

5. FIABILITATEA INTRINSECĂ

5.1. Coeficientul de siguranță [8, 11, 17, 22]

În domeniul mecanic problemele siguranței în funcționare, în mod clasic, sunt privite prin prisma coeficientului de siguranță, definit ca raportul între rezistența limită medie (L_{med}) și sarcina de lucru medie (P_{med}),

$$c = \frac{L_{med}}{P_{med}}. \quad (5.1)$$

Valoarea limită se poate referi la limita de curgere sau la limita de rupere, în funcție de natura materialului. Lucrările recente se orientează spre metodele statistice pentru definirea acestui coeficient. Se consideră sarcinile limită (rezistența la solicitări) și sarcinile de lucru (aplicate) ca fiind supuse legii de repartiție normală.

Observație: Deoarece în domeniul statisticii se utilizează în mod unanim o anumită notație pentru abaterea standard sau pentru dispersie, pentru a păstra unitatea notațiilor și a evita confuziile se va renunța la notațiile tradiționale din rezistența materialelor, notând sarcinile aplicate cu v și rezistența la solicitări (sarcina limită) cu ρ .

În funcție de poziția celor două curbe ale densității de probabilitate considerate $f(v)$ și $f(\rho)$, există două concepții (metode) de proiectare:

Metoda durabilității controlate ("safe-life method") la care curbele densității de probabilitate nu se intersectează (fig. 5.1), neexistând nici un pericol ca elementul proiectat să suporte sarcina limită și în consecință defectarea nu se produce.

Metoda degradării controlabile ("fail-safe method") la care curbele $f(v)$ și $f(\rho)$ se intersectează (fig. 5.2) atingându-se deci sarcina limită și se admite un anumit procent de defectare (aria hașurată din fig. 5.2).

Se consideră că sarcina limită ρ și sarcina de lucru v sunt repartizate normal, $N(\mu_\rho, \sigma_\rho^2)$ și $N(\mu_v, \sigma_v^2)$. Se observă (fig. 5.3) că relația (5.1) a coeficientului de siguranță nu poate să indice dacă defectul este posibil sau nu, dacă nu se ține seama de dispersie.

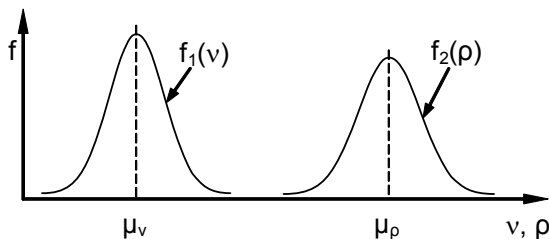


Fig. 5.1. Funcționarea fără defectare cu durabilitate controlată

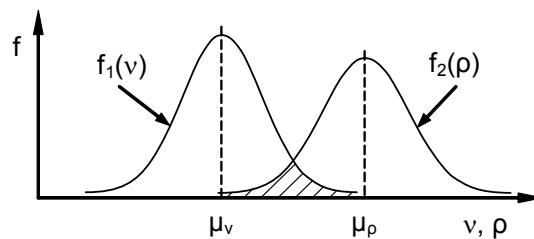


Fig. 5.2. Funcționarea cu procent de defectare acceptat (degradare controlată)

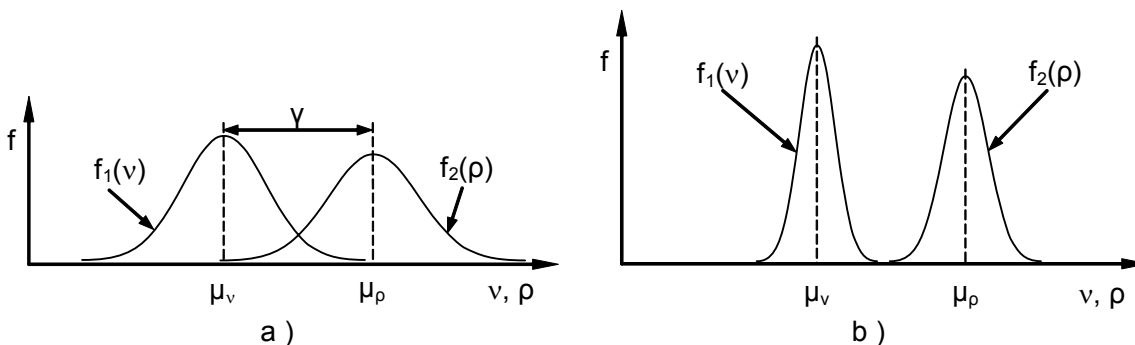


Fig. 5.3. Repartiții cu același interval de siguranță ($\mu_\rho - \mu_v$):
a - cu defect; b - fără defect

5. Fiabilitatea intrinsecă

Pentru a lua în considerare aspectele aleatoare, se poate defini un coeficient de siguranță limită

$$c_1 = \frac{\rho_{\min}}{v_{\max}} = \frac{\mu_\rho - k \sigma_\rho}{\mu_v + k \sigma_v}, \quad (5.2)$$

unde k este cuprins între 3-6 și este determinat de un anumit nivel de semnificație α (fig. 5.4). Raportul σ_v / σ_ρ depinde de natura sistemului având anumite semnificații specifice prezentate în tabelul 5.1 și fig. 5.5. Coeficientul de siguranță nu redă decât parțial aspectele producerii defectului. Asocierea probabilității acestui coeficient conduce la noțiunea de fiabilitate intrinsecă, adică probabilitatea ca ρ să fie superior lui v . Intersecția curbelor de repartiție (a sarcinilor aplicate și a rezistenței la solicitări) indică posibilitatea apariției defectelor (fig. 5.6).

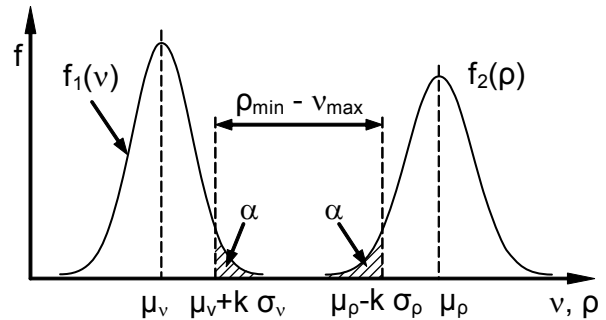


Fig. 5.4. Parametrii care definesc coeficientul de siguranță limită

Tabelul 5.1. Domenii tipice ale raportului σ_v / σ_ρ

Valoarea raportului σ_v / σ_ρ	Observații
$\frac{\sigma_v}{\sigma_\rho} < 1$	Specific sistemelor electrice și electronice. Sistemele funcționează la parametri nominali (tensiune, curent, frecvență etc.) constanți (σ^2 redus). Dispersiile de material sunt mai mari (fig. 5.5 a).
$\frac{\sigma_v}{\sigma_\rho} > 1$	Specific sistemelor mecanice care funcționează la sarcini de lucru cu dispersii mari iar dispersiile sarcinilor limită sunt mici (fig. 5.5 b).
$\frac{\sigma_v}{\sigma_\rho} = 1$	Specific sistemelor electromecanice (fig. 5.5 c)

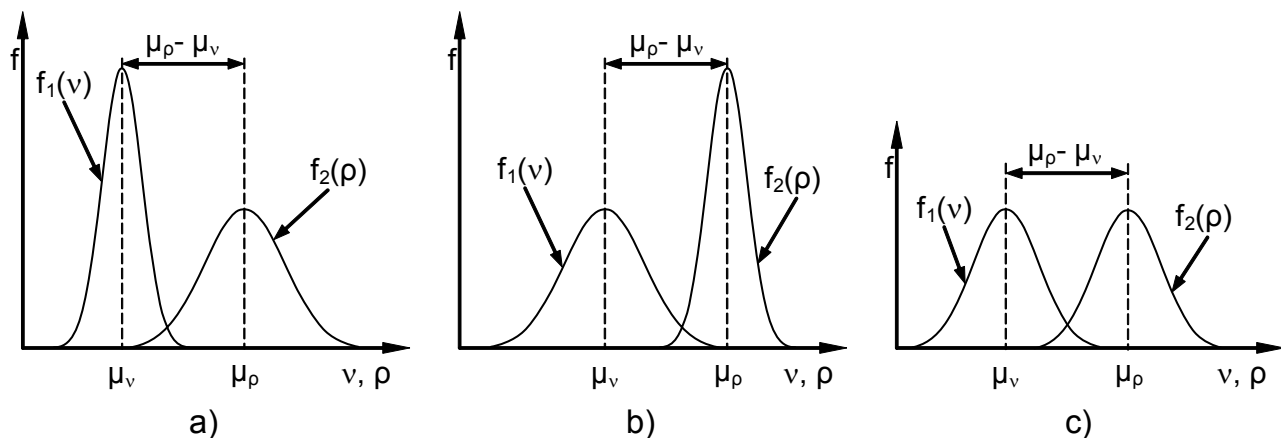


Fig. 5.5. Graficul densităților de probabilitate $f_1(v)$ $f_2(\rho)$ cu dispersii diferite:

$$a) \frac{\sigma_v}{\sigma_\rho} < 1 \quad b) \frac{\sigma_v}{\sigma_\rho} > 1 \quad c) \frac{\sigma_v}{\sigma_\rho} = 1$$

Datorită uzurii în timp, intervalul de siguranță ($\mu_\rho - \mu_v$) se micșorează permanent prin reducerea rezistenței la solicitări (deplasarea curbei $f(\rho)$ la stânga). Probabilitatea de apariție a defectelor crește ca în fig. 5.7, depinzând de v și ρ și de parametrii statistici ai

acestora.

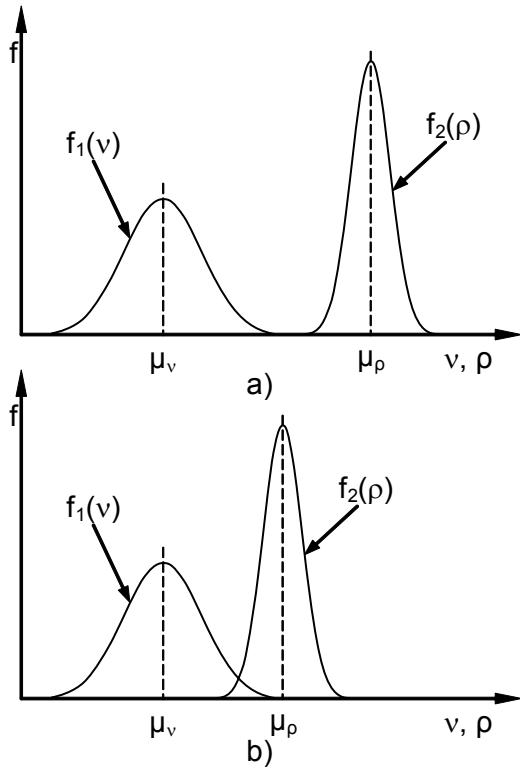


Fig. 5.6. Interpretarea geometrică a probabilității de apariție a defectului:
a - probabilitate de defectare practic nulă;
b - defectarea probabilă

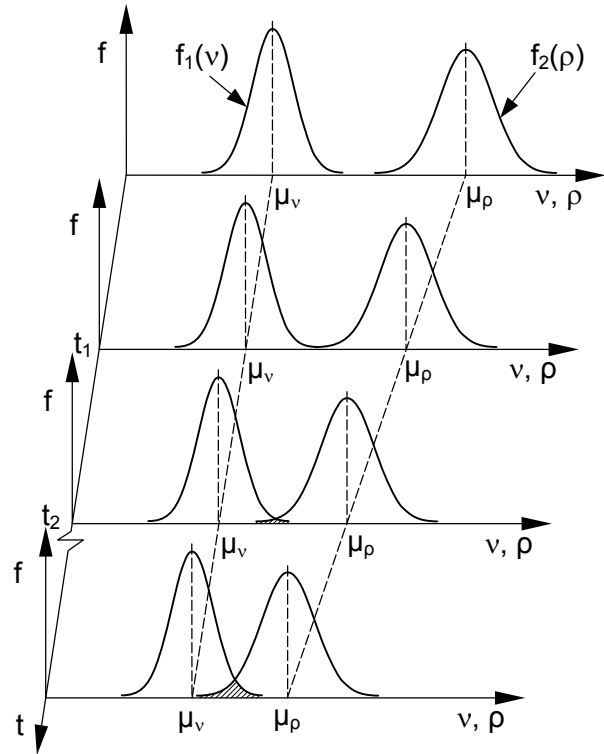


Fig. 5.7. Graficul evoluției uzurii

a. Cazul repartițiilor normale. Considerăm $\rho: N(\mu_\rho, \sigma_\rho^2)$, $v: N(\mu_v, \sigma_v^2)$. Fiabilitatea intrinsecă R_0 , conform definiției, reprezintă, la un anumit moment t , probabilitatea:

$$R_0(t) = P[(\rho - v) > 0] = P(\rho > v). \quad (5.3)$$

Notând $\rho - v = x$ se obține expresia:

$$R_0(t) = P(x > 0). \quad (5.4)$$

Diferența a două variabile aleatoare normale are o repartiție de asemenea normală: $X: N(\mu_x, \sigma_x^2)$. Probabilitatea $R_0(t)$ este reprezentată geometric de aria hașurată din fig. 5.8.

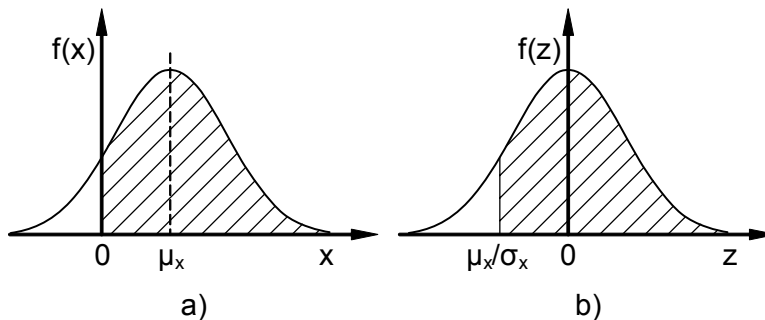


Fig. 5.8. Reprezentarea geometrică a fiabilității intrinseci:
a - repartiție normală; b - repartiție normală normată

Pentru a se putea utiliza tabelele de repartiție, variabila x se normalizează, adică se

5. Fiabilitatea intrinsecă

introduce $z = \frac{x - \mu_x}{\sigma_x}$, unde $\mu_x = \mu_\rho - \mu_v$ și $\sigma_x = \sqrt{\sigma_v^2 + \sigma_\rho^2}$. Pentru $x = 0$, $z = -\frac{\mu_x}{\sigma_x}$. În acest caz, fiabilitatea intrinsecă este dată de relația

$$R_0(t) = P\left(z > -\frac{\mu_x}{\sigma_x}\right), \quad (5.5)$$

ca în schematizarea din figura 5.8 b. Dacă se fixează ca obiectiv valoarea fiabilității intrinseci, de exemplu $R=0,99865$, atunci din tabelul de repartiție pentru probabilitatea $P=1-0,99865=0,00115$ se obține valoarea $z = -\frac{\mu_x}{\sigma_x} = 3$. Deci pentru o fiabilitate mai mare

sau egală cu 0,99865, trebuie îndeplinită inegalitatea $\frac{\mu_x}{\sigma_x} = \frac{\mu_\rho - \mu_v}{\sqrt{\sigma_v^2 + \sigma_\rho^2}} \geq 3$, acționând

asupra celor 4 parametri: $\mu_\rho, \mu_v, \sigma_v, \sigma_\rho$.

b. Cazul repartiției oarecare. În fig. 5.9 se reprezintă zona intersecției celor două repartiții. Probabilitatea unei solicitări aplicate v_1 este egală cu elementul de probabilitate $f_1(v_1) dv = dP(v_1)$. Probabilitatea ca rezistența ρ să fie mai mare decât sarcina aplicată v_1 este:

$$P(\rho > v_1) = \int_{v_1}^{\infty} f_2(\rho) d\rho = P\left(\frac{\rho}{v_1}\right) \quad (5.6)$$

unde $P(\rho / v_1)$ este probabilitatea lui ρ condiționată de valoarea v_1 . Considerăm astfel două evenimente $E_1 = v_1$ și $E_2 = \rho > v_1$.

Fiabilitatea intrinsecă relativă la solicitarea v_1 va fi dată de probabilitatea de intersecția acestor evenimente

$$dR_0 = P(E_1 \cap E_2) = f_1(v_1) dv \int_{v_1}^{\infty} f_2(\rho) d\rho \quad (5.7)$$

Fiabilitatea este egală cu probabilitatea ca rezistența ρ să fie superioară tuturor valorilor posibile ale sarcinii aplicate v

$$R_0 = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(v) \left[\int_v^{\infty} f_2(\rho) d\rho \right] dv \quad (5.8)$$

Se poate raționa în același mod considerând o anumită rezistență ρ_1 și probabilitatea ca sarcina aplicată să fie inferioară este:

$$dR_0 = f_2(\rho_1) \left[\int_{-\infty}^{\rho_1} f_1(v) dv \right] d\rho \quad (5.9)$$

Fiabilitatea va fi dată în acest caz de relația:

$$R_0 = \int_{-\infty}^{\infty} f_2(\rho) \left[\int_{-\infty}^{\rho} f_1(v) dv \right] d\rho \quad (5.10)$$

Exemplu de utilizare. Considerăm un element oarecare la care solicitarea aplicată are o repartiție exponențială cu densitatea de probabilitate $f_1(v) = \lambda e^{-\lambda v}$ iar rezistența la solicitări are o repartiție normală cu densitatea de probabilitate

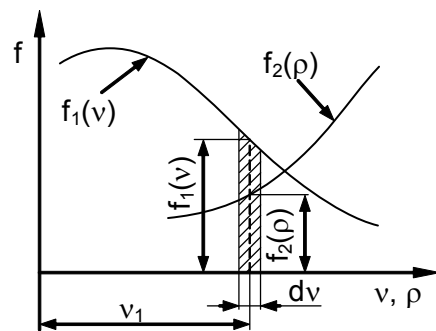


Fig. 5.9. Reprezentarea intersecției densităților de probabilitate $f_1(v)$ și $f_2(\rho)$

$$f_2(\rho) = \frac{1}{\sigma_\rho \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\rho - \mu_\rho)^2}{2\sigma_\rho^2}}$$

Fiabilitatea intrinsecă se poate determina aplicând relația (5.10), considerând că pentru $v \leq 0$; $f_1(v)=0$, deci:

$$\int_{-\infty}^{\rho} f_1(v) dv = \int_0^{\rho} \lambda e^{-\lambda v} dv = -e^{-\lambda v} \Big|_0^{\rho} = 1 - e^{-\lambda \rho},$$

rezultă astfel:

$$R_o = \frac{1}{\sigma_\rho \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} (1 - e^{-\lambda \rho}) e^{-\frac{(\rho - \mu_\rho)^2}{2\sigma_\rho^2}} d\rho = \frac{1}{\sigma_\rho \sqrt{2\pi}} \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{(\rho - \mu_\rho)^2}{2\sigma_\rho^2}} d\rho - \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\left[\frac{(\rho - \mu_\rho)^2}{2\sigma_\rho^2} + \lambda \rho\right]} d\rho \right\}.$$

Primul termen reprezintă întreaga arie cuprinsă între curba densității de probabilitate $f_2(\rho)$ și axa absciselor, adică este egal cu 1. Prin dezvoltarea exponentului celui de al doilea termen se obține:

$$R_o = 1 - \frac{1}{\sigma_\rho \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{1}{2\sigma_\rho^2} [\rho^2 - 2\rho\mu_\rho + \mu_\rho^2 + 2\sigma_\rho^2 \lambda \rho]} d\rho.$$

Numărătorul exponentului se poate pune sub forma:

$$\begin{aligned} \rho^2 - 2\rho\mu_\rho + \mu_\rho^2 + 2\sigma_\rho^2 \lambda \rho &= \rho^2 - 2\rho(\mu_\rho - \sigma_\rho^2 \lambda) + \mu_\rho^2 = \\ &= \rho^2 - 2\rho(\mu_\rho - \sigma_\rho^2 \lambda) + (\mu_\rho - \sigma_\rho^2 \lambda)^2 + 2\mu_\rho \sigma_\rho^2 \lambda - \sigma_\rho^4 \lambda^2 = \\ &= (\rho - \mu_\rho + \sigma_\rho^2 \lambda)^2 + 2\mu_\rho \sigma_\rho^2 \lambda - \sigma_\rho^4 \lambda^2 \end{aligned}$$

Cu aceste transformări, fiabilitatea devine:

$$R_o = 1 - \frac{1}{\sigma_\rho \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}(2\mu_\rho \lambda - \sigma_\rho^2 \lambda^2)} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{1}{2\sigma_\rho^2} (\rho - \mu_\rho + \sigma_\rho^2 \lambda)^2} d\rho.$$

Înlocuind $u = \frac{\rho - \mu_\rho + \sigma_\rho^2 \lambda}{\sigma_\rho}$ și $du = \frac{d\rho}{\sigma_\rho}$ se obține:

$$R_o = 1 - e^{-\frac{2\mu_\rho \lambda - \sigma_\rho^2 \lambda^2}{2}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{1}{2}u^2} du.$$

Se știe că $\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{1}{2}u^2} du = 1$ și în consecință $R_o = 1 - e^{-\frac{2\mu_\rho \lambda - \sigma_\rho^2 \lambda^2}{2}}$.

Înlocuind $\mu_v = M[v] = \frac{1}{\lambda}$ și $\sigma_v^2 = D[v] = \frac{1}{\lambda^2}$, pentru fiabilitatea intrinsecă rezultă expresia:

$$R_o = 1 - e^{-\left(\frac{\mu_\rho}{\mu_v} - \frac{1}{2} \frac{\sigma_\rho^2}{\sigma_v^2}\right)}.$$

5.2. Uzarea și ungerea - fenomene determinante ale fiabilității și durabilității [8, 11, 18, 22, 23]

5.2.1. Uzarea. Calculul mărimilor caracteristice

5.2.1.1. Indicatori ai procesului de uzare

Uzarea reprezintă un proces de desprindere de material și de modificare a stării inițiale a suprafețelor de frecare având ca rezultat uzura. Această uzură poate fi sub forma produselor desprinse, sub forma deteriorării suprafețelor, urmelor degradării sau reducerii dimensiunilor pieselor respective.

În funcție de modul și mărimea de măsurare a procesului de uzare se disting: uzarea liniară U_h (se determină grosimea stratului uzat), uzarea volumetrică U_v (se determină volumul de material uzat), uzarea gravimetrică U_g (se determină masa materialului uzat).

Luând în considerare cauzele care conduc la uzare, se definesc și alți indicatori ai procesului de uzare, și anume:

- **Viteza de uzare v_u** - derivata uzurii la timpul t ,

$$v_u = \frac{dU}{dt} \quad (5.11)$$

care poate fi viteză liniară de uzare v_{uh} , viteză volumetrică de uzare v_{uv} sau viteza gravimetrică de uzare v_{ug} , după cum este exprimat procesul de uzare.

- **Intensitatea de uzare I_u** – derivata uzurii la una dintre cauzele principale, și anume, frecarea (lungimea de frecare, lucrul mecanic consumat prin frecare); din acest punct de vedere, intensitatea de uzare poate fi:

a) intensitatea liniară, adimensională, de uzare

$$I_{uh} = \frac{dU_h}{dL_f} \approx \frac{\Delta U_h}{\Delta L_f} = \frac{\Delta U_h}{\Delta(v_f t)} = \frac{\Delta U_h}{v_f \Delta t} = \frac{v_{uh}}{v_f}, \quad (5.12)$$

în care: L_f este lungimea de frecare în cursul căreia s-a mărit grosimea stratului uzat cu U_h iar v_f - viteza de frecare, reprezentând viteza de alunecare sau rostogolire dintre cele două elemente ale cuplei de frecare;

b) intensitatea volumetrică de uzare

$$I_{uv} = \frac{dU_v}{dL_f} \approx \frac{\Delta U_v}{\Delta L_f} = \frac{\Delta(A_n U_h)}{\Delta L_f}, \quad (5.13)$$

în care A_n este aria nominală de contact; dacă forma geometrică a cuplei de frecare permite ca în timpul uzării A_n să rămână constantă, atunci (5.13) devine

$$I_{uv} = A_n I_{uh};$$

c) intensitatea gravimetrică de uzare

$$I_{ug} = \frac{dU_g}{dL_f} \approx \frac{\Delta U_g}{\Delta L_f} = \frac{\Delta(\rho U_v)}{\Delta L_f}, \quad (5.14)$$

în care ρ este densitatea materialului cuplei respective de frecare; cum însă, pentru majoritatea materialelor, densitatea este constantă, rezultă

$$I_{ug} \approx \frac{\rho \Delta U_v}{\Delta L_f} = \rho I_{uv};$$

d) intensitatea energetică de uzare

$$I_{ue} = \frac{dU_v}{dL_{mf}} = \frac{dU_v}{d(F_f L_f)} \approx \frac{\Delta U_v}{\Delta(F_f L_f)}, \quad (5.15)$$

5. Fiabilitatea intrinsecă

În care L_{mf} este lucrul mecanic consumat prin frecare și care a condus la uzura U_v , F_f - forța de frecare, $F_f = f F_n$, f - coeficientul de frecare iar F_n - forța normală; ținând seama de (5.11), (5.13) și (5.14), l_{ue} are expresia

$$l_{ue} = \frac{A_n l_{uh}}{f F_n} = \frac{l_{uh}}{f p} = \frac{l_{uh}}{\tau_f},$$

în care p este presiunea nominală din zona de contact iar τ_f - tensiunea specifică de frecare.

Inversul intensității energetice de uzare $\left(e_f^* = \frac{1}{l_{ue}} \right)$ se mai numește energie specifică de frecare și uzare.

Pentru cele mai multe situații reale, după perioada de rodaj, viteza de uzare este constantă în anumite condiții de exploatare (sarcină, viteză, temperatură, mediul de ungere etc.).

Complexitatea și interacțiunea parametrilor de exploatare ai cuplelor de frecare conferă vitezei de uzare un caracter de variabilă aleatoare. Caracteristicile statistice ale acestei variabile se pot determina pe baza caracteristicilor statistice ale sarcinii, materialelor, microgeometriei suprafețelor etc., astfel încât, în ansamblul său, procesul de uzare poate fi considerat fenomen determinist.

În ipoteza unei viteze de uzare constante, procesul de uzare are o evoluție liniară și principala sa legitate statistică este uzura liniară

$$U_h = U_{hr} + v_{uh} t = U_{hr} + l_{uh} v_f t = U_{hr} + l_{ue} f p v_f t = U_{hr} + \frac{\tau_f}{e_f^*} v_f t, \quad (5.16)$$

în care U_{hr} este uzura liniară rezultată în urma procesului de rodaj.

Aplicând elementele de algebră liniară a variabilelor aleatoare (v. anexa A1), din (5.16) se pot deduce:

a) media uzurii liniare

$$\bar{U}_h = \bar{U}_{hr} + \bar{v}_{uh} t, \quad (5.17)$$

în care media vitezei de uzare \bar{v}_{uh} se poate determina în funcție de variabilele aleatoare l_{uh} și v_f sau de l_{ue} , p și v_f , sau de τ_f , e_f^* și v_f ;

b) dispersia uzurii liniare

$$D_{uh} = D_{uhr} + D_{vuh} t^2, \quad (5.18)$$

în care dispersia vitezei de uzare D_{vuh} se poate determina în funcție de variabilele aleatoare l_{uh} , v_f sau de l_{ue} , f , v_f , p sau τ_f , e_f^* și v_f ;

c) coeficientul de variație al uzurii liniare

$$C_{vUh} = \frac{D_{Uh}^{1/2}}{U_h}, \quad (5.19)$$

În cazul în care viteza de uzare este liniară în timp, $v_u = v_{u0} + at$, procesul de uzare are o evoluție parabolică

$$U_h = U_{hr} + v_{u0} t + at^2, \quad (5.20)$$

în care v_{u0} este viteza de uzare inițială imediat după terminarea rodajului iar a - constantă, determinabilă experimental, cu următoarele caracteristici statistice:

a) media uzurii

$$\bar{U}_h = \bar{U}_{hr} + \bar{v}_{u0} t + a t^2; \quad (5.21)$$

b) dispersia uzurii

$$D_{uhr} = D_{v_{u0}} t^2; \quad (5.22)$$

c) coeficientul de variație se determină cu relația (5.19), introducând media (5.21) și dispersia (5.22).

În cazul general, când din procesul de uzare se deduce o legitate de forma

$$U_h = U_{hr} + X t^\alpha, \quad (5.23)$$

cu α - constantă iar X - variabilă aleatoare, caracteristicile statistice ale acestui proces sunt:

a) media uzurii

$$\bar{U}_h = \bar{U}_{hr} + \bar{X} t^\alpha; \quad (5.24)$$

b) dispersia uzurii

$$D_{uh} = D_{uhr} + D_x t^{2\alpha}; \quad (5.25)$$

c) coeficientul de variație

$$C_{vUh} = \frac{D_{uh}^{1/2}}{\bar{U}_h}. \quad (5.26)$$

Cu ajutorul mărimilor statistice (medie, dispersie, coeficient de variație) ale uzurii se vor determina indicatorii de fiabilitate ai cuplelor de frecare în corelație cu durata de funcționare.

După procesul formării particulei de uzură, precum și după intercondiționarea parametrilor în procesul de frecare, se admit ca preponderente patru tipuri fundamentale de uzări: adeziune A_d , abraziune A_b , oboseală superficială O_b și coroziune Co . Se subliniază că există și alte forme derivate sau particulare, precum și faptul că, practic, tipurile de uzare nu apar de obicei în mod singular, ci combinate: A_d-A_b , A_d-O_b , A_d-Co , $A_d-A_b-O_b$, $A_d-A_b-O_b-Co$ etc. În tabelul 5.2 se prezintă principalele tipuri de uzare ale cuplelor de frecare din transmisiile mecanice.

Tabelul 5.2. Principalele tipuri de uzare din sistemele mecanice (SM)

Tipuri de uzare fundamentale și derivate	Natura uzării	Cuplele de frecare afectate din SM
<i>Adeziune</i>	Mecanică, metalurgică și termică	Lagăre cu mișcare continuă sau oscilantă (articulații), cuplaje cardanice și dințate, angrenaje, variatoare cu fricțiune, rulmenți
Transfer de material		
Adeziune moderată		
Adeziune severă (gripaj incipient gripaj total)		
<i>Abraziune</i>		Direct sau indirect (particule abrazive în lubrifiant): lagăre cu alunecare cu mișcare continuă sau oscilantă, rulmenți, angrenaje, cuplaje, intermitente, etanșări
Microașchiere		
Rizare prin deformare		
Brăzdare		
Zgâriere		
<i>Oboseală</i>	Mecanică	Angrenaje, rulmenți, roți de lanț
Oboseală mecanică: pitting incipient, distructiv		
Exfoliere		
Oboseală termomecanică (fisuri)	Mecanică și termică	
<i>Coroziune</i>	Chimică	Lagăre cu alunecare, rulmenți, angrenaje unse cu uleiuri degradate sau infestate cu apă, acizi
Coroziune chimică		
Coroziune galvanică		

Tabelul 5.2. Principalele tipuri de uzare din sistemele mecanice (SM) (continuare)

Tipuri de uzare fundamentale și derivate	Natura uzării	Cuplele de frecare afectate din SM
Ciupire electrică	Electrochimică	Idem și prezența curentului electric
Coroziune de fretare	Mecanochimică	Caneluri, articulații
<i>Impact</i>	Mecano-termochimică	Angrenaje, lanțuri
<i>Deformare la rece (rulare)</i>	Mecanică	Angrenaje, rulmenți, lagăre cu alunecare cu mișcare continuă sau oscilantă
<i>Cojire</i>		
<i>Brinelare</i>		
<i>Deformare la cald</i>	Termică	Rulmenți, angrenaje, ambreiaje
<i>Decolorare (pătare)</i>		Suprafețe supraîncălzite - flancuri angrenaje, rulmenți etc.

Indiferent de forma de uzare, din punct de vedere cantitativ, cuplele de frecare și uzare din sistemele mecanice se clasifică după următoarele criterii:

a) După intensitatea liniară, adimensională de uzare I_{uh} cuplele se împart în clasele prezentate în tabelul 5.3 (clasificarea Kraghelski-Haraci)

Tabelul 5.3. Clasificarea cuplelor de frecare după intensitatea liniară de uzare I_{uh}

Clasa	0	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
$\lg I_{uh \min}$	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4
$\lg I_{uh \max}$	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3

Pentru clasele 0-V deformațiile locale sunt elastice, pentru clasele VI-VII deformațiile sunt plastice și pentru clasele VIII-IX au loc procese de microașchiere.

b) După energia de frecare și uzare e_f^* au fost stabilite clasele din tabelul 5.4 (clasificarea Kostetkii)

Tabelul 5.4. Clasificarea cuplelor de frecare după energia de frecare și uzare

Clasa	Tipul uzării	Energia de frecare și uzare
1	normală de tip mecanochimic	$e_f^* = 10^{11} \dots 10^9$ MPa;
2	abrazivă de tip mecanochimic	$e_f^* = 10^9 \dots 10^8$ MPa;
3	prin coroziune	$e_f^* = 10^8 \dots 10^6$ MPa;
4	prin adeziune la cald	$e_f^* = 10^7 \dots 10^6$ MPa;
5	prin adeziune la rece	$e_f^* = 10^6 \dots 10^5$ MPa;
6	mecanică prin abraziune	$e_f^* = 10^5 \dots 10^4$ MPa.

c) După modul de acumulare a energiei mecanice sau termice și grosimea stratului afectat (clasificarea Fleischer), clasele de uzare sunt indicate în tabelul 5.5.

În tabelul 5.6 sunt indicate câteva valori orientative ale valorilor medii ale indicatorilor procesului de uzare a principalelor cuple din transmisiile mecanice.

5. Fiabilitatea intrinsecă

Tabelul 5.5. Clasificarea cuplelor după modul de acumulare a energiei mecanice și grosimea stratului afectat

Clasa	Tipul uzării	Grosimea stratului afectat, μm	Parametrii procesului de uzare				De câte ori crește duritatea	
			e_f^* , MPa	τ , MPa	I_{uh}	T, °C		
1	1.1	Adeziune	0,01-1(10)	10^{12} - 10^9	10^3 - 10^{-3}	10^{-13} - 10^{-8}	...300	...5
	1.2		100(250)	10^9 - 10^7		10^{-11} - 10^{-5}		
	1.3		500(1000)	10^8 - 10^6	10^3 - 10^{-2}	10^{-9} - 10^{-4}		
2	2.1	Adeziune	0,01-1(10)	10^6 - 10^4	10^3 - 10^{-2}	10^{-7} - 10^{-2}	...100	...3
	2.2		...500(10^3)	10^5 - 10^3	10^3 - 10^{-3}	10^{-5} - 10^{-2}	...300	
3	3.1	Deformare	...250	10^{12} - 10^7	10^3 - 10^{-2}	10^{-13} - 10^{-5}	...100	...5
	3.2		..5000	10^8 - 10^5	10^2 - 10^{-2}	10^{-9} - 10^{-4}	...300	
4	4.1	Termică	...1000	10^9 - 10^6	10^3 - 10^{-2}	10^{-9} - 10^{-5}	...1000	...5
	4.2		...4000	10^7 - 10^4	10^3 - 10^{-1}	10^{-7} - 10^{-3}	...500	

Tabelul 5.6. Valori orientative ale indicatorilor de uzare

Denumirea cuplei de frecare	Indicatorii		
	e_f^* , MPa	τ , MPa	I_{uh}
<i>Lagăre cu alunecare</i>			
- lagăre unse cu ulei cu: cuzinetul din CuSn12 cuzinetul din PbSn 80	$5 \cdot 10^{11}$ $4 \cdot 10^{10}$	- -	- -
- lagăre unse cu unsoare cu: cuzinetul din CuSn12 cuzinetul din PbSn 80	$2,5 \cdot 10^{10}$ $1 \cdot 10^{10}$	- -	- -
- mase plastice cu autolubrifiere: placate masive	$7 \cdot 10^8$ $3,5 \cdot 10^6$	0,25 0,15	$(1..4)10^{-10}$ $(4..8)10^{-10}$
- mase plastice fără ungere ulterioară	$5 \cdot 10^9$	-	$5 \cdot 10^{-9}$... $1 \cdot 10^{-9}$
- fier sinterizat cu autolubrifiere	$2 \cdot 10^{10}$	-	-
- bronz sinterizat cu autolubrifiere	$1 \cdot 10^9$	0,05	$1,7 \cdot 10^{-10}$
<i>Ambreiaje cu fricțiune</i>			
- garnitură uscată - garnitură unsă	$1,1 \cdot 10^5$ $2,5 \cdot 10^8$	0,12 0,25	- $1 \cdot 10^{-9}$
<i>Șuruburi de mișcare</i>			
<i>Transmisii cu fricțiune (oțel / oțel)</i>			
- unse - uscate (fără ungere)	$6,3 \cdot 10^9$ $1,7 \cdot 10^8$	- 1-2	- -
<i>Transmisii cu lanț (excavator)</i>			
<i>Transmisii cu roți dințate cu:</i>			
- pinion din 20MnCr5 călit	$2,3 \cdot 10^{10}$	-	-
- angrenaj din: OLC 45/OLC 45 Textolit/OLC 45 OT 60/oțel călit	- - $2,5 \cdot 10^8$	- - 60	$2,6 \cdot 10^{-7}$ $4 \cdot 10^{-8}$ $2 \cdot 10^{-7}$
<i>Etanșare radială (cauciuc / oțel)</i>			
<i>Inel frontal de etanșare apă (viteza periferică 80 m/s)</i>	$4 \cdot 10^8$	0,06	$1,5 \cdot 10^{-8}$

5.2.1.2. Caracteristici geometrice, cinematice și de material ale suprafețelor de frecare

Procesul intim de frecare și uzare se realizează prin intermediul ariei reale de contact a suprafețelor cuplelor, atunci când contactul este nemijlocit (frecare uscată, limită sau chiar mixtă). Dacă între suprafețele de contact se interpune un film continuu de lubrifiant, procesul de frecare și uzare este, în special, determinat de caracteristicile filmului și de starea de tensiuni din elementele cuplei. Totodată, trebuie semnalat faptul că în zona de contact, ca urmare a procesului continuu de frecare și uzare, proprietățile fizico-chimice și mecanice ale celor două materiale se modifică față de proprietățile de bază.

Cercetările actuale în domeniul frecării și uzării dovedesc că suprafețele de contact trebuie cunoscute sub următoarele aspecte: microgeometria (rugozități, undulații), abaterile de formă, microduritatea, modulul de elasticitate și starea de deformație.

Evaluarea rugozității suprafețelor numai prin parametrul standardizat R_a sau R_z este insuficientă pentru caracterizarea comportării la frecare și uzare. Sunt necesare, în plus, următoarele mărimi: înălțimea maximă R_{max} a rugozităților pe suprafața de referință, după cel puțin două direcții (de regulă după direcția de alunecare și o direcție perpendiculară pe ea), raza de curbura a vârfurilor rugozităților r , parametrii v și b ai curbei de portanță Abbott-Firststone și înălțimea R_w , lungimea L_w , pasul S_w și raza de curbura r_w a undulațiilor. În tabelele 5.7 și 5.8 se prezintă valori orientative ale caracteristicilor rugozității pentru suprafețe din oțel, respectiv fontă, date în corelație cu tipul prelucrării și clasa de rugozitate.

Tabelul 5.7. Valori ale caracteristicilor rugozității pentru suprafețe din oțel

Tipul prelucrării	Clasa de rugozitate N	R_{max} , μm	r , μm	b	v	$\Delta = \frac{R_{max}}{r b^{1/v}}$
Rectificare exterioară	7	9,4	8	0,6	2,6	$1,6 \cdot 10^0$
	6	4,7	12	0,9	1,9	$4,1 \cdot 10^{-1}$
	5	2,4	20	1,3		$9,6 \cdot 10^{-2}$
	4	1,2	30	2,0		$2,8 \cdot 10^{-2}$
Rectificare interioară	8	18	5	0,6	2,0	$49,6 \cdot 10^{-1}$
	7	9,4	8	0,9	1,9	$13,0 \cdot 10^{-1}$
	6	4,7	13	1,1	1,8	$3,6 \cdot 10^{-1}$
	5	2,4	18	1,4	1,7	$1,1 \cdot 10^{-1}$
Rectificare plană	9	37	35	0,6	2,2	$1,2 \cdot 10^0$
	8	18	100	0,9	1,9	$2,0 \cdot 10^{-1}$
	7	9,4	180	1,0	1,8	$6,0 \cdot 10^{-2}$
	6	4,7	370	1,6	1,8	$1,3 \cdot 10^{-2}$
	5	2,4	350	2,3	1,6	$2,6 \cdot 10^{-3}$
Polizare	6	4,7	230	2,0	1,7	$1,4 \cdot 10^{-2}$
	5	2,4	450	2,5	1,6	$3,0 \cdot 10^{-3}$
	4	1,2	670	3,5	1,5	$7,8 \cdot 10^{-4}$

Tabelul 5.7. Valori ale caracteristicilor rugozității pentru suprafețe din oțel (continuare)

Tipul prelucrării	Clasa de rugozitate N	$R_{max}, \mu m$	$r, \mu m$	b	v	$\Delta = \frac{R_{max}}{r b^{1/v}}$
Strunjire	9	37	15	1,0	2,1	$2,5 \cdot 10^0$
	8	18	20	1,4	1,9	$7,9 \cdot 10^{-1}$
	7	9,4	35	1,8	1,8	$1,9 \cdot 10^{-1}$
	6	4,7	55	2,0	1,6	$6,3 \cdot 10^{-2}$
Lepuire cilindrică	4	1,2	30	2,5	1,5	$2,2 \cdot 10^{-2}$
	3	0,6	40	2,6	1,4	$7,7 \cdot 10^{-3}$
	1	0,30	55	2,6	1,3	$2,6 \cdot 10^{-3}$
	0	0,15	75	3,3	1,2	$7,4 \cdot 10^{-4}$
Prelucrare cu scule diamantate	5	1,50	1,300	0,9	1,0	$1,1 \cdot 10^{-3}$
		1,32	1300	2,1	1,2	$5,4 \cdot 10^{-4}$
		1,20	1230	0,9	1,2	$1,0 \cdot 10^{-4}$
	4	0,84	2300	1,0	1,4	$3,6 \cdot 10^{-4}$
		0,72	2200	1,0	1,3	$3,3 \cdot 10^{-4}$
		0,60	2400	1,1	0,5	$2,3 \cdot 10^{-4}$

Tabelul 5.8 Valori orientative ale caracteristicilor rugozității pentru suprafețe din fontă

Tipul prelucrării	Clasa de rugozitate N	$R_{max}, \mu m$	$r, \mu m$	b	v	$\Delta = \frac{R_{max}}{r b^{1/v}}$
Rectificare exterioară	8	11	50	0,70	1,9	$2,71 \cdot 10^{-1}$
	7	7,2	85	1,20	1,9	$6,50 \cdot 10^{-2}$
	6	3,5	150	1,25	1,8	$2,0 \cdot 10^{-2}$
	5	1,8	190	1,55	1,7	$7,5 \cdot 10^{-3}$
Rectificare interioară	8	11	12	1,60	2,6	$8,0 \cdot 10^{-1}$
	7	7,4	16	1,75	2,4	$3,7 \cdot 10^{-1}$
	6	3,6	25	1,85	2,3	$1,8 \cdot 10^{-1}$
	5	1,7	45	2,10	2,2	$7,7 \cdot 10^{-2}$
Strunjire	10	48	25	1,10	1,9	$1,8 \cdot 10^0$
	9	21	37	1,20	1,8	$5,4 \cdot 10^{-1}$
	8	12	60	1,45	1,7	$1,5 \cdot 10^{-1}$
	7	7,4	130	1,50	1,6	$4,4 \cdot 10^{-2}$
Frezare cilindrică	10	29	17	1,40	2,8	$2,5 \cdot 10^0$
	9	23	20	1,60	2,6	$9,6 \cdot 10^{-1}$
	8	11	25	1,70	2,4	$3,7 \cdot 10^{-1}$
	7	7,2	50	2,10	2,1	$1,0 \cdot 10^{-1}$

În tabelele 5.9, respectiv 5.10. sunt indicate elementele geometrice ale undulațiilor în direcție longitudinală și transversală

Tabelul 5.9 Valori orientative ale geometriei undulațiilor longitudinale

Metoda de prelucrare și clasa de rugozitate	R_w , μm	S_w , μm	r_n , μm	$\frac{S_w}{R_w}$
Piese din oțel				
Rectificare plană, N5-N9	1,2-12	2,4-3,5	30-350	280-2900
Rabotare, N7-N10	1,0-12	1,0-5,0	40-100	320-1000
Frezare cilindrică, N8-N10	7,5-40	1,7-3,4	5-45	60-270
Lepuire plană, N3-N4	0,2-0,5	1,0-1,5	150-850	2000-6000
Sablare, N6	3,5-6,0	6000-7500	1100-1700	1000-2000
Piese din fontă				
Rectificare plană, N5-N8	1,3-9	1,8-2,3	40-200	200-1770
Frezare cilindrică, N7-N10	7,5-30	1,6-2,5	11,6-6	83-267
Rabotare, N10	12	1,65	20	140
Sablare, N6	4,5-7	7000	1200	1000-1600

Tabelul 5.10 Valori orientative ale geometriei undulațiilor transversale

Metoda de prelucrare și clasa de rugozitate	R_w , μm	S_w , μm	r_n , μm	$\frac{S_w}{R_w}$
Piese din oțel				
Rectificare interioară, N5-N8	0,6-4,5	500-1400	10-80	100-350
Rectificare exterioară, N5-N7	0,7-3	250-500	10-25	165-400
Strunjire, N3-N11	2-6	400-1700	10-30	200-350
Honuire, N3-N6	0,1-0,8	150-700	2,5-40	200-7000
Lepuire plană, N2-N3	0,1-0,3	60-100	5-10	300-600
Lepuire suprafețe cilindrice, N1-N4	0,05-0,1	35-120	2,5-10	400-700
Sablare, N6	3,5-6	5000-5500	600-1000	800-1600
Piese din fontă				
Rectificare interioară, N6-N8	1-3	450-1400	5-400	120-450
Rectificare exterioară, N5-N8	0,5-7	550-1000	10-100	80-1850
Rectificare plană, N5-N8	0,8-4	500-900	20-80	200-800
Strunjire, N7	1	1000	50	1000

Dacă sarcina exterioară normală pe suprafața de contact este F , atunci aria reală A_r , care va prelua această forță va fi:

$$A_r = \frac{F}{p_r} = \frac{A_c p_c}{p_r}, \quad (5.27)$$

unde p_r este presiunea reală de contact, A_c - aria aparentă de contact, dependentă de undulații și de aria nominală A_n ; p_c - presiunea aparentă de contact.

Pentru cuplele de frecare punctuale sau liniare (angrenaje, rulmenți, variatoare cu

5. Fiabilitatea intrinsecă

fricțiune, lagăre cu alunecare de dimensiuni mari etc.) se poate accepta $A_c=A_n$, A_n fiind aria nominală, determinabilă cu relațiile lui Hertz. Pentru cuplele de frecare plane, cu contacte pe suprafețe plane, cilindrice sau sferice, $A_c=A_n$ numai atunci când lipsesc undulațiile. În caz contrar, A_c este diferită de A_n , aria aparentă de contact și, implicit, presiunea aparentă determinându-se prin calcul, în ipoteza modelului undulațiilor sferice sau eliptice echivalente cu sfere. Pentru undulațiile cilindrice cu raze diferite în plane perpendiculare se determină raza de curbură echivalentă $r_w=(r_{w1} r_{w2})^{1/2}$ și se aplică, în mod aproximativ, relațiile de la undulațiile sferice.

Se deosebesc următoarele cazuri:

a) înălțimea rugozității este mică ($R_{max} < 0,1 R_w$) sau mare ($R_{max} \geq 0,1 R_w$) în comparație cu înălțimea undulațiilor, relațiile de calcul fiind date în tabelul 5.11 sau 5.12 cu coeficienții respectivi din tabelul 5.13.

b) starea de deformație este elastică sau plastică, relațiile fiind date în tabelul 5.14;

c) număr redus de undulații (1-3) și care nu se mărește cu creșterea sarcinii exterioare sau număr mare de undulații ($n_w > 3$), relațiile de calcul fiind date în tabelul 5.11 sau 5.12;

d) ambele suprafețe au undulații sau numai o suprafață are undulații, cealaltă fiind considerată ideală.

Tabelul 5.11 Relații pentru calculul ariei și presiunii aparente de contact (A_c , p_c), când $R_{max} < 0,1 R_w$

Numărul undulațiilor din contact n_w	Condiții	Relația de calcul	Observații
≤ 3	Sarcini mici, aria nominală mică ($A_n \approx S_w^2$)	$A_c = 2,8 n_w^{1/3} (\theta_\Sigma r_w F_n)^{2/3}$ $p_c = \frac{0,36}{(\theta_\Sigma r_w)^{2/3}} \left(\frac{F_n}{n_w} \right)^{1/3}$	$\theta_\Sigma = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$ <p>$\mu_{1,2}$ – coeficienții Poisson</p>
> 3	$A_n > S_w^2$	$A_c = 2,2 A_n^{0.14} \left(\frac{r_w}{R_w} \right)^{0.49} (\theta_\Sigma F_n)^{0.86}$ $p_c = 0,45 \frac{R_w}{(\theta_\Sigma^2 r_w)^{0.43}} p_a^{0.14}$	

Presiunea și aria reală de contact se determină în ipoteza unor rugozități cu vârful segmente sferice pentru care, în ipoteza deformațiilor elastice, sunt valabile relațiile lui Hertz-Beliaev, iar în ipoteza deformațiilor plastice, presiunea reală de contact se poate considera ca fiind egală cu microduratea $H \approx HB \approx HV$. Deformațiile elastice apar în zona de contact atunci când presiunea maximă aparentă p_c este mai mică decât duritatea minimă a celor două suprafețe din contact. Atunci când $p_c \leq p_{cr}$, deformațiile sunt elastice, p_{cr} fiind presiunea critică, dedusă din condițiile de determinare a durității unității Brinell HB

$$p_{cr} = 2,4^{v+0,5} v (v-1) k_1 HB^{2v+1} \frac{\theta^{2v}}{5 \Delta^v}, \quad (5.28)$$

unde: $\theta = \frac{1-\mu^2}{E}$; μ este coeficientul lui Poisson; E - modulul de elasticitate longitudinal;

Tabelul 5.12 Calculul ariei și presiunii aparente de contact (A_c , p_c) când $R_{max} \geq 0,1 R_w$

Numărul undulațiilor din contact n_w	Deformația undulațiilor sau starea suprafeței		Relațiile de calcul
≤ 3	Plastică		$A_c \approx \pi n_w \left\{ \left[3 \theta_\Sigma r_w \frac{F_n}{4 n_w} \right]^{0,89} + \left[1,8 R_p r_w \frac{F_n}{n_w H} \right]^{0,33} \right\}^{0,75};$ $p_c = F_n / A_n; \text{ dacă } A_c > A_n, \text{ se va lua } A_c = A_n$
	Elastică		$A_c \approx \pi n_w \left\{ \left[3 \theta_\Sigma r_w \frac{F_n}{4 n_w} \right]^{0,86} + 26 R_p r_w \left(\frac{r}{R_p} \right)^{0,14} \left(\frac{\theta_\Sigma F_n}{n_w} \right)^{0,28} \right\}^{0,78}$ <p>Dacă $A_c > A_n$, se va lua $A_c = A_n$</p>
> 3	S_1-S_2	$v_w=2$ $K_v=1,8$	$A_c = A_n K_w K_v \left[\left(\frac{2 r_w}{R_w} \right)^{0,5} \theta_\Sigma p_n \right] \frac{v_w}{v_w + \delta}$
	S_3-S_3	$v_w=3$ $K_v=2,4$	$p_c = \frac{F_n}{A_c} = \frac{1}{K_w K_v} \left(\frac{R_w}{2 r_w \theta_\Sigma^2} \right) \frac{v_w}{2 v_w + 2 \delta} p_n^{\frac{\delta}{v_w + \delta}}$ <p>Dacă $A_c > A_n$, se va lua $A_c = A_n$</p>

Observații: $\theta_\Sigma = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$; H - microduritatea, $H \approx HB \approx HV$; $R_p \approx 0,5 R_{max}$; v_w - parametrul portanței undulațiilor; K_w , δ - indicați în tabelul 5.12; S_1 - suprafața cu undulații; p_n - presiunea nominală; K_v - coeficient dependent de înălțimea undulațiilor (legea de dispersie).

Tabelul 5.13 Valorile coeficienților K_w și δ

Deformația rugozităților	$\frac{1}{\theta_\Sigma H}$	Coeficientul	R_{max}/R_w					
			0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2
Plastică	50	K_{w1}	1,05	1,15	1,20	1,35	1,55	2,1
		δ_1	0,60	0,70	0,85	1,15	1,50	2,3
		K_{w2}	0,95	0,90	0,85	0,85	1,10	1,5
		δ_2	0,70	1,05	1,45	2,15	3,15	3,9
	100	K_{w1}	1,10	1,17	1,28	1,45	1,75	2,6
		δ_1	0,65	0,80	1,00	1,30	1,65	2,0
		K_{w2}	0,95	0,88	0,85	0,90	1,20	2,1
		δ_2	0,75	1,10	1,60	2,40	3,40	4,0
	200	K_{w1}	1,13	1,20	1,35	1,55	2,10	3,3
		δ_1	0,70	0,85	1,10	1,50	2,35	2,0
		K_{w2}	0,90	0,85	0,83	0,95	1,50	2,5
		δ_2	0,80	1,20	1,70	2,60	3,60	4,0
Elastică	-	K_{w1}	1,05	1,06	1,14	1,25	1,50	2,1
		δ_1	0,65	0,80	1,05	1,40	1,95	2,4
		K_{w2}	0,88	0,85	0,80	0,85	1,10	1,8
		δ_2	0,75	1,10	1,70	2,60	2,60	4,5

Observații: Indicele 1 se referă la contactul a două suprafețe cu undulații, iar indicele 2, la contactul unei suprafețe cu undulații cu o suprafață fără undulații; pentru valori intermediare se permite interpolarea liniară.

5. Fiabilitatea intrinsecă

$\Delta = \frac{R_{\max}}{rb^{1/2}}$, parametrul complex al microgeometriei; k_1 - constantă de integrare,

dependentă de parametrul curbei de portanță ν ($k_1=1,2$ pentru $\nu=1,5$; $k_1=0,5$ pentru $\nu=2$; $k_1=0,21$ pentru $\nu=2,5$; k_1 interpolarea liniară); r – raza de curbură a vârfului rugozităților.

De regulă, deformațiile elastice apar atunci când materialele au modulul de elasticitate ridicat (în special la metale), suprafețele sunt rodate corect, au valori reduse ale parametrului complex al microgeometriei ($\Delta \leq 0,005$) și sunt realizate în clasele de rugozitate N3-N4. În aceste ipoteze, presiune reală se va determina cu relația:

$$p_r = (K_3 B)^{\nu/(\nu+\omega)} \left(\frac{R_p}{r} \right)^{\omega/(\nu+\omega)} \left(\frac{F_n}{\alpha t_m A_c} \right)^{\omega/(\nu+\omega)}, \quad (5.29)$$

în care: α este coeficientul stării de deformație ($\alpha = 0,5$ pentru deformații elastice și $\alpha = 1$ pentru deformații plastice) și are valorile indicate în tabelul 5.15; ω și B coeficienți ce caracterizează proprietățile materialelor și sunt indicați în tabelul 5.14; K_3 – coeficient dependent de parametrul ν al curbei de portanță și de coeficientul ω , cu valorile indicate în tabelul 5.16; R_p – înălțimea rugozităților, definită ca distanța dintre linia vârfurilor și linia medie a profilului; t_m – lungimea de portanță relativă, corespunzătoare liniei medii a profilului.

Tabelul 5.14 Valorile coeficienților ω , B și α

Deformația	Suprafețele	ω	B	α
Elastică	Suprafețe metalice cu $R_a \leq 0,16 \mu\text{m}$	0,5	$\frac{0,43}{\theta_\Sigma}$	0,5
	Materiale plastice			
Plastică	Suprafețe metalice cu $R_a > 0,16 \mu\text{m}$	0	H	1

Observații: $R_a \approx (0,2 \dots 0,3) R_{\max}$; $R_z \approx 4 R_a^{0,07}$.

Tabelul 5.15. Valorile coeficientului α pentru contactul elasto-plastic

HB	S_m/R_z					
	1	10	20	30	40	50
50	1,0	0,85	0,75	0,65	0,55	0,50
100	0,90	0,75	0,56	0,50	0,50	0,50
200	0,80	0,56	0,50	0,50	0,50	0,50
400	0,70	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

Observații: S_m – pasul mediu al rugozităților; R_z – înălțimea medie a rugozităților în zece puncte.

Tabelul 5.16 Valorile coeficientului $K_3 = \frac{\Gamma(\nu+1)\Gamma(\omega+2)}{\Gamma(\omega+\nu+1)}$

ω	ν		
	2	3	4
0	1	1	1
0,2	0,91	0,86	0,81
0,4	0,83	0,73	0,69
0,5	0,80	0,69	0,61

Observații: Pentru $\nu=1$ și orice valoare a lui ω , $K_3=1$; pentru valori intermediare ale lui ν se acceptă interpolarea liniară; $\Gamma(x)$ – funcția gamma de argument x .

5. Fiabilitatea intrinsecă

Dacă la prima aplicare a sarcinii F_0 au loc deformații plastice ale rugozităților, atunci la următoarea aplicare a altei sarcini $F_n < F_{0n}$, deformațiile pot fi elastice și

$$p_r = H \left(\frac{F_n}{F_{0n}} \right)^{1/\nu}, \quad (5.30)$$

în care H este microduritatea.

În tabelul 5.17 se prezintă centralizat, relațiile de calcul aproximativ al presiunii reale, relații ce pot fi utilizate în practica inginerescă. Numărul real al petelor de contact n_r , distanța medie dintre ele S_r și suprafața medie a unei pete indicate în tabelul 5.18.

Tabelul 5.17. Valorile aproximative de calcul ale presiunii reale de contact

Deformația	Suprafețele	Formula de calcul	Observații
Elastică	Ambele rugoase	$p_r = 0,61 \left[\frac{R_a}{r \theta_\Sigma^2} \right]^{0,43} p_c^{0,14}$	$r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}$
	O suprafață rugoasă și una netedă	$p_r = 0,8 \left[\frac{R_a}{r \theta_\Sigma^2} \right]^{0,43} p_c^{0,2}$	
Plastică	$p_c \leq \frac{HB}{3}$	$p_r \approx H$	$H = \min(H_1, H_2)$
	$p_c > \frac{HB}{3}$	$p_r \approx p_c - 0,4 \left(\frac{H^3}{p_c} \right)^{1/2}$	
Plastică repetată	Ambele rugoase	$p_r \approx H \left(\frac{F_n}{F_{0n}} \right)^{1/3}$	F_{0n} – sarcina normală inițială
	Una rugoasă și una netedă	$p_r \approx H \left(\frac{F_n}{F_{0n}} \right)^{1/2}$	

Tabelul 5.18 Relații pentru calculul numărului real al “petelor” de contact n_r , suprafeței medii a unei “pete” ΔA_r și distanței medii dintre “pete” S_r

Suprafețele	Relațiile de calcul	Observații
Ambele rugoase	$n_r = \frac{3,1 A_c}{(K_r r R_a)} \left(\frac{p_c}{p_r} \right)^{0,66}$; $\Delta A_r = 0,33 K_r R_a \left(\frac{p_c}{p_r} \right)^{0,33}$ $S_r = 0,57 (K_r r R_a)^{0,5} \left(\frac{p_r}{p_c} \right)^{0,33}$	Pentru deformații elastice $K_r=11$, iar pentru deformații plastice $K_r=21$
Una rugoasă și una netedă	$n_r = \frac{2 A_c}{(K_r r R_a)} \left(\frac{p_c}{p_r} \right)^{0,5}$; $\Delta A_r = 0,5 K_r R_a \left(\frac{p_c}{p_r} \right)^{0,5}$ $S_r = 0,7 (K_r r R_a)^{0,5} \left(\frac{p_r}{p_c} \right)^{0,5}$	R_a – impus prin desenele de execuție sau determinat prin prelucrarea profilogramelor

În funcție de specificul geometric și cinematic al cuplei de frecare se definesc,

suplimentar, aria de frecare A_f , coeficientul de acoperire reciprocă a suprafețelor $\lambda = \frac{A_n}{A_f}$

și lungimea specifică de frecare L_{of} . Se explicitează mărimile A_n , A_f , L_{of} și λ pentru câteva cazuri particulare de cuple cu pondere mare în construcția transmisiilor mecanice.

a. *Cupla de translație* este caracteristică ghidajelor și etanșărilor (fig. 5.10 a). Ariile de frecare A_{f1} și A_{f2} și lungimile de frecare din O până la O', L_{of1} și L_{of2} au expresiile:

$$A_n = b d; \quad A_{f1} = (l + b) d; \quad A_{f2} = b d; \quad \lambda_1 = \frac{b}{l + b}; \quad \lambda_2 = 1 \quad (5.31)$$

d fiind dimensiunea comună (dimensiunea de contact) în direcția perpendiculară pe cea de mișcare;

$$L_{of1} = \begin{cases} x, & \text{pentru } b \geq x \geq 0 \\ b, & \text{pentru } l \geq x \geq b \\ l + b - x, & \text{pentru } l + b \geq x \geq l \end{cases} \quad L_{of2} = l \quad (5.32)$$

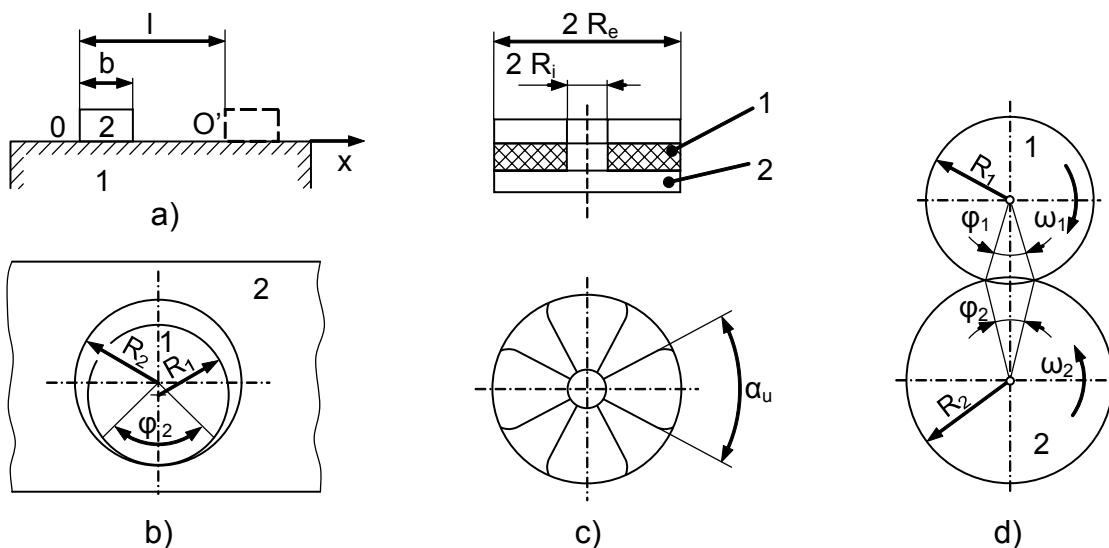


Fig. 5.10. Schema de calcul a lungimii și ariei de frecare pentru cuple:
a) ghidaj; b) lagăr; c) ambreiaj; d) angrenaj

b. *Cupla de rotație cu mișcare de alunecare* este caracteristică lagărelor cu alunecare, frânelor cu tambur (fig. 5.10 b). La o rotație a elementului 1, se disting următoarele mărimi:

$$A_n = 2 \varphi_0 R_1; \quad A_{f1} = 2 \pi R_1 d; \quad A_{f2} = 2 \varphi_0 R_2 d; \quad \lambda_1 = \frac{\varphi_0}{\pi}; \quad \lambda_2 = 1; \quad (5.33)$$

d fiind dimensiunea comună de contact în direcția perpendiculară pe planul schiței, iar φ_0 - unghiul comun de contact, care se determină pe baza relațiilor Hertz-Beliaev:

$$L_{of1} = 2 \varphi_0 R_1; \quad L_{of2} = 2 \pi R_2; \quad (5.34)$$

c. *Cupla plană cu mișcare de rotație* este caracteristică lagărelor axiale, ambreiajelor, frânelor, etanșărilor frontale (fig. 5.10 c). La o rotație a elementului 1, mărimile caracteristice de frecare sunt:

$$A_n = \frac{\alpha_u z (R_e^2 - R_i^2)}{2}; \quad A_{f1} = A_n; \quad A_{f2} = \pi (R_e^2 - R_i^2); \quad \lambda_1 = 1; \quad \lambda_2 = \frac{\alpha_u z}{2 \pi}, \quad (5.35)$$

z fiind numărul segmentelor de suprafață pe care are loc contactul:

$$L_{of1} = 2 \pi r_x; \quad L_{of2} = \alpha_u z r_x \quad \text{unde } R_i \leq r_x \leq R_e. \quad (5.36)$$

d. *Cupla de rotație cu mișcare preponderent de rostogolire* este caracteristică

mecanismelor cu came, transmisiilor prin angrenaje, prin fricțiune și variatoarele mecanice (fig. 5.10 d). La o rotație a fiecăruia dintre elemente, mărimile A_n , A_f , L_{of} au, respectiv, expresiile:

$$A_n = 2 \varphi_2 R_2 d = 2 \varphi_1 R_1 d; \quad \lambda_1 = \frac{\varphi_1}{\pi}; \quad \lambda_2 = \frac{\varphi_2}{\pi}; \quad (5.37)$$

$$L_{of1} = 2 \varphi_1 R_1 \left(1 - \frac{\omega_2 R_2}{\omega_1 R_1} \right); \quad L_{of2} = 2 \varphi_2 R_2 \left(\frac{\omega_1 R_1}{\omega_2 R_2} - 1 \right) \quad (5.38)$$

unde: φ_1 și φ_2 depind de sarcina exterioară, de elementele geometrie R_1 , R_2 , de proprietățile materialelor și se calculează cu relațiile Hertz-Beliaev; d - lungimea comună de contact în direcția perpendiculară pe planul schiței.

5.2.1.3. Factori care însoțesc procesul de uzare

Procesul de uzare este însoțit întotdeauna de frecare și, uneori, de un regim termic ridicat. Teoria molecular-mecanică a frecării permite determinarea analitică a coeficientului de frecare, atunci când se cunosc caracteristicile microgeometriei suprafețelor, proprietățile fizico-mecanice ale materialelor și condițiile de lucru. Potrivit acestei teorii, componenta moleculară a forței de frecare scade cu creșterea ariei reale, iar componenta mecanică crește, astfel că se poate pune în evidență o valoare minimă a coeficientului de frecare în funcție de condițiile de exploatare.

a) Frecarea de alunecare. Pentru condițiile în care pelicula de lubrifianț nu este continuă (regim de frecare "tehnic" uscat, limită sau mixt), coeficientul de frecare f_a este dependent de tipul contactului, astfel:

- când contactul rugozităților este elastic:

$$f_a = \frac{2,4 \tau_o}{p_c^{1/(2v+1)}} \left[\frac{\theta}{v(v-1)k_1^{5/(2v)}} \right]^{2v/(2v+1)} \frac{1}{\Delta^{v/(2v+1)}} + \frac{0,4 \alpha_{ef}}{v^2 - 1} \left[\frac{5 p_c \theta \Delta v}{(k_1 v)^{2v+2} (v-1)} \right]^{1/(2v+1)} + \beta; \quad (5.39)$$

- când contactul rugozităților este plastic și "nesaturat", adică sarcina nu este preluată de toate rugozitățile, caz în care este îndeplinită relația

$$\frac{14,5}{\Delta^2} (HB \theta)^4 \leq \frac{p_c}{HB} \leq \frac{0,5}{(v b^{1/v})^{v/(v-1)}}, \quad (5.40)$$

coeficientul de frecare este:

$$f_a = \frac{\tau_o + \beta p_r}{HB} + 0,55 (v-1) v k_1 \Delta^{1/2} \left(\frac{2 p_c}{HB} \right)^{1/2v}; \quad (5.41)$$

- când contactul rugozităților este plastic și "saturat", adică relația (5.40) nu este îndeplinită, atunci coeficientul de frecare se obține cu expresia:

$$f_a = \frac{\tau_o + \beta p_r}{HB} + 0,76 \left(\frac{R_{max}}{r} \right)^{1/2} \left(\frac{p_c}{HB} \right). \quad (5.42)$$

Semnificațiile mărimilor care intervin în relațiile (5.39)-(5.42) sunt: v , b , R_{max} , Δ , r - caracteristicile microgeometriei suprafețelor de frecare; k_1 - coeficient dependent de v , v - relația (5.28); p_c , p_r - presiunea aparentă, respectiv reală de contact, determinabile cu relațiile din tabelele 5.11-5.17; HB , θ - caracteristicile de duritate și elasticitate ale materialelor; τ_o - efortul tangențial de frecare și β , dependente de temperatura locală din zona de contact și gradientul de viteză, determinate pentru unele metale și mase plastice în condiții etalon de încercare pe un stand specializat, rezultatele fiind prezentate în tabelul 5.19; α_{cf} - coeficient al pierderilor prin histerezis la solicitări complexe; se poate considera

5. Fiabilitatea intrinsecă

ca fiind $\alpha_{cf} \approx 2,5 \alpha_h$, unde α_h este coeficientul pierderilor prin histerezis la solicitarea simplă întindere-comprimare, indicat, pentru câteva materiale, în tabelul 5.20.

Tabelul 5.19 Mărimile caracteristice componente moleculare ale frecării (τ_o , β)

Materialul		Duritatea Brinell HB, MPa	Mărimi caracteristice	
			τ_o , MPa	β
Plumb		33	2,74	0,057
Argint		550	7,7	0,081
Cupru		285	16,68	0,080
		400	18	0,080
		520	18,2	0,080
		850	17	0,080
Nichel		700	4,9	0,116
		1050	14,7	0,116
		1800	37,8	0,116
Molibden		1100	18,7	0,088
		1860	27,9	0,080
Crom		1000	15	0,120
PTFE		31	3,41	0,017
Material lagăr	ASS6-5*	-	10	0,065
	A-20*	-	16	0,050
	Oțel 31CMS10**	3400	200,6	0,066
	Oțel OLC45**	2700	203,9	0,044
		3240	129,6	0,073

Tabelul 5.20 Valorile coeficientului pierderilor prin histerezis, α_h

Materialul	α_h	Materialul	α_h
Cupru	0,04	Cauciuc	0,09-0,13
Bronz fosforos	0,04	Lemn	0,2
Duraluminiu	0,03	Piele	neprelucrată
Oțel călit	0,02		
Masă plastică	0,08-0,12	prelucrată	0,10

b. Frecarea de rostogolire. Fenomenul fizico-mecanic al frecării de rostogolire este dependent de starea suprafețelor din timpul contactului, de proprietățile elastoplastice ale materialelor, precum și de condițiile de exploatare (sarcină, viteză, mediul de lucru etc.). În fig. 5.11 se ilustrează contactul dintre două corpuri (a - perfect rigide, b – unul rigid, celălalt perfect elastic, c – unul rigid, celălalt perfect plastic) și diagramele tensiune-deformație corespunzătoare.

În fig. 5.12 se pune în evidență cazul real al deformațiilor ambelor corpuri și, ținând seama de fenomenul de histerezis și de anizotropia materialelor, rezultanta presiunilor din zona de contact este dezaxată, față de forța exterioară ce trebuie preluată de contact, cu distanța f , în sensul deplasării.

Fenomenul frecării de rostogolire se apreciază, pentru încărcări ce conduc la deformații elastice, prin intermediul momentului de frecare:

$$M_f = f F = F_0 R. \quad (5.43)$$

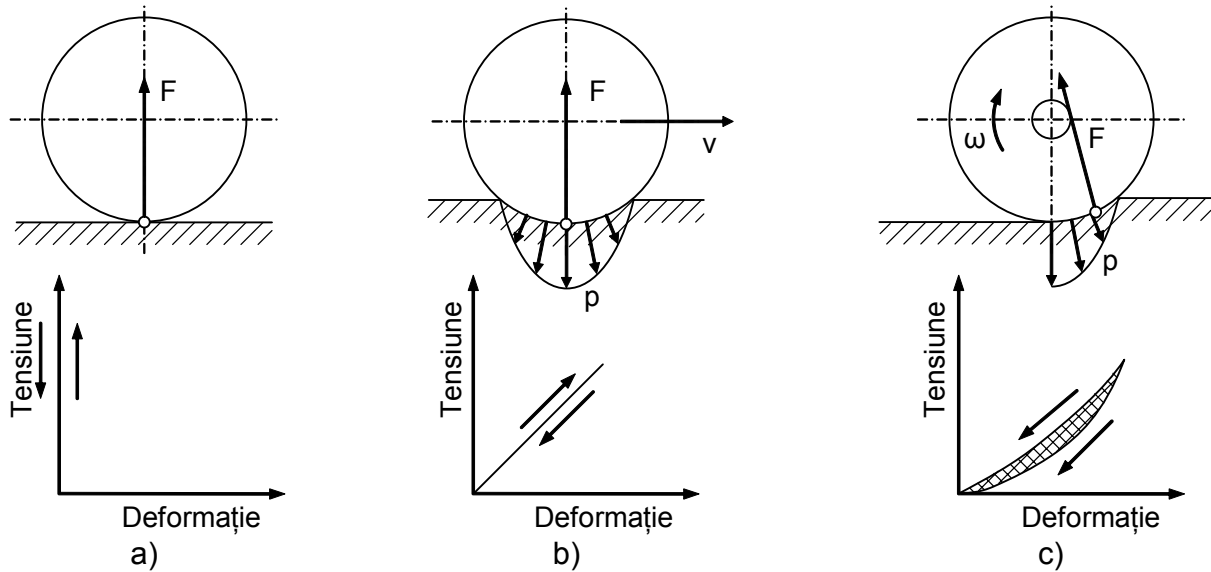


Fig. 5.11. Contactul și diagramele tensiune - deformație a două corpuri:
a) perfect rigide; b) rigid - elastic; c) rigid - plastic

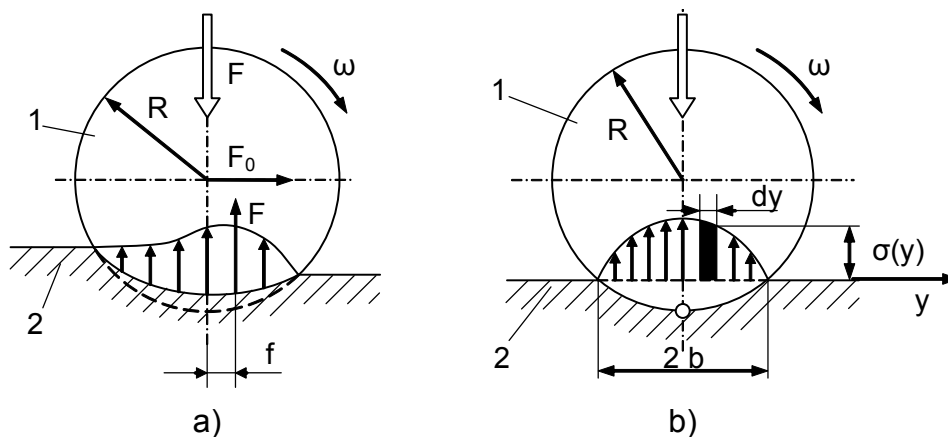


Fig. 5.12. Contactul real al două corpuri:
a) distribuția de eforturi; b) schema de calcul

Prin similitudine cu frecarea de alunecare se definește coeficientul redus al frecării de rostogolire $f_r = f / R$. Sub acțiunea forței normale F și tendinței de deplasare a corpului pe plan (fig. 5.12), rezultă că rostogolirea pură poate avea loc numai atunci $f F = F_0 R$, dacă nu există alunecare. Prin urmare, pentru $f_a > f_r$ există rostogolire pură, pentru $f_a < f_r$ există alunecare pură, iar pentru $f_a = f_r$ există alunecare cu rostogolire, f_a fiind coeficientul frecării de alunecare.

Expresiile coeficientului redus al frecării de rostogolire depind de natura materialelor și starea lor de deformație.

Pentru contactul elastic al unui cilindru de rază R cu un plan sau contactul a doi cilindri cu raza de curbură redusă R , coeficientul de frecare este de forma

$$f_r = 0,21 \frac{\alpha_h b_H}{R}, \quad (5.44)$$

în care: α_h este coeficientul pierderilor prin histerezis (v. tabelul 5.20); b_H - semilățimea hertziană de contact ($b_H = 1,128 \left(\frac{\theta R F}{L} \right)^{1/2}$), L fiind lungimea de contact.

Pentru contactul elastic al unei sfere de rază R cu un plan sau contactul a două sfere cu raza de curbură redusă R , coeficientul de frecare este de forma

$$f_r = 0,58 \frac{\alpha_h a_H}{R}, \quad (5.45)$$

a_H fiind raza suprafeței hertziene circulare de contact, $a_H = 0,909 (\theta R F)^{1/3}$.

Ca urmare a deformației elastice a elementelor cuplei de frecare și a distribuției tensiunilor, suprafața de contact va fi curbă (fig. 5.13, a) și, deci, vitezele liniare ale celor două elemente vor fi diferite (fig. 5.13 a și b). În punctele în care vitezele liniare sunt egale, va fi rostogolire pură; celelalte puncte vor fi supuse unor alunecări parțial înainte și parțial înapoi (fig. 5.13 c). Dacă elementul 2 al cuplei are și o mișcare de pivotare caracterizată prin viteza unghiulară ω_p (fig. 5.13 d), atunci cele două puncte cu rostogolire pură se află în poziții asimetrice față de centrul elipsei de contact (fig. 5.13 e).

Prezența microalunecărilor atrage după sine o frecare de alunecare, frecare care în cazul cuplei fără pivotare se caracterizează numai prin componenta moleculară pentru zona centrală și prin ambele componente (moleculară și mecanică) pentru zonele laterale.

Dacă frecarea de alunecare de pe elipsa de contact conduce la un moment de rostogolire mai mare decât cel creat de tensiunile normale, atunci nu va exista alunecarea diferențială. De această dată forța de frecare de alunecare are un aspect util, deoarece zona centrală de contact, în care tensiunile normale, sunt maxime, este supusă numai la rostogolire, și deci la o intensitate de uzare mai mică. În fig. 5.14 se indică zona alunecării diferențiale pentru contactul unei cuple hertziene. Separarea zonei de alunecare este dată de mărimea segmentului c , care poate fi determinat din egalitatea lui Drozdov :

$$c = b \left(1 - 2 \sqrt{1 - \frac{k_p}{f_a}} \right), \quad (5.46)$$

în care constanta $k_p = 0,21 b_H/R$ pentru contactul liniar cilindric și $k_p = 0,58 a_H/R$ pentru contactul punctual sferic, a_H și b_H fiind raza respectiv, semilățimea hertziană de contact.

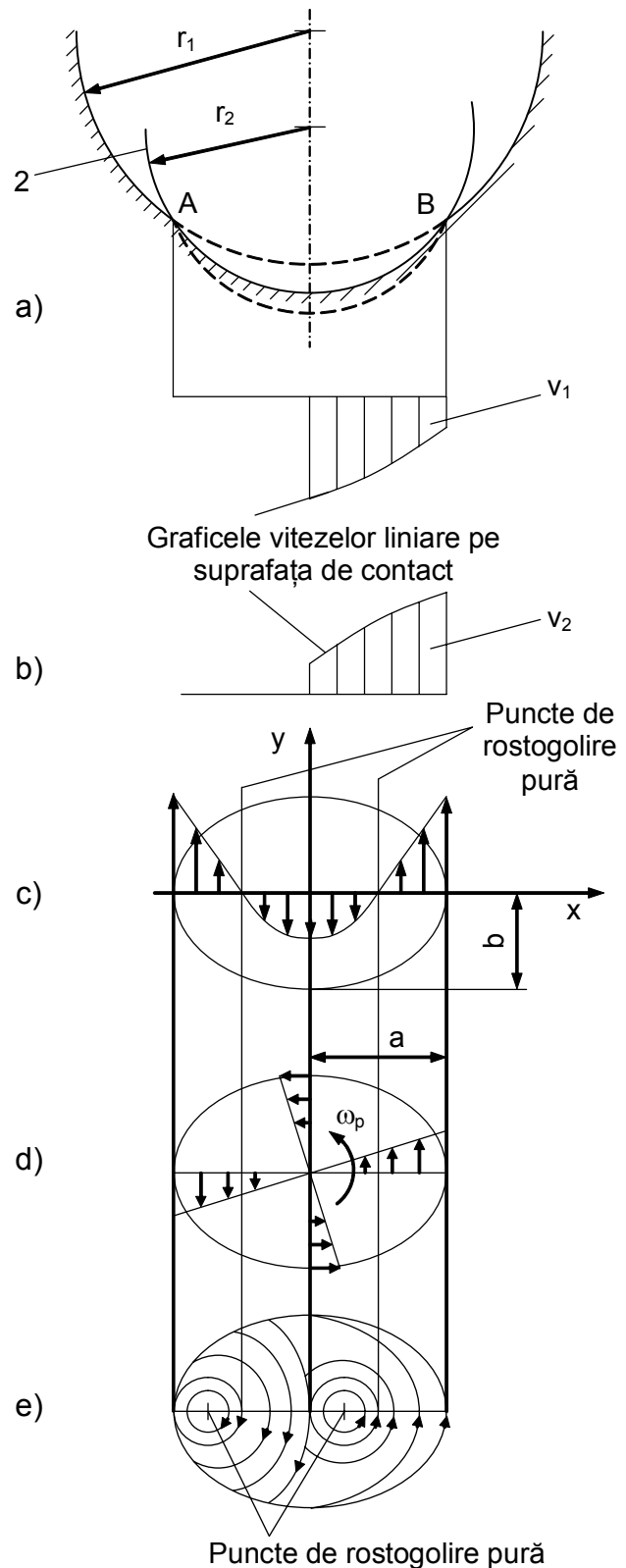


Fig. 5.13. Alunecarea diferențială:
 a) cupla de frecare; b) variația vitezelor liniare;
 c) alunecarea relativă; d) mișcarea de pivotare;
 e) alunecarea pe elipsa de contact

c) Temperatura din zona de frecare. Ca urmare a frecării (de alunecare, de rostogolire sau combinația acestora), o mare parte din energia consumată de acest proces se transformă în căldură pe suprafața de contact; acest efect devine hotărâtor o dată cu creșterea parametrilor funcționali (viteză, sarcină). Procesul de acumulare și de transfer de căldură determină un câmp de temperatură în cupla de frecare. Câmpul de temperatură produce modificări ale fazei și structurii materialului pe suprafața de frecare și în apropierea ei. În plus, acesta influențează procesele chimice și tribochimice și de interacțiune superficială a straturilor din contact.

Disiparea fluxului termic, generat prin frecare, este determinată de proprietățile termo-fizice ale materialelor care se găsesc în contact, de dimensiunile elementelor cuplei și de regimul de frecare. Transmiterea căldurii se face după normala la suprafața reală de contact, din punctele cu temperatură mai mare către cele cu temperatură mai mică. Propagarea căldurii generate prin frecare se poate realiza prin conducție și convecție.

Integrarea teoretico-experimentală a ecuațiilor care descriu procesele de transmitere a căldurii prin convecție și conducție pun în evidență criteriile de similitudine:

Nusselt - $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$, α fiind coeficientul de schimb termic superficial sau coeficientul de convecție termică, λ - conductivitatea termică a materialului, l - lungimea elementului

cuplei în direcția vitezei de alunecare; Peclet - $Pe = \frac{v_a \rho c_p l}{\lambda} = \frac{v_a l}{a}$, v_a fiind viteza de

alunecare, ρ - densitatea materialului, c_p - căldura specifică, $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ - difuzivitatea

termică; Fourier - $Fo = \frac{\lambda l}{\rho c_p l^2} = \frac{a t}{l^2}$, t fiind durata procesului termic.

În funcție de evoluția în timp a proceselor termice cauzate de frecare, se disting procese termice staționare și nestaționare.

c1) Cuple cu regim termic staționar. Pentru valori mici ale invariantului Pe ($Pe \rightarrow 0$) regimul termic este staționar. Pe baza ecuației diferențiale a lui Fourier (ecuația conducției termice) și a condițiilor specifice de generare și disipare a căldurii în cuplele de frecare, se deduce temperatura în orice punct al elementelor cuplei de frecare. Astfel, în cazul unei tije cu contact alunecător pe un plan, expresia temperaturii T într-un punct situat la distanța x față de suprafața de frecare, exprimată în funcție de caracteristicile procesului de frecare (coeficientul f_a , presiunea reală p_r , viteza de alunecare v_a), de caracteristicile termofizice ale celor două materiale ($\lambda_1, \lambda_2, \alpha$) și de caracteristicile geometrice ale tijei (perimetrul secțiunii de contact P , secțiunea tijei S , lungimea tijei l), este de forma

$$T - T_0 = \frac{f_a p_r v_a}{(\lambda_1 + \lambda_2) \sqrt{\frac{P}{\lambda_1 S}}} \frac{(l - x) \operatorname{ch} \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda_1 S}}}{\operatorname{sh} \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda_1 S}}}, \quad (5.47)$$

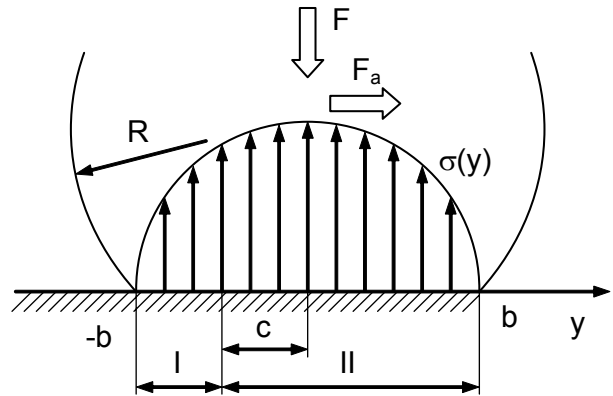


Fig. 5.14. Contactul unei cuple hertziane: I - zonă cu alunecare; II - zonă fără alunecare diferențială

T_0 fiind temperatura mediului ambiant. Se observă că, pentru $x=0$, se obține temperatura maximă și că aceasta apare chiar pe suprafața de frecare, acolo unde este locul de desprindere a particulelor de uzură.

c2) Cuple cu regim termic nestaționar. Pentru cuple de frecare în regim termic nestaționar și flux unidirecțional (normal pe suprafața de contact), fără surse interioare de căldură, temperatura T , într-un punct situat la distanța z de suprafața de frecare, la timpul t , va fi

$$T(z,t) - T_0 = 2q \sqrt{\frac{a t}{\lambda}} \exp\left(\frac{-z^2}{4 \pi^{1/2} a t} - \frac{z}{2\sqrt{a t}} + \frac{z}{2\sqrt{a t}} \Phi\left(\frac{z}{2\sqrt{a t}}\right)\right), \quad (5.48)$$

unde: $\Phi(x)$ este funcția integrală a probabilității (Gauss-Laplace), tabelată în funcție de argumentul x ; $q = f_a p_m v_a$ - fluxul termic generat prin frecare.

Disiparea fluxului termic q între cele două elemente se determină din condiția ca temperaturile celor două elemente în zona de contact să fie egale în orice moment, $T_1(0,t) = T_2(0,t)$:

$$q_1 = q \frac{\sqrt{\lambda_1} q_1 c_{p1}}{\sqrt{\lambda_1} \rho_1 c_{p1} + \sqrt{\lambda_2} \rho_2 c_{p2}}; \quad q_2 = q - q_1. \quad (5.49)$$

Aplicarea relației (5.48), pentru fiecare element al cuplei, permite calculul temperaturii în orice punct caracterizat de cota z și la orice moment t .

Grosimea stratului de “penetrație” a temperaturii se poate scrie sub forma

$$\delta = k_\delta (a t)^{1/2}, \quad (5.50)$$

în care k_δ este o constantă ce se determină pe baza raportului dintre cantitatea de energie termică conținută de stratul δ , Q_δ , și cantitatea de energie termică Q conținută de elementul cuplei considerat de lungime infinită. Pentru $T_0=0$, raportul

$$\frac{Q_\delta}{Q} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{k_\delta \sqrt{Fo}} e^{-u^2} du - \frac{k_\delta^2}{4} \left[1 - \Phi\left(\frac{k_\delta}{2}\right) \right], \quad (5.51)$$

în care invariantul Fourier Fo se referă la dimensiunea l a elementului cuplei de frecare în direcția normalei de contact $\left(Fo = \frac{a t}{l^2}\right)$.

Rezolvarea numerică a expresiei (4.51), de exemplu pentru $l=10$ mm și pentru diferite valori ale lui k_δ și Fo , conduce la observația că grosimea stratului “termic” care acumulează peste 80% din fluxul termic total se caracterizează prin $k_\delta=2$ dacă $Fo > 0,5$, prin $k_\delta=3$ dacă $0,17 < Fo < 0,5$ și prin $k_\delta=4$, dacă $0,05 < Fo < 0,17$.

Pentru procese termice mai îndelungate este posibil ca grosimea stratului “de penetrație” termică să fie mai mare decât dimensiunea în direcția normalei de contact. În acest caz interesează valoarea raportului $\frac{Q_\delta}{Q_1}$ (Q_1 - cantitatea de energie termică conținută

în elementul de lungime l). Determinarea numerică a acestui raport pune în evidență faptul că pentru $Fo=0,3 \dots 4$, peste 90% din întreaga energie termică este acumulată în stratul de grosime δ atunci $k_\delta=1,5 \dots 3$. Pentru valori mai mari ale lungimii elementului cuplei (în direcția normalei de contact) decât grosimea stratului termic δ , regimul termic nu este influențat de fluxul q . Această zonă a cuplei se găsește totdeauna în regim termic staționar față de fluxul termic generat prin frecare.

Valoarea maximă a temperaturii se găsește pe suprafața de contact și are expresia:

- pentru solidul plastic,

$$T_{\max} = T_{\text{med}} + \frac{0,564 f_a F_n |v_1 - v_2|}{L \left(\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p1} v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p2} v_2} \right) b_H}, \quad (5.52)$$

unde: T_{\max} este temperatura medie a suprafeței, determinabilă din condițiile de echilibru termic global; F_n – sarcina normală preluată de contactul respectiv; v_1, v_2 – vitezele tangențiale din punctul considerat; b_H – semilățimea hertziană; L – lungimea de contact (pentru contactul punctual eliptic se poate considera, cu aproximație, axa mare a elipsei);

- pentru solidul elastic

$$T_{\max} = T_{\text{med}} + \frac{0,83 f_a F_n |v_1 - v_2|}{L \left(\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p1} v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p2} v_2} \right) b_H}. \quad (5.53)$$

Dacă temperaturile inițiale ale celor două elemente nu sunt egale ($T_{i1} \neq T_{i2}$), atunci, pe baza egalității temperaturii în zona de contact, se determină temperatura finală, maximă de frecare:

$$T_f = T_i + T_{\max}, \quad (5.54)$$

unde

$$T_i = \frac{T_{i1} \sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p1} v_1} + T_{i2} \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p2} v_2}}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p1} v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p2} v_2}}. \quad (5.55)$$

Analiza expresiilor (5.52)-(5.55) conduce la concluzia că, în procesul de frecare, valoarea temperaturii maxime este dependentă de coeficientul de "saturație" termică $(\lambda \rho c_p)^{1/2}$, coeficient care se modifică în procesul de frecare și uzare, în special prin formarea pe suprafață a unor oxizi cu valori ridicate ale coeficientului de "saturație". Aceasta explică comportarea oxizilor ca straturi protectoare. De asemenea, o influență favorabilă asupra comportării la uzare o au unele transformări structurale de suprafață, odată cu creșterea, până la o anumită limită, a temperaturii zonale.

5.2.1.4. Calculul intensității de uzare a materialelor

Particula de uzură apare ca urmare a forței de frecare și a solicitării repetate a rugozității pe direcția de mișcare. La aceste cauze se adaugă starea reală de tensiune din zona superficială de contact și, eventual, acțiunea mediului de lucru (mediu corosiv, abraziv etc.).

În funcție de starea de deformație a rugozității, elastică sau plastică, se disting două cazuri. Aprecierea stării de deformație se poate face pe baza comparării presiunii maxime aparente p_c cu presiunea critică p_{cr} , calculabilă cu relația (5.28). Atunci când nu există mediu corosiv sau abraziv, intensitatea medie a uzării de tip adeziv se poate determina analitic cu una dintre relațiile:

- pentru contactul elastic,

$$I_{uh} = C(k_{1v} p_n \theta)^{1+\gamma} \Delta^{t(1-\gamma)/2} (k_f \sigma_0 \theta)^{-t} \left(\frac{p_c}{p_r} \right)^{-\gamma t}, \quad (5.56)$$

unde:

$$C = \frac{v^{1/2} \Gamma(v) \Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)}{\pi(v+1) \Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)}; \quad k_{1v} = 2\pi \frac{\Gamma\left(v + \frac{3}{2}\right)}{\Gamma(v+1)}; \quad \gamma = \frac{1}{1+2v};$$

5. Fiabilitatea intrinsecă

$$k_f = \begin{cases} \frac{2}{\pi} \sqrt{4 f_a^2 (1 - \mu - \mu^2) + (1 + 2\mu)^2} & \text{pentru materiale cu } \sigma_r^t \approx \sigma_r^c \\ \frac{4}{\pi} f_a (1 + \mu) & \text{pentru materiale cu } \sigma_r^{tr} \ll \sigma_r^c \end{cases},$$

cu: σ_r^t - tensiunea de rupere la tracțiune; σ_r^c - tensiunea de rupere la compresiune; ν , Δ , μ , θ - idem ca la relațiile (5.39-5.42); p_n - presiunea nominală de contact; σ_0 - efortul unitar caracteristic curbei de oboseală, indicat în tabelul 5.16 pentru câteva materiale; t - exponent caracteristic curbei de oboseală, indicat în tabelul 5.16;

- pentru contactul plastic,

$$I_{uh} = 2^{1/2} C \left(\frac{p_n}{HB} \right)^{\frac{1+\gamma t}{1-\gamma}} \Delta^{\frac{1+t}{2}} \left(\frac{k_f'}{\varepsilon_0} \right) \frac{p_c}{p_{cr}}, \quad (5.57)$$

unde:

$$k_f' = \sqrt{\frac{1 + \frac{2 f_a HB}{\sigma_c}}{1 - \frac{2 f_a HB}{\sigma_c}}}; \quad \sigma_c - \text{efortul de curgere al materialului}; \quad \varepsilon_0 - \text{deformația relativă}$$

corespunzătoare ruperii prin oboseală la o singură trecere, egală cu deformația relativă de rupere a materialului (tabelul 5.16).

Tabelul 5.16 Valorile exponentului t , deformației relative ε_0 și a tensiunii σ_0

Material	Deformații elastice		Deformații plastice	
	σ_0 , MPa	t	ε_0	t
Cupru			0,39	2,0
Aluminiu			0,34	2,0
Fier armco			0,32	2,0
Zinc			0,17	2,0
OLC 45	700	7,90	0,095	1,3
OLC 55	≈700	10-11	0,095	1,3
40C10	3200	3-4	0,14	1,3
Fontă	647	4,15		
OL37	640-650	11		
Cauciuc (E=2,16 MPa)	207	3		
Cauciuc (E=2,75 Mpa)	143	3,4		
Cauciuc (E=3,19 Mpa)	834	3,6		
Cauciuc pentru anvelope	157	3,4		
Cauciuc pentru garnituri	21	4,85		
Poliformaldehidă	144	1,30		
PTFE-4	67	5,00	0,80	5,0
Poliamidă	177	2,00	-	-
Caprolam	618	2,60	2,07	2,34

5. Fiabilitatea intrinsecă

Pentru a ține seama de faptul că în timpul procesului de uzare se desprind particule de pe ambele suprafețe, chiar dacă elementele cuplei sunt executate din materiale esențial diferite, se acceptă propunerea lui Blumen referitoare la ponderea uzurilor celor două suprafețe:

$$I'_{uh} = \alpha_e^{t(1+\gamma)/2} I_{uh}, \quad (5.58)$$

unde: $\alpha_e = \frac{\theta_2}{\theta_1 + \theta_2}$; I'_{uh} - intensitatea medie de uzare a elementului cuplei cu parametrul de elasticitate θ_2 cel mai mic; I_{uh} - intensitatea medie de uzare a elementului cuplei cu θ_1 mai mare.

Pentru cazul în care uzura se produce ca urmare a microașchierii (uzura abrazivă) intensitatea de uzare va avea una dintre expresiile:

- pentru contactul elastic,

$$I_{uh} = \frac{k_{1v} v^{1/2}}{4(v+1)} p_n \theta; \quad (5.59)$$

- pentru contactul plastic

$$I_{uh} = \frac{\sqrt{v \frac{R_{max}}{2r}}}{2(v+1) \left(\frac{b p_n}{p_c} \right)^{1/2}} \frac{p_n}{HB}. \quad (5.60)$$

Dependența uzării prin abraziune de principalele caracteristici ale materialului (modul de elasticitate E , duritate HV , energia moleculară e) a fost pusă în evidență de Hruscirov și Babicev. Dependențele acestei intensități de uzare sunt de forma:

- pentru metale pure:

$$I_{un} = 209 E^{-1,31}, \quad (5.61)$$

E fiind în MPa,

$$I_{un} = 8,4 \cdot 10^{-3} HV^{-0,79}, \quad (5.62)$$

HV fiind duritatea Vickers în MPa;

$$I_{uh} = e_{subl}^{-1,72}, \quad (5.63)$$

e_{subl} fiind energia moleculară de sublimare, în kJ/kmol;

- pentru polimeri:

$$I_{uh} = 1,42 \cdot 10^{-3} HV^{-0,27}, \quad (5.64)$$

$$I_{uh} = 8,6 \cdot 10^{-4} e_{coez}^{-1/2}, \quad (5.65)$$

e_{coez} fiind energia moleculară de coeziune, în kJ/kmol.

Pentru oțelurile carbon (OL și OLC) netratate termic se pot aplica relațiile (5.61)-(5.63); pentru oțelurile tratate termic se modifică atât exponenții, cât și coeficienții de proporționalitate.

În cazul în care în zona de contact pătrund particule abrazive, fie ca urmare a lubrifiantului incorect filtrat, fie ca urmare a suspensiilor abrazive din mediul ambiant, de obicei praf, intensitatea de uzare poate fi determinată cu relația:

$$I_{uh} = 3,5 \cdot 10^{-10} \frac{AK}{M}, \quad (5.66)$$

în care grupele de factori A , K și M au semnificațiile indicate în continuare.

Grupa A este grupa factorilor dependenți de caracteristicile geometrice și mecanice ale abrazivului:

$$A = \varepsilon_a^{2/3} r_a^{0,5} \sigma_a^{2,5}, \quad (5.67)$$

unde ε_a este concentrația particulelor abrazive, în %; r_a - raza medie a particulelor abrazive, în mm; σ_a - rezistența la rupere a particulei abrazive, în MPa.

Grupa M - grupa factorilor materialelor celor două elemente ale cuplei:

$$M_1 = \varepsilon_{01}^t HB_1^{1,5} HB_2, \quad (5.68)$$

$$M_2 = \varepsilon_{02}^t HB_2^{1,5} HB_1, \quad (5.69)$$

în care: ε_{01} , ε_{02} sunt deformațiile relative la rupere ale celor două materiale, în %; indicate pentru câteva materiale în tabelul 5.16; t - exponent, indicat în tabelul 5.16; HB_1 , HB_2 - duritățile Brinell ale suprafețelor, în daN/mm².

Pentru calculul intensității de uzare I_{uh1} se va introduce factorul M_1 , iar pentru I_{uh2} se va introduce factorul M_2 .

Grupa K – grupa factorilor cinematici ai cuplei:

$$K_1 = \sqrt{\rho_R} \frac{n_{w1}}{\alpha v_1 + \beta v_2}, \quad (5.70)$$

$$K_2 = \sqrt{\rho_R} \frac{n_{w2}}{\alpha v_1 + \beta v_2}, \quad (5.71)$$

unde: ρ_R este raza de curbură redusă din zona de contact, în mm; n_{w1} , n_{w2} - numărul ciclurilor de solicitare, în cicluri/h; v_1 , v_2 - vitezele tangențiale din punctul de contact, în m/s; $\bar{\alpha}$, $\bar{\beta}$ - probabilitățile medii de fixare a particulei abrazive pe suprafața elementului 1, respectiv 2:

$$\bar{\alpha} = \frac{HB_2}{HB_1 + HB_2}; \quad \bar{\beta} = \frac{HB_1}{HB_1 + HB_2}. \quad (5.72)$$

În funcție de particularitățile geometrice ale diferitelor cuple de frecare (angrenaje, rulmenți, lagăre cu alunecare, variatoare cu fricțiune, lanțuri etc.), se pot deduce expresiile concrete ale factorului cinematic K și indicarea cazului cel mai defavorabil.

Intensitatea de uzare minimă se obține atunci când, pentru un abraziv cunoscut (r_a , ε_a , σ_a), materialele elementelor cuplei posedă plasticitate și duritate ridicată (t , ε_0 , HB). Aceste proprietăți se îmbunătățesc prin procedee tehnologice, de exemplu procedee termomecanice (ecruisare la rece sau la cald).

Pentru situațiile când nu se cunosc caracteristicile microgeometriei (v , b , r , R_{max}), caracteristicile materialelor (μ , E , HB , ε_0 , t), caracteristicile abrazivului (r_a , ε_a , σ_a) și pentru o anumită viteză de lucru, intensitatea de uzare se poate scrie sub forma:

$$I_{uh} = k p_n^m, \quad (5.73)$$

unde k și m sunt constante ce se vor determina pe baza rezultatelor experimentale utilizând, în cele mai multe cazuri, metoda celor mai mici pătrate. Corespunzător acestei metode

$$m = \frac{n \sum_{i=1}^n x_i y_i - \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2}; \quad k = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - m x_i), \quad (5.74)$$

unde: $y_i = \lg I_{uhi}$; $x_i = \lg p_{ni}$; n - numărul experimentelor ($n \geq 2$); I_{uhi} - intensitatea de uzare la presiunea nominală p_{ni} . Pentru domeniul obișnuit al transmisiilor mecanice, $m=1...3$, iar pentru suprafețe metalice corect rodite $m \approx 1$.

În cazul în care cupla de frecare funcționează la sarcină constantă și viteză

variabilă, intensitatea de uzare poate fi scrisă sub forma:

$$I_{uh} = k_1 v_a^p, \quad (5.75)$$

constantele k_1 și p determinându-se cu relații de forma (5.74).

Dacă sarcina și viteza sunt variabile aleatoare în timpul funcționării și există și particule abrazive, atunci intensitatea de uzare se exprimă prin relația

$$I_{uh} = k' \bar{p}_n^{-m} \bar{v}_a^{-q} \bar{A}^{-r} \varphi_1(p_n) \varphi_2(v_a) \varphi_3(a) \quad (5.76)$$

în care: k' , m , q , r sunt constante determinabile pe baza rezultatelor experimentale; \bar{p}_n - presiunea nominală; \bar{v}_a - viteza de alunecare; $\varphi_1(p_n)$, $\varphi_2(v_a)$, $\varphi_3(a)$ – funcții dependente de caracteristicile statistice ale presiunii, vitezei, respectiv abrazivului (dispersie, abatere medie pătratică, coeficient de variație, lege de distribuție).

5.2.2. Ungerea - direcție principală de creștere a durabilității

Transmiterea fluxului de forță între contacte, separate total sau parțial de un film de lubrifiant, conduce la frecare mult mai redusă, în comparație cu contactul uscat sau "tehnic" uscat. Așa cum s-a precizat în paragraful 5.1, frecarea este întotdeauna însoțită de căldură și uzură, fapt pentru care orice măsură care conduce la atenuarea proceselor de uzare este o măsură sigură de creștere a fiabilității.

Un rol important în formarea peliculei de lubrifiant în cuplele sistemelor mecanice îl joacă aderența acestei pelicule la suprafețele în mișcare. Straturile aderente de fluid pun succesiv în mișcare, prin acțiunea vâscozității, straturile vecine. În cazul frecării, "al treilea corp" este chiar pelicula de lubrifiant. Forța portantă, rezultată prin acțiunea presiunii din filmul de lubrifiant pe suprafața reală, depinde de factori geometrici (forma și geometria interstițiului dintre cele două suprafețe de frecare), fizico-chimici (aderența și vâscozitatea lubrifiantului) și cinematici (viteză, timp etc.).

Mentținerea ungerii fluide constituie scopul unor măsuri constructiv funcționale în multe aplicații practice (lagăre cu alunecare, rulmenți, angrenaje, articulațiile lanțului, variatoare elastohidrodinamice etc.). Prezența rugozităților pe suprafețele de frecare face ca pelicula de lubrifiant să fie, uneori, întreruptă total sau parțial. Când contactele directe dintre rugozitățile suprafețelor sunt rare, atunci se admite că regimul de frecare este fluid, în caz contrar regimul se consideră mixt, limită sau chiar uscat, după frecvența contactelor directe. Această frecvență se poate aprecia indirect, prin intermediul raportului dintre grosimea filmului de lubrifiant și înălțimea rugozităților.

Dacă grosimea filmului are o valoare de ordinul a 10 -100 μm sau chiar mai mult, se admite denumirea de lubrificație cu film gros; dacă filmul este de ordinul a 0,05-10 μm se admite denumirea de lubrificație cu film subțire. Pentru lubrificația cu film subțire trebuie să se ia în considerare și mărimea rugozităților, uneori chiar și sensul și înclinarea acestora.

Asigurarea frecării fluide, respectiv formarea filmului fluid, portant, se poate face pe două căi principale (v. figura 5.15):

a. Pelicula hidrodinamică (HD) se formează atunci când lubrifiantul este introdus fără presiune sau cu presiune redusă între suprafețele de frecare. Capacitatea autoportantă a filmului rezultă din fenomene definite de legile dinamicii fluidelor, dar condiționate de existența unei viteze relative suficiente și unor forme adecvate ale spațiului dintre suprafețele în mișcare (forma de pană, caracterizată prin diminuarea treptată sau bruscă a înălțimii interstițiului în direcția mișcării).

b. Pelicula hidrostatică (HS) se formează atunci când lubrifiantul este introdus din exterior cu o presiune și un debit care să asigure menținerea filmului continuu de lubrifiant între suprafețele de frecare, prin egalarea, prin câmpul de presiune, a sarcinii exterioare.

Existența filmului de lubrifianț hidrostatic nu este condiționată de prezența formei de pană a interstițiului și nici de mișcarea relativă a elementelor cuplei.

În cazul ungerii *elastohidrostatice* (EHS) sau *elastohidrodinamice* (EHD), ca urmare a interconstrucției geometriei suprafețelor cu distribuția presiunii, filmul portant, continuu, se formează atât ca urmare a condițiilor hidrostatice, respectiv hidrodinamice, cât și ca urmare a deformărilor elastice locale ale suprafețelor. Aceste deformări modifică forma interstițiului convergent și, implicit, geometria filmului portant. Apariția deformărilor elastice este legată, fie de utilizarea la construcția unuia dintre elementele cuplei a unui material cu modul de elasticitate redus (elastomeri, poliamide etc.), fie de existența unor presiuni locale ridicate (cuple cu contacte punctuale sau liniare - angrenaje, rulmenți, came etc.). Din acest punct de vedere, se mai utilizează noțiunile de ungere *EHD pentru contactele hertziene* (cu contact punctual sau liniar) și ungera *macroelastohidrodinamică* (pentru contactele pe suprafețe cilindrice) sau plane (lagăre radiale, axiale, ghidaje, etanșări etc.).

Sistemele mecanice au în componența lor cuple la care regimul de ungere poate fi hidrodinamic (lagăre cu alunecare) sau elastohidrodinamic (rulmenți, angrenaje, variatoare cu bile sau role, lanțuri etc.). Pentru rezemarea arborilor se pot utiliza și lagăre hidrostatice. Pentru transmisii de turații înalte și foarte înalte (50000-150000 rot/min) au apărut, și continuă să se dezvolte, soluțiile constructive hibride (rulmenți cu inelul exterior pe rolul funcțional de fus în sustentație hidrodinamică sau hidrostatică). Aceste soluții conferă cuplei de frecare respective rolul de a prelua sarcina exterioară, în prezența mișcării relative, atât la viteze mici (porniri, opriri, funcționare tranzitorie etc.) cât și la viteze mari, prin asigurarea unui film continuu de lubrifianț (EHD sau HD, HS). Totodată trebuie semnalată apariția unor lubrifianți cu proprietăți magnetice (fie ferrofluide, fie lubrifianți clasici cu suspensii magnetice) și, implicit, posibilitatea formării unei pelicule autoportante magnetohidrodinamice cu aplicații în special în domeniul nuclear.

a) Ungerea hidrodinamică

Procesele fizice complexe care au loc în filmul de lubrifianț, în cazul lubrificației hidrodinamice, impun utilizarea unor ecuații din domeniul mecanicii fluidelor și a unor

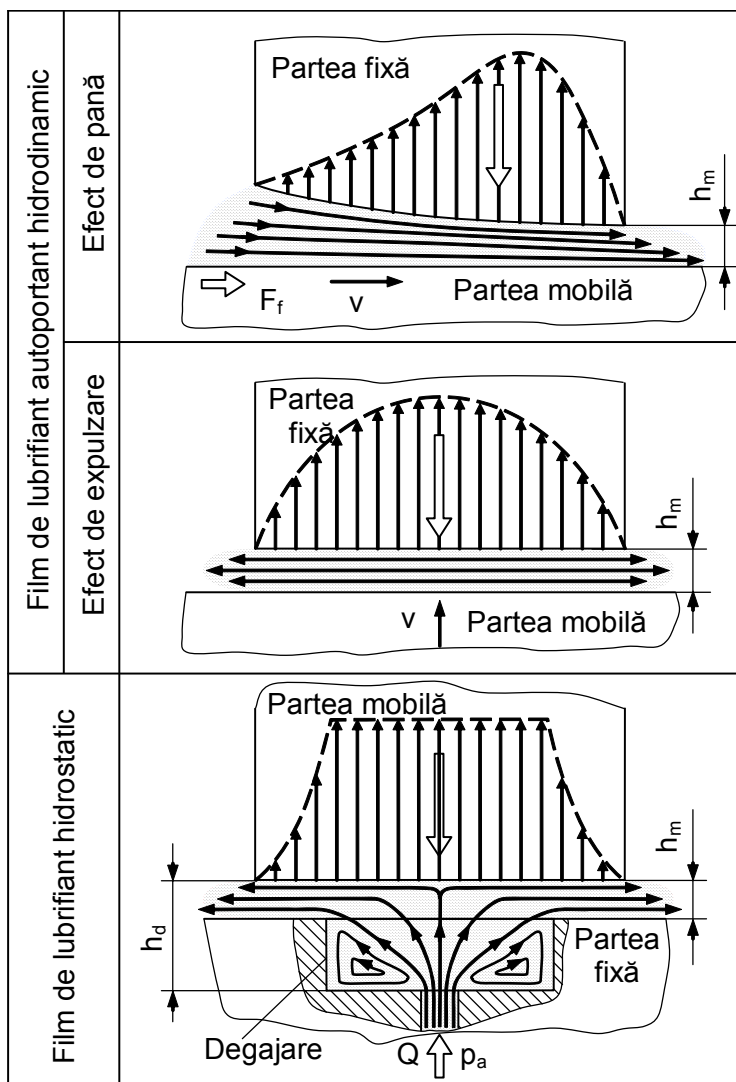


Fig. 5.15. Modalități de formare a filmului de lubrifianț:
 — lubrifianț; - - - distribuția presiunii

ecuații termodinamice, urmărindu-se atât determinarea portanței și debitului, cât și studierea degajării și evacuării căldurii.

Ecuatiile lubrificației hidrodinamice, deduse în tratatele de specialitate și aplicate lagărelor cu alunecare, au la bază câteva particularități provenite din faptul că grosimea filmului de lubrifianț h este mult mai mică decât dimensiunea caracteristică a lagărului (lungimea în direcția de alunecare - L), $h/L \approx 10^{-3} \ll 1$. Cu această observație se poate neglija curbura suprafețelor, iar valoarea vitezelor fluidului în film este diferită după direcțiile normale și tangențiale, precum și gradientul de viteză este diferit.

Pe baza ecuațiilor de mișcare în filmul de lubrifianț și a ecuației presiunii se deduce relația generală a lui Reynolds. Rezolvarea sistemului format din ecuația Reynolds, a energiei și ecuația de echilibru mecanic permite calculul grosimii filmului de lubrifianț în orice punct, interesând în special grosimea minimă.

Atunci când unul dintre parametrii de intrare (sarcină, viteză, vâscozitate a lubrifianțului etc.) are o evoluție aleatoare în exploatare, grosimea peliculei de lubrifianț este determinată de această evoluție. Dacă se ia în considerare și faptul că pe suprafața de contact se găsesc rugozități cu înălțimea aleatoare, atunci se poate aprecia că grosimea efectivă a peliculei este o variabilă aleatoare. Siguranța existenței unei pelicule continue de lubrifianț devine un aspect probabilistic, astfel că se poate determina, pe baza unui interval de încredere, fiabilitatea filmului de lubrifianț.

b) Ungerea elastohidrodinamică

Pentru cuplele de frecare cu contact punctual sau liniar (lagăre cu rostogolire, angrenaje, variatoare cu fricțiune, etanșări de tip manșetă etc.) aplicarea teoriei hidrodinamice a ungerii conduce la concluzia că grosimea peliculei nu poate fi mai mare decât înălțimea medie a rugozităților, ceea ce ar conduce inevitabil la uzură. Realitatea dovedește că aceste cuple funcționează în regim fluid pentru anumite condiții de încărcare și de viteză, astfel suplimentar față de teoria hidrodinamică clasică trebuie luate în considerare încă două efecte: a) deformația din zona de contact a suprafețelor; b) modificarea vâscozității lubrifianțului sub acțiunea presiunii aplicate.

Ansamblul acestor aspecte (hidrodinamice, elastice și reologice) constituie ungera elastohidrodinamică sau ungera hidrodinamică de contact și are ca obiectiv determinarea distribuției presiunii din zona de contact, grosimea filmului de lubrifianț și regimul termic. Pentru determinarea teoretică a acestor aspecte este necesară rezolvarea a trei probleme, dependente una de alta:

- problema hidrodinamică pentru curgerea lubrifianțului în interstițiu;
- problema contactului pentru suprafețe de frecare;
- problema termică pentru lubrifianț și pentru suprafețele de frecare.

Cu unele ipoteze simplificatoare (suprafețe perfect netede în zona de contact, comportarea newtoniană a lubrifianțului, neglijarea pierderilor de lubrifianț pe la extremitățile cuplei), alături de ecuația Reynolds și ecuația energiei, sunt necesare ecuația deformației suprafețelor și dependențele vâscozității, căldurii specifice și conductibilității termice de presiune și temperatură. Rezolvarea acestui sistem de ecuații se face pe cale numerică, astfel că diferiți cercetători au dedus relații aproximative pentru calculul grosimii filmului de lubrifianț. Aceste relații satisfac cerințele actuale privind precizia de calcul pentru aplicațiile practice (angrenaje, rulmenți, variatoare, lagăre cu alunecare), cum sunt cele prezentate în continuare.

a. Relații pentru contactul liniar:

- *Relația Grubin-Ertel* pentru determinarea grosimii izoterme medii h a filmului de lubrifianț,

$$\frac{h}{R_r} = 1,95 \left(\frac{F}{B E_r R_r} \right)^{-0,091} [\eta_o (v_1 + v_2) (E_r R_r)]^{0,73} (K_p E_r)^{0,73}, \quad (5.78)$$

în care: R_r este raza de curbură a contactului $\left(R_r = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)$ pentru cilindri convecși de

rază R_1 și R_2 , $\left(R_r = \frac{R_1 R_2}{R_1 - R_2} \right)$ când cilindrul 2 este concav; E_r - modulul de elasticitate

reduc, $E_r = 2 \left(\frac{1 - \nu_{1p}^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_{2p}^2}{E_2} \right)^{-1}$; B - lungimea de contact a cilindrilor; K_p - parametrul de

variație a vâscozității de presiune; v_1, v_2 - vitezele tangențiale ale celor doi cilindri în zona de contact; η_o - vâscozitatea lubrifianului la presiunea atmosferică și la temperatura medie a filmului de lubrifiant; ν_{1p}, ν_{2p} - coeficienții lui Poisson;

- *Relația Dowson-Higginson* pentru determinarea grosimii minime izoterme h_m a filmului de lubrifiant,

$$\frac{h}{R_r} = 1,6 \left(\frac{F}{B E_r R_r} \right)^{-0,13} \left[\frac{\eta_o (v_1 + v_2)}{(E_r R_r)} \right]^{0,7} (K_p E_r)^{0,6}. \quad (5.79)$$

Grosimea minimă a peliculei de lubrifiant este aproximativ 75-80% din grosimea medie din zona centrală.

- *Relația Drozdov-Reșicov* pentru determinarea grosimii izoterme medii h când cilindrii sunt din oțel,

$$\frac{h}{R_r} = 0,3 \left(\frac{F K_p}{B R_r} \right)^{0,6} \left[\frac{\eta_o (v_1 + v_2) B}{F} \right]^{0,7} \left[\frac{\lambda}{K_t \eta_o (v_1 - v_2)^2} \right]^{0,26}, \quad (5.80)$$

în care λ - este conductibilitatea termică a lubrifianului iar K_t - parametrul de dependență a vâscozității de temperatură ($\eta = \eta_o \exp(K_p p - K_t T)$).

b. Relații pentru contactul punctual circular:

- *Relația Archard-Kirk* pentru determinarea grosimii izoterme medii,

$$\frac{h}{R_r} = 0,8 \left(\frac{F}{E_r R_r^2} \right)^{-0,074} \left[\frac{\eta_o (v_1 + v_2) K_p}{R_r} \right]^{0,741}, \quad (5.81)$$

- *Relația Cameron-Gohar* pentru determinarea grosimii filmului de lubrifiant h_o în zona centrală a contactului,

$$\frac{h_o}{R_r} = -0,255 \left(\frac{F}{E_r R_r^2} \right)^{2/3} + \left[0,0652 \left(\frac{F}{E_r R_r^2} \right)^{4/2} + 1,27 \left(\frac{F}{E_r R_r^2} \right)^{1/3} \frac{K_p (v_1 + v_2) \eta_o}{R_r} \right]^{1/2} \quad (5.82)$$

c. Relații pentru contactul punctual eliptic:

- *Relația Archard-Cowking* pentru determinarea grosimii filmului h_o în zona centrală a contactului, pentru condiții izoterme,

$$\frac{h_o}{R_x} = 2,04 \Phi^{0,74} \left[\frac{K_p \eta_o (v_1 + v_2)}{R_x} \right]^{0,74} \left(\frac{E_r R_x^2}{F} \right)^{0,075} \quad (5.83)$$

în care Φ este factorul de elipticitate dat de relația $\Phi = \left(1 + \frac{2R_x}{3R_y} \right)^{-1}$, iar R_x, R_y - razele de curbură pe direcția de mișcare, respectiv pe direcție perpendiculară.

- *Relația Hamrok-Dowson* pentru determinarea grosimii filmului h_0 în zona centrală pentru condiții izoterme,

$$\frac{h_0}{R_x} = 2,69 \left[\frac{\eta_0 (v_1 + v_2)}{2 R_x E_r} \right]^{0,67} (K_p E_r)^{0,53} \left(\frac{E_r R_x^2}{F} \right)^{0,073} (1 - e^{-0,73 \varphi_1}), \quad (5.84)$$

în care φ_1 este parametrul de elipticitate definit, simplificat, cu relația $\varphi_1 = 1,03 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,64}$.

- *Relația Bakassvili* pentru determinarea grosimii medii h a filmului de lubrifiant,

$$\frac{h}{R_x} = \left(1,82 - 0,68 \frac{R_x}{R_y} \right) \left[\frac{\eta_0 (v_1 + v_2)}{2 R_x} \right]^{0,75} \left(\frac{p_0}{E_r} \right)^{-0,25}, \quad (5.85)$$

p_0 fiind presiunea hertziană maximă din zona de contact.

- *Relația Cheng* pentru determinarea grosimii medii izoterme h ,

$$\frac{h_0}{R_x} = \left[\frac{6 C \eta_0 K_p (v_1 + v_2)}{R_x} \right]^{\frac{1}{1-n}} \left(\frac{\pi}{2} \right)^{-\frac{n}{n-2}} \left(\frac{p_0}{E_r} \right)^{\frac{1-2n}{2-n}} \left[\frac{m^2 \pi^2}{\beta_0^2 (1 + R_x/R_y)} \right]^{\frac{1-n}{2-n}} \quad (5.86)$$

constantele C , m , n fiind indicate în funcție de raportul semiaxelor elipsei de contact $\beta_0 = \frac{b}{a}$, semiaxa a fiind pe direcția de mișcare; pentru $\beta_0 \geq 5$, $C=0,098$ și $n=0,648$ și se poate considera contactul liniar; pentru $\beta_0=0,5$ rezultă $C=0,065$; $n=0,548$; $m=0,74$; pentru $\beta_0=1$, $C=0,088$; $n=0,620$; pentru $\beta_0=2$, $C=0,095$; $n=0,442$; $m=1,48$.

d. Relație pentru grosimea filmului cu luarea în considerare a aspectelor termice. Cercetările lui Wilcock permit să se facă unele corecții pentru calculul grosimii filmului de lubrifiant în regim EHD atunci când efectele termice din zona de contact nu mai pot fi neglijate. În acest sens, se propune ca grosimea minimă a peliculei să se determine cu relația:

$$h_{\min T} = h_{\min} C_T,$$

(5.87)

în care h_{\min} reprezintă grosimea filmului calculată cu relațiile (5.78)-(5.85), valabile pentru condiții izoterme, iar C_T este factorul de corecție termică. Acest factor este prezentat în fig. 5.16 în funcție de raportul $\frac{v_\Sigma}{v_{\text{opt}}}$, v_Σ fiind suma vitezelor celor

două corpuri în zona de contact, iar v_{opt} depinde de tipul lubrifiantului. Pentru uleiuri minerale $v_{\text{opt}} = 10,83 \eta_0^{-0,585}$, η_0 fiind introdus în Pa·s și v_{opt} în m/s.

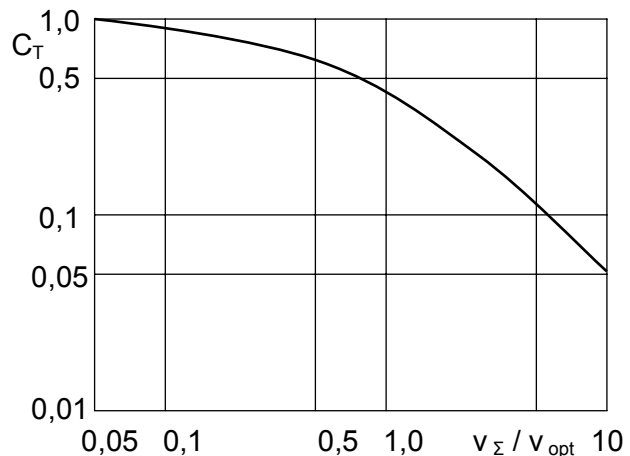


Fig. 5.16. Factorul de corecție termică C_T în funcție de $v_\Sigma / v_{\text{opt}}$

5.3. Aplicații. Exemple de calcul al indicatorilor procesului de uzare

a. Intensitatea de uzare. Pe standul Amsler de încercare la frecare s-au cercetat experimental dependențele intensității de uzare ca funcție de presiunea nominală de contact, în condițiile aceleiași viteze de alunecare $v_a=1,46$ m/s, aceluiași ulei T 90 EP2, pentru trei rețete de materiale antifricțiune, cupla de frecare fiind de tip cilindru-sabot

5. Fiabilitatea intrinsecă

(diametrul inițial al cilindrului $\varnothing 85$ d9, respectiv $\varnothing 85_{-0,207}^{-0,12}$, diametrul de lucru al sabotului $\varnothing 85$ H8, respectiv $\varnothing 85_0^{+0,054}$). S-au cercetat cinci cuple de frecare, rezultatele fiind indicate în tabelul 5.17. Din acest tabel se observă că atât diametrele epruvetelor încercate, cât și uzurile evaluate pe baza măsurării diametrelor, precum și valorile coeficientului de frecare nu sunt riguros aceleași.

Tabelul 5.17 Rezultatele experimentale ale unui proces de uzare a cilindrului (c) și sabotului (s) pentru $p=12$ MPa

Cupla		1		2		3		4		5	
Parametrul		c	s	c	s	c	s	c	s	c	s
Diametrul inițial		84,805	85,010	84,808	85,005	84,798	85,025	84,850	85,050	84,860	85,025
Timpul, ore		Uzura U_h și coeficientul de frecare f									
U_h	1	-	5	-	4	-	5	-	5	-	4
f		0,085		0,092		0,090		0,094		0,092	
U_h	2	-	11	-	9	-	10	-	10	-	9
f		0,089		0,096		0,098		1,1010		0,102	
U_h	5	-	24	-	25	-	25	-	26	-	24
f		0,092		0,102		0,100		0,103		0,103	
U_h	10	-	51	-	50	-	52	-	51	-	48
f		0,102		0,104		0,101		0,103		0,104	
U_h	15	-	74	-	75	-	73	-	76	-	75
f		0,100		0,106		0,103		0,101		0,100	
U_h	50	2	258	3	250	3	253	3	247	2	259
f		0,098		0,101		0,101		0,098		0,096	
U_h	100	5	515	4	504	5	498	5	526	6	503
f		0,096		0,098		0,098		0,089		0,090	

Caracteristicile statistice principale (media, dispersia) ale uzării sabotului (uzarea cilindrului a fost neglijabilă în primele 25 ore de funcționare) și ale coeficientului de frecare sunt indicate în tabelul 5.18.

Tabelul 5.18 Parametrii statistici ai uzurii sabotului U_h și ai coeficientului de frecare f

Timp, ore	Uzura U_h				Coeficientul de frecare f				$I_{uh}10^{10}$	τ_f , MPa	$I_{ue}10^{10}$ Mpa ⁻¹
	\bar{U}_h , μm	D_u , μm^2	σ_u , μm	c_{vU}	\bar{f}	D_f	σ_f	c_{vf}			
1	4,6	0,24	0,489	0,106	0,0906	$9,4 \cdot 10^{-6}$	0,003	0,033	8,7	1,08	8,05
2	9,8	0,56	0,748	0,076	0,0970	$6,0 \cdot 10^{-5}$	0,007	0,079	9,3	1,16	8,01
5	24,8	0,56	0,748	0,030	0,1000	$1,7 \cdot 10^{-5}$	0,004	0,041	9,4	1,20	7,83
10	50,4	1,84	1,356	0,026	0,102	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0,012	0,126	9,5	1,22	7,78
15	74,6	1,04	1,019	0,013	0,102	$5,2 \cdot 10^{-6}$	0,002	0,022	9,4	1,22	7,70
50	253,4	21,04	4,58	0,018	0,098	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0,012	0,129	9,6	1,17	8,20
100	509,2	101,3	10,0	0,019	0,094	$5,3 \cdot 10^{-5}$	0,007	0,078	9,6	1,12	8,57

Cu ajutorul relațiilor (5.12) și (5.15) s-au determinat intensitatea liniară,

adimensională medie de uzare I_{uh} și, respectiv, energetică I_{ue} , indicate în ultimele coloane ale tabelului 5.18, astfel că pentru sabot se pot scrie ecuațiile mediei și dispersiei uzării, $\bar{U}_h = 4,91 \text{ t}$; $D_{uh} = 0,064 \text{ t}^2$, timpul t fiind în ore, iar uzura în μm .

Efectuând încercări pentru alte presiuni nominale medii ($p=2,4 \text{ MPa}$, $p=5,8 \text{ MPa}$, $p=25,8 \text{ MPa}$, $p=52 \text{ MPa}$) și înregistrând rezultatele în tabele similare tabelului 5.15, pe baza relației (5.60) se deduce că

$$I_{uh} = 0,46 \cdot 10^{-10} p^{1,2},$$

în care p este presiunea nominală medie în MPa, iar I_{uh} este intensitatea liniară adimensională de uzare.

Pentru presiunea $p=12 \text{ MPa}$, sabotul poate fi clasificat în clasa III, conform clasificării Kraghelsi-Haraci, în clasa 1 - uzare normală de tip mecanochimic $e_f^* = 1,24 \cdot 10^9 \text{ MPa}$ - în clasificarea Kostețki și în clasa 1.1 în clasificarea Fleisher.

b. Presiunea reală de contact. Flancurile unui angrenaj cilindric cu dinți drepți, destinat încercării proprietăților antigripante ale uleiurilor minerale, sunt rectificat în clasa de rugozitate N6. Angrenajul (pinionul și roata) este executat din oțel 21MoMnCr12 STAS 791-80 și are flancurile durificate prin cementare, care după revenire au o duritate de 61 HRC. Se cere să se precizeze dependența ariei reale de contact, pentru zona polului angrenării, de forța normală F_n (lățimea angrenajului este $b=20 \text{ mm}$, diametrele de rostogolire $d_{w1}=73,2 \text{ mm}$, $d_{w2}=109,8 \text{ mm}$, unghiul de angrenare $\alpha=22,5^\circ$).

Din tabelul 5.7, pentru rectificarea exterioară și clasa de rugozitate N6, se extrag valorile orientative ale rugozităților flancurilor: înălțimea maximă $R_{\max}=4,7 \mu\text{m}$, raza de curbură a vârfurilor rugozității $r=12 \mu\text{m}$, parametrii curbei de portanță Abbott-Firststone $b=0,9$ și $v=1,9$ și parametrul complex $\Delta = \frac{R_{\max}}{rb^{1/v}} = 4,1 \cdot 10^{-2}$. Din analiza profilogramei flancurilor (câte cinci la pinion și cinci la roată) se evidențiază lipsa undulațiilor.

Pentru a determina presiunea reală de contact cu una dintre relațiile tabelului 5.17 este necesară cunoașterea stării de deformare a rugozităților, stare care se apreciază cu ajutorul presiunii critice calculată cu (5.28):

$$p_{cr} = 2,4^{1,9+0,5} \cdot 1,9 \cdot (1,9-1) \cdot 0,72 \cdot 7100^{2,19+1} \frac{(4,3 \cdot 10^{-6})^{2,19}}{[5 \cdot (4,1 \cdot 10^{-2})]^{1,9}} = 10,74 \text{ MPa},$$

în care: $k_1=0,72$ este obținut prin interpolare liniară, $HB=7100 \text{ MPa}$ (corelată după HRC),

$$\theta = \frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} = 4,3 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}.$$

Presiunea aparentă de contact p_c se determină cu relația lui Hertz,

$$p_c = 0,418 \left(\frac{F_n E}{\rho_c B} \right)^{1/2},$$

raza de curbură redusă ρ_c în polul angrenării fiind

$$\rho_c = \frac{d_{w1} d_{w2} \sin \alpha}{2(d_{w1} + d_{w2})} = \frac{73,2 \cdot 109,8 \cdot \sin 22,5}{2 \cdot (73,2 + 109,8)} = 8,40 \text{ mm}$$

pentru angrenajul etalon, dependența presiunii p_c de sarcina normală este de forma $p_c = 20,89 F_n^{1/2}$, cu F_n în N și p_c în MPa. Se observă că pentru sarcini F_n mai mici de 0,26 N deformațiile locale ale asperităților sunt elastice și deci presiunea reală de contact va fi egală cu microduritatea flancului; pentru presiuni aparente de contact $p_c \leq HB/3 = 2366$

MPa ($F_n \leq 12827$ N) dependența lui p_r este de forma $p_r = 20,89 F_n^{1/2} - \frac{41,69}{F_n^{1/4}}$ pentru $F_n > 12827$ N.

Pe baza tabelului 5.18 se determină numărul “petelor” de contact pe unitatea de suprafață hertziană:

$$\frac{n_r}{A_c} = \frac{3,1(p_c/p_r)^{0,66}}{K_r r R_a} = \frac{3,1 \cdot (20,89 \cdot F_n^{1/2} / 61)}{11 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 \cdot 4,7 \cdot 10^{-3}} = 8194 F_n^{0,33} \text{ (“pete”/mm}^2\text{)},$$

F_n fiind în N și mai mică decât 12827 N.

c. Calculul coeficientului de frecare. Pentru flancurile angrenajului etalon, indicat la **aplicația b**, se cere valoarea coeficientului de frecare, atât la alunecare, cât și la rostogolire, în punctul de intrare în angrenare, caracterizat prin raza de curbura redusă $p_c = 2,98$ mm și la o sarcină normală $F_n = 11029$ N.

În punctul de angrenare considerat

$$p_c = 0,418 \cdot \left[\frac{11029 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2,98 \cdot 20} \right]^{1/2} = 2605 \text{ MPa} \gg p_{cr} = 10,74 \text{ MPa},$$

deci deformațiile rugozităților sunt plastice.

$$\text{Presiunea reală este } p_r = p_c - 0,4 \left(\frac{H^3}{p_c} \right)^{1/2} = 2605 - 0,4 \cdot \left(\frac{61^3}{2605} \right)^{1/2} = 2601,2 \text{ MPa}$$

(cazul $p_c > HB/3$, deformație plastică din tabelul 5.17).

Pentru definirea “saturării” contactului se apreciază inegalitatea (5.40):

$$\frac{14,5}{\Delta^2} (HB \cdot \theta)^4 = \frac{14,5}{(4,1 \cdot 10^{-2})^2} (7100 \cdot 4,3 \cdot 10^{-6})^4 = 7,49 \cdot 10^{-3}, \text{ unde } \frac{p_c}{HB} = \frac{2605}{7100} = 0,366$$

și deci contactul este “saturat”.

În acest caz, coeficientul de frecare la alunecare se determină cu relația (5.42), aproximând, în lipsa datelor experimentale ale valorilor τ_o și β ale oțelului 21MoMnCr12, cu $\tau_o = 200$ MPa și $\beta = 0,06$:

$$f_a = \frac{200 + 0,06 \cdot 2601,2}{7100} + 0,76 \cdot \left(\frac{4,7}{12} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{2605}{7100} \right) = 0,224.$$

Coeficientul redus al frecării de rostogolire se determină cu relația (5.44), α_h fiind apreciat din tabelul 5.20, $\alpha_h = 0,02$ iar $b_H = 1,128(4,3 \cdot 10^{-6} \cdot 2,98 \cdot 11029/20)^{1/2} = 0,094$ mm, rezultând

$$f_r = 0,21 \cdot 0,02 \frac{0,094}{2,98} = 1,32 \cdot 10^{-4}.$$

d. Calculul intensității de uzare. Să se precizeze intensitatea de uzare a unei manșete de etanșare din cauciuc și a arborelui de ieșire dintr-un reductor de turație cu roți dințate, cunoscând următoarele: arborele este din OLC45 și are microgeometria suprafeței exterioare din zona etanșării caracterizată prin $R_{max} = 9,4$ μm ; $r = 8$ μm ; $b = 0,6$; $v = 2,6$; $\Delta = 0,16$; arcul etanșării și presiunea fluidului etanșat asigură între etanșare și arbore o presiune nominală $p_n = 0,8$ MPa; cauciucul manșetei se caracterizează prin modulul de elasticitate $E = 2,2$ MPa, coeficientul lui Poisson $\mu = 0,5$, tensiunea caracteristică curbei de oboseală $\sigma_o = 21$ MPa, exponentul $t = 4,85$ (v. tabelul 5.16), duritatea $HB \approx 15$ MPa. Coeficientul de frecare determinat experimental, $f = 0,28$. Presiunea aparentă de contact p_c , în lipsa ondulațiilor, este chiar presiunea nominală $p_c = p_n = 0,8$ MPa.

Se determină starea de deformație a contactului (elastic sau plastic), stabilind

5. Fiabilitatea intrinsecă

presiunea critică p_{cr} cu:

$$p_{cr} = \frac{2,4^{2,6+0,5} \cdot 2,6 \cdot (2,6 - 1) \cdot 0,20 \cdot 1,5^{2,2,6+1} \cdot 0,34^{2,2,6}}{5 \cdot 0,16^{2,6}} = 8,81 \text{ MPa},$$

deci $p_c < p_{cr}$, deformațiile fiind elastice.

Presiunea reală se determină cu relația a doua din tabelul 5.17, rezultând

$$p_r = 0,8 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 9,8}{8 \cdot 0,34^2} \right)^{0,43} \cdot 0,8^{0,2} = 1,25 \text{ MPa}.$$

Intensitatea de uzare a cauciucului se determină analitic cu relația (5.56). Mărimile numerice care intervin în această expresie sunt: funcția gamma $\Gamma(x)$ este $\Gamma(\nu) = \Gamma(2,6) = 1,42$; $\Gamma(1+t/2) = \Gamma(1+4,85/2) = 3,02$; $\Gamma(\nu+3/2) = \Gamma(2,6+3/2) = 6,18$; $\Gamma(\nu+1) = \Gamma(2,6+1) = 2,27$; $\Gamma(\nu+t/2) = \Gamma(2,6+4,85/2) = 24,03$; $C = 2,6^{1/2} \cdot 1,42 \cdot 3,02 / [\pi(2,6+1)24,03] = 0,025$; $k_{1\nu} = 2\pi \cdot 6,18 / 2,27 = 17,1$; $\gamma = 1/(1+2 \cdot 2,6) = 0,16$; $k_f = (4/\pi) \cdot 0,28(1+0,5) = 0,89$.

Cu aceste valori, rezultă:

$$I_{uh} = 0,025(17,1 \cdot 0,8 \cdot 0,34)^{1+0,16 \cdot 4,85} \cdot 0,16^{4,85(1-0,16)} \cdot (0,89 \cdot 21 \cdot 0,34)^{-4,85} \cdot (0,8/1,25)^{-0,16 \cdot 4,85} = 3,45 \cdot 10^{-8}.$$

Pentru materialul arborelui intensitatea de uzare I'_{uh} se determină cu relația (4.48), coeficientul α_e fiind $\alpha_e = 4,3 \cdot 10^{-6} / (4,3 \cdot 10^{-6} + 0,34) = 1,26 \cdot 10^{-5}$, astfel că

$$I'_{uh} = (1,26 \cdot 10^{-5})^{2,81} \cdot 3,45 \cdot 10^{-8} = 5,69 \cdot 10^{-22} \approx 0.$$