковзанні.

I і m беруться відповідно для того виду фрикційного контакту, який має місце за даних умов навантаження. Формула (35) враховує ще й вплив на знос пружної деформації тіла в макромасштабі.

За допомогою формул (21) і (22) можна проводити порівняння різних конструктивних рішень складальних одиниць тертя з погляду на їх зносостійкість, включаючи сюди підбір матеріалів пари з урахуванням умов їх роботи. Можливий також перерахунок зносу з одних умов тертя, у яких інтенсивність зносу відома, на інші, відмінні якими-небудь чинниками. Більше того, наявність такої залежності робить принципово можливим цілеспрямований пошук складу і співвідношення інгредієнтів при створенні нових матеріалів для пар тертя. Промислова практика України вже має приклади плідної реалізації цих можливостей.

Маючи у своєму розпорядженні розрахункові значення інтенсивності зносу, можна розрахувати його очікувану величину при заданому часі роботи або, якщо відомі гранично допустимий знос $[\Delta h]$ і часовий ресурс за зносом T , розрахувати допустимі режими експлуатації і т.д. Наприклад, середній часовий ресурс вузла тертя за зносом може бути визначений за наступною формулою [15], яка апробована авторами:

$$T = \frac{[\Delta h] - h_{пр}}{I_y} + T_{пр}, \quad (36)$$

де I – інтенсивність зносу, розрахована для прийнятних умов тертя;

v – швидкість ковзання;

$h_{пр}$, $T_{пр}$ – відповідно величина прироблювального зносу і час прироблення, що визначаються експериментально за аналогією з характеристиками прироблення подібних трибосистем;

$[\Delta h]$ – гранично допустимий знос, який задається технічними нормами експлуатації.

Приклади розрахунку інтенсивності зносу при абразивному зношуванні.

Приклад 1.

Оцінити інтенсивність зносу манжети (матеріал – гума ИРП-1356), призначеної для роботи в парі з сталевим валом редуктора.

Умови роботи манжети:

номінальний тиск $q_a = 1 \text{ кгс/см}^2$; $\eta_0 = 1$;

колова швидкість $v = 5,6 \text{ м/с}$;

коефіцієнт тертя $f = 0,5$;

середня температура у зоні контакту $\Theta = 130 \text{ }^\circ\text{C}$;

механічні властивості гуми при $\Theta = 130 \text{ }^\circ\text{C}$;

модуль пружності $E = 150 \text{ кгс/см}^2$;

коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,5$;

параметри кривої фрикційної втоми:

$\sigma_0 = 150 \dots 180 \text{ кгс/см}^2$, $t = 130^\circ$;

параметри мікрогеометрії поверхні вала:

$b = 1,75 \dots 2$; $v = 1,28 \dots 1,5$; $R = 150 \text{ мкм}$; $H_m = 1,1 \text{ мкм}$;

діаметр вала $D = 58 \text{ мм}$.

Розв'язання.

Для розрахунку приймемо значення $\sigma_0 = 150 \text{ кгс/см}^2$, $b = 2$, $b_0 = 1,5$ і використовуємо формулу (10).

Визначимо v , K_v , ε_y , l_y :

$$v = \frac{1 - \mu^2}{E} = \frac{1 - 0,5^2}{150} = 0,005 \text{ см}^2 / \text{кгс};$$

$$K_v = \frac{\Gamma(v + 1)}{2\sqrt{\pi}\Gamma(v + 3/2)} = \frac{\Gamma(1,5 + 1)}{2\sqrt{\pi}\Gamma(1,5 + 1,5)} = 0,1875;$$

$$\varepsilon_y = \left(\frac{q_a v}{\eta_c k_v b \sqrt{\frac{R}{H_m}}} \right)^{2v+1} = \left(\frac{1 \cdot 0,005}{1 \cdot 2 \cdot 0,1875 \sqrt{\frac{150}{1,1}}} \right)^{2 \cdot 1,5 + 1} = 0,395;$$

$$l_y = 2\sqrt{\frac{RH_m \varepsilon_y}{v}} = 2\sqrt{\frac{150 \cdot 1,1 \cdot 0,395}{1,5}} = 13,184 \text{ мкм}.$$

Тоді

$$n_y = \left(\frac{\pi R \sigma_0 v}{l_y \sqrt{4f^2(1 - \mu - \mu^2) + (1 - 2 \cdot \mu)^2}} \right)^{t_y} K_{tv} = \left(\frac{3,1415 \cdot 150 \cdot 150 \cdot 0,005}{13,184 \sqrt{4 \cdot 0,5^2(1 - 0,5 - 0,5^2) + (1 - 2 \cdot 0,5)^2}} \right)^{4,5} \cdot 1,96 \approx 4,98 \cdot 10^7;$$

$$K_{tv} = \frac{\Gamma\left(v + \frac{t}{2}\right)}{\Gamma(v)\Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)} = \frac{\Gamma\left(1,5 + \frac{4,5}{2}\right)}{\Gamma(1,5)\Gamma\left(1 + \frac{4,5}{2}\right)} = 1,965;$$

$$l_y = \frac{b H_m \varepsilon_y^{v+1}}{n_y l_y (v+1)} \eta_c = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 0,395^{1,5+1}}{4,98 \cdot 10^7 \cdot 13,184(1,5+1)} \times 1 \approx 1,25 \cdot 10^{-10}.$$

Приклад 2.

Оцінити інтенсивність зношування металевого покриття з кадмію, нанесеного на сталеву поверхню.

Контргіло, що стирається – сталь.

Дані для розрахунку:

товщина покриття $\Delta = 3 \text{ мкм}$;

твердість кадмію за Брінелем $HB = 30 \text{ кгс/мм}^2$;

критичне значення деформації при однократному

навантаженні $l_0 = 0,2$ ($\delta = 20 \%$);

межа текучості $\sigma_s = 6,8 \text{ кгс/мм}^2$;

шорсткість поверхні контргіла відповідає $\nabla 9$;

радіус нерівностей $R = 100 \text{ мкм}$,

$H_m = 1,6 \text{ мкм}$, $v = 2$, $b = 2$, $t_{II} = 2$;

коефіцієнт тертя $f = 0,11$;

питомий тиск $q_a = 4 \text{ кг/см}^2$.

Розв'язання.

Проводимо перевірку на критичне навантаження за формулою для покриття

$$q_{кр} = \left(\frac{\Delta^2}{2RH_m} \right)^v \eta_c b HB.$$

Якщо $q_{кр} > q_a$, то вірна формула (12) і розрахунок проводиться за методикою, яка наведена вище.

Якщо $q_{кр} < q_a$, то розрахунок проводиться за такою методикою:

$$q_{кр} = \left(\frac{\Delta^2}{2RH_m} \right)^v \eta_c b HB = \left(\frac{3^2}{2 \cdot 100 \cdot 1,6} \right)^2 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 30 = 0,0474 \text{ кгс/мм}^2;$$

Тоді $q_{кр} = 4,74 \text{ кгс/см}^2 > q_a$ і розрахунок проводиться з використанням формул (12), (13), (19), (9), а саме:

$$\varepsilon_{II} = \left(\frac{q_a}{HB b \eta_c} \right)^{1/v} = \left(\frac{4 \cdot 10^{-2}}{30 \cdot 2 \cdot 1} \right)^{1/2} = 0,0258;$$

$$l_{II} = 2\sqrt{\frac{2RH_m \varepsilon_{II}}{v}} = 2\sqrt{\frac{2 \cdot 100 \cdot 1,6 \cdot 0,0258}{2}} = 4,07 \text{ мкм};$$

$$n_{II} = \left(\frac{2Rl_0}{l_{II}} \sqrt{\frac{\sigma_s - 2fHB}{(\sigma_s + 2fHB)v}} \right)^{t_{II}} K_{tv} = \left(\frac{2 \cdot 100 \cdot 0,2}{4,07} \sqrt{\frac{6,8 - 2 \cdot 0,11 \cdot 30}{(6,8 + 2 \cdot 0,11 \cdot 30) \cdot 2}} \right)^2 \times 2 \approx 5,644;$$

$$K_{tv} = \frac{\Gamma\left(v + \frac{t}{2}\right)}{\Gamma(v)\Gamma\left(v + \frac{t}{2}\right)} = \frac{\Gamma\left(2 + \frac{2}{2}\right)}{\Gamma(1,5)\Gamma\left(1 + \frac{2}{2}\right)} = 2;$$

$$I_{\Pi} = \frac{bH_m \varepsilon_{\Pi}^{v+1}}{n_{\Pi} I_{\Pi} (v+1)} \eta_c = \frac{2 \cdot 1,6 \cdot 0,0258}{5,644 \cdot 4,07(2+1)} \approx 7,98 \cdot 10^{-7}.$$

Висновки

Підсумовуючи вищенаведене, можна зробити такі висновки:

механізм абразивного та газоерозійного зношування носить фрикційно-втомний характер;

основним розрахунковим параметром абразивної зносостійкості АД є інтенсивність зношування I_n ;

інтенсивність зношування є об'єктивним, найбільш наочним показником процесу абразивного та газоерозійного зношування;

модифікована теорія фрикційної витривалості дозволяє математично моделювати процес абразивного зношування з урахування вид, умов навантаження, виду матеріалу, стану поверхні контакту тіла і контртіла та геометричних розмірів плями контакту;

створена інженерна методика розрахунку інтенсивності зношування авіаційних матеріалів може бути придатною і для інших конструкційних матеріалів, що доводиться наведеними прикладами.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Каргельский И.В., Непомнящий Е.Ф. Об усталостном механизме износа при упругом контакте // Изв. АН СССР, ОТН. – 1963. – Вып. 5 – С. 190 – 192.
2. ГОСТ 30480-97. Обеспечение износостойкости изделий. Методы испытания на износостойкость. Общие требования. – М.: Изд. стандартов, 1997. – 60 с.
3. Костецкий Б.И., Колениченко Н.В. Качество поверхности и трение в машинах. – К.: Техника, 1969. – 257 с.
4. Бабак В.П., Филоненко С.Ф. Математические модели оценки и прогнозирования состояния изделий методом акустической эмиссии // Радиоэлектроника и информатика. – 2000. – № 2. – С. 62 – 68.
5. Вейбул Л.В. Усталостные испытания и анализ их результатов: Пер. с англ. / Под ред. С. Сересена. – М.: Машиностроение, 1984. – 257 с.

6. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука, 1988. – 712 с.

7. Жовдак В.А., Мищенко И.В. Прогнозирование надежности элементов конструкций с учетом технологических и эксплуатационных факторов. – Х.: ХДПУ, 1999. – 120 с.

8. Анілович В.Я., Грінченко О.С., Карабін В.В. Міцність та надійність машин. – К: Наук. думка, 1990. – 328 с.

9. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 488 с.

10. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. – Л.: Политехника, 1991. – 328 с.

11. Переверзнев Е.С. Надежность и испытания технических систем. – К.: Наукова думка, 1990. – 328 с.

12. Приймаков О.Г., Стадниченко М.Г., Чотий Л.Ю. О механизмах структурной приспособляемости при абразивном изнашивании материалов // Проблемы трибологии: Міжнар. наук. журнал. –2004. – № 2. – С. 113 – 121.

13. Зношуваність авіаційних матеріалів / О.Г. Приймаков, О.В. Бобровицький, О.О. Лисяк та ін. // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – 2004. – Вып. 37(2). – С. 102 – 108.

14. Приймаков О.Г., Чотий Л.Ю. Критериальная оценка сравнительной износостойкости материалов с учетом структурной адаптации к условиям рабочей среды // Материали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції "АВІА-2004". – К., 2004. – Т. IV. – С. 42.33 – 42.36.

15. Приймаков О.Г., Приймаков Г.О., Чотий Л.Ю. Розрахунок на повзучість деталей авіаційної техніки // Вестник науки и техники. – Х., 2003. – Вып. 4. – С. 28 – 34.

16. Приймаков О.Г., Лисяк О.О., Приймаков Г.О. Прогнозування надійності та довговічності авіаційної техніки // Вестник науки и техники. – Х.: ХБНТ та НТУ "ХП", 2003. – № 1. – С. 14 – 17.

17. Приймаков О.Г., Мясягін В.І. Втомленість авіаційних конструкцій та засоби її попередження. – Х.: НТУ "ХП", 2002. – № 1. – С. 99 – 105.

Надійшла 21.02.2006

Рецензент: д-р техн. наук професор В.А. Войтов, Харківський університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба.