

7. ELEMENTE DE TRIBOLOGIE

7.1. Definiere. Cuple de frecare

Tribologia este definită în 1966 ca știința interacțiunii suprafețelor în mișcare și ca studiul consecințelor ce decurg din această interacțiune (**tribos** = *frecare* în limba greacă).

Ca aplicații ale tribologiei se cunosc încă din epoca primitivă și sunt legate de dezvoltarea tehnicii și tuturor bunurilor materiale necesare omului (aprinderea focului prin frecare, transportul blocurilor masive pentru piramide, descoperirea roții, apariția lagărelor de alunecare etc.).

Din punct de vedere tehnic, aplicațiile tribologiei au în vedere conceptul de sistem pentru explicarea transmiterii forțelor și / sau momentelor, în prezența unei mișcări relative sau unei tendințe de mișcare. Ca atare, se definește **cupla**

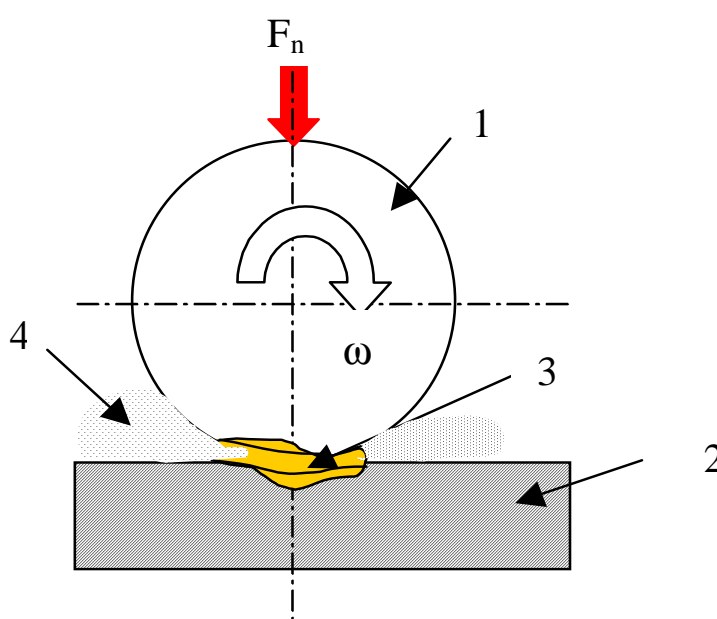


Fig.7.1

de frecare ca ansamblu a două elemente, dintre care cel puțin unul în stare solidă, cu mișcare continuă sau temporară și care transmite o forță și / sau un moment. Pe baza acestei definiții, la orice cuplă de frecare se disting

patru caracteristici: **elementele cuplei** (1,2), **corpul „terț”** (3) format în zona efectivă de contact și **mediul de lucru** (4) (fig. 7.1).

Pentru definirea funcțiilor cuplei este necesară cunoașterea următoarelor mărimi: *sarcina transmisă* - forța normală sau moment – notată

simbolic F_n , viteza relativă dintre elementele 1 și 2 ale cuplei – notată simbolic ω , natura corpului „terț” 3 și mediul de funcționare 4 (umiditatea, presiunea ambiantă, „contaminarea” etc.).

Particularitățile privind transmiterea sarcinii F_n de la un element 1 la celălalt 2 sunt determinate de geometria celor două elemente. Din acest punct de vedere se disting :

- cuple de frecare **conforme** cu contactul de tip *suprafață plană* (ambreiaje, lagăre axiale, etanșări frontale, ghidaje, frâne cu placheți etc.), de tip *suprafață cilindrică* (asamblări presate, lagăre de alunecare cu joc mic, bucșe pentru lanțuri, curele late, frâne cu tambur etc.), de tip *suprafață conică* (asamblări filetate, asamblarea pe con, asamblarea cu inele tronconice, lagărele conice cu joc mic, curele trapezoidale etc.) și de tip *suprafață sferică* (articulații cu joc mic) ;
- cuple de frecare **neconforme** sau **cuple hertziene** cu contactul de tip *punctual eliptic* (rulmenți și șuruburi cu bile, rulmenți cu role butoi, variatoare de turație cu elemente intermediare toroidale etc.) și de tip *liniar* (lagăre cu alunecare cilindrice cu joc relativ mare, rulmenți cu role cilindrice, angrenaje cu roți dințate, variatoare cu role cilindrice, lanțuri, cuplaje dințate etc.).

Pentru cuplele conforme, în general, se acceptă că sarcina se transmite prin presiuni de contact uniforme dacă corpul “ terț ,, se neglijează sau, funcție de natura și geometria acestui corp, sarcina normală determină, în corelație cu alți parametri (viteza, microgeometria suprafeței, reologia lubrifianului, elasticitatea elementelor cuplei etc.), distribuția de presiuni.

Pentru cuplele neconforme, în ipoteza unor deformații elastice, sarcina se transmite prin presiuni de contact neuniforme. Legea de distribuție, pentru contacte cu dimensiuni esențial mai mici decât geometria corpurilor, a fost determinată de Hertz cu anumite ipoteze simplificatoare și anume legea parabolică. Se vor explicita ulterior mărimile specifice pentru contactul punctual

și pentru cel linear. În prezența corpului “terț”, această distribuție de presiuni se modifică.

7.2. Mărimi specifice contactului suprafețelor solide

Transmiterea forțelor și / sau momentelor de la un moment al cuplei la celălalt se face prin zona de contact. La orice cuplă de frecare se disting trei tipuri de suprafețe (fig. 7.2) :

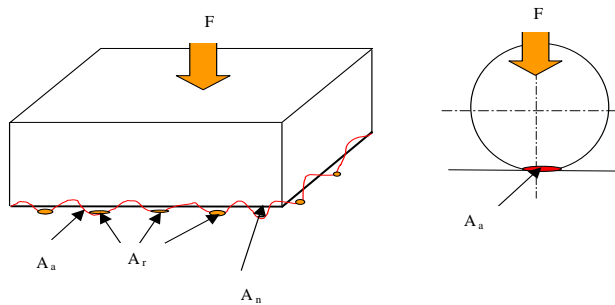


Fig. 7.2

depinde numai de forma corpurilor din zona de contact ;

- *suprafața (aria) aparentă de contact* A_a , definită pentru cuplele neconforme și poate fi eliptică sau dreptunghiulară, funcție de forma corpurilor ;
- *suprafața (aria) reală de contact* A_r , definită de vârfurile rugozităților și undulațiilor ce se găsesc pe aria nominală sau pe cea aparentă.

În general, $A_r < A_a < A_n$.

Pentru determinarea ariei aparente de contact A_a a diferitelor organe de mașini, se consideră ca aplicabilă teoria lui Hertz. Ipotezele care stau la baza acestei teorii :

- deformațiile corpurilor sunt perfect elastice și sunt mici în comparație cu dimensiunile corpurilor ;

- sarcina care se transmite este normală la planul tangent corpurilor, în punctul de aplicație al acestei sarcini ;
- sarcina este constantă și contactul este static ;
- corpurile sunt perfect netede, nu se iau în considerație rugozitățile ;
- forțele de frecare în timpul deformației elastice nu se iau în considerație ;
- suprafața de contact în timpul deformației este plană, forma ei fiind eliptică, pentru contactul a două corpuri cu raze de curbură variabile pe diferite direcții (elipsoizi), cu cazul particular de formă circulară pentru contactul unor sfere și dreptunghiulară pentru contactul a doi cilindri cu axele paralele.

Pentru înțelegerea fenomenelor din organele de mașini cu contacte hertziene este necesară cunoașterea următoarelor mărimi : forma și dimensiunile zonei de contact (semiaxele a_H și b_H pentru contactul eliptic, raza cercului a_H pentru contactul circular și semilățimea b_H pentru contactul după o fâșie dreptunghiulară), presiunea p_H și deformația maximă a celor două corpuri δ_H .

a) Contactul punctual circular (fig. 7.3)

Se consideră cunoscute:

- sarcina normală ce trebuie transmisă de la o sferă la cealaltă, F
- razele celor două sfere R_1 și R_2
- caracteristicile de elasticitate ale celor două materiale : modulele de elasticitate E_1 și E_2
- coeficienții contracției transversale (coeficienții Poisson) ν_1, ν_2 .

Se definesc :

- Curbura totală ($1/R_r$) și raza de curbură redusă (R_r) :
$$1/R_r = 1/R_1 + 1/R_2$$
 – pentru contactul a două sfere exterioare
(contact convex) ;

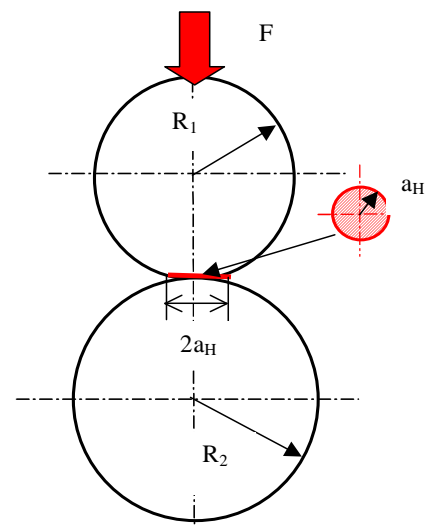


Fig.7.3

$1/R_r = 1/R_1 - 1/R_2$ – pentru contactul a două sfere interioare
(contact concav) ;

- Modulul de elasticitate redus

$$E_r = 2 / E_r = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2$$

Pe baza teoriei lui Hertz se deduc expresiile razei cercului de contact a_H , presiunii maxime din centrul cercului de contact $p_{H \max}$, deformației elastice totale a celor două sfere δ_H , tensiunii tangențiale maxime τ_{\max} și poziției acesteia în substratul de material z_0 (Fig.7.4):

$$a_H = 0,9 \sqrt[3]{R_r 2F / E_r};$$

$$p_{H \max} = 0,57 \sqrt[3]{\frac{FE_r^2}{4R_r^2}};$$

$$\delta_H = 0,82 \sqrt[3]{\frac{4F^2}{R_r E_r^2}}$$

$$\tau_{\max} = 0,31 p_{H \max} \quad z_0 = 0,48 a_H$$

Aria aparentă este chiar aria cercului hertzian de contact:

$$A_a = A_H = \pi a_H^2.$$

Presiunea de contact p_H într-un punct situat la distanța radială r este

$$p_H = p_{H \max} \sqrt{1 - r^2 / a_H^2}.$$

b) Contactul liniar cilindric (fig. 7.5)

Analog ca la contactul punctual circular, se consideră cunoscute: forța normală ce trebuie transmisă de la un cilindru la celălalt prin generatoarea comună,

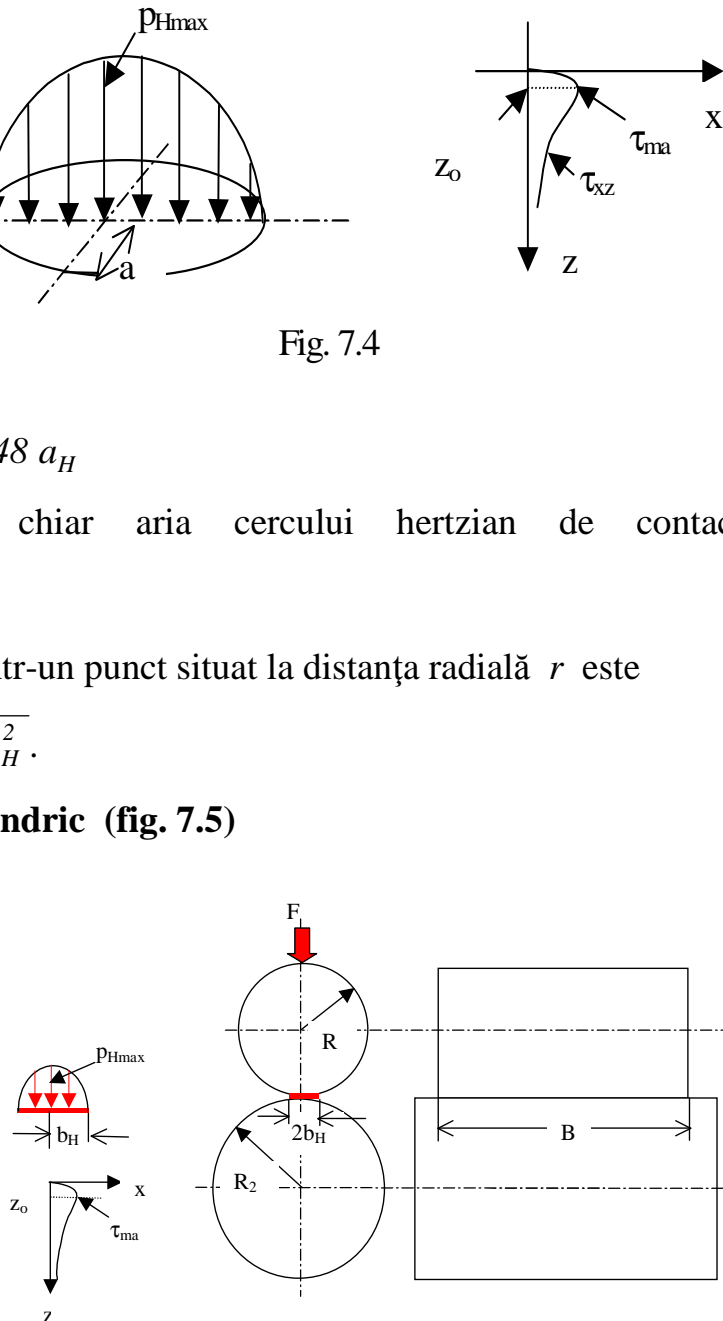


Fig.7.5

razele celor doi cilindri cu axele paralele, R_1 și R_2 , lungimea generatoarei comune de contact, B și caracteristicile de elasticitate ale materialelor E_1 , E_2 , ν_1 , ν_2 .

Raza de curbură redusă R_r și modulul de elasticitate redus E_r se definesc similar cu cazul contactului circular, astfel că parametrii specifici de contact au expresiile :

- semilățimea hertziană de contact $b_H = 1,12 \sqrt{\frac{2FR_r}{BE_r}}$

- presiunea hertziană maximă din centrul fâșiei de contact

$$p_{H \max} = 0,56 \sqrt{\frac{FE_r}{2BR_r}}$$

- deformația elastică totală

$$\delta_H = \frac{2F}{\pi B} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2R_1}{b_H} + 0,407 \right) + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{2R_2}{b_H} + 0,407 \right) \right]$$

- tensiunea tangențială maximă $\tau_{\max} = 0,30 p_{H \max}$

- poziția acestei tensiuni în substratul de material $z_0 = 0,786 b_H$.

Presiunea într-un punct situat la distanța x de centrul fâșiei de contact este

$$p_H = p_{H \max} \sqrt{1 - x^2 / b_H^2}.$$

Aria aparentă de contact este chiar aria « fâșiei » dreptunghiulare hertiene

$$A_a = A_H = 2b_H B$$

Starea de tensiuni din zona contactului static permite analiza tipului de deformație a organului de mașină, respectiv presiunea hertziană maximă care se compară cu rezistența caracteristică de elasticitate și cu duritatea acelei suprafețe.

Deformația totală este un indicator local al rigidității de contact. Tensiunea tangențială maximă și poziția acesteia în substratul de material sunt

indicatori ai comportării la oboseala de contact și implicit indicatori ai adâncimii de durificare a suprafețelor.

Aria reală de contact (A_r) este dependentă atât de sarcina exterioară ce trebuie transmisă F , de proprietățile de elasticitate ale celor două materiale E_1 , E_2 , ν_1 , ν_2 (E_r), cât și de caracteristicile geometrice ale rugozităților (raze de curbură, înălțime, pas etc.). Dacă se definește aria reală adimensională η_r ca raportul dintre aria reală A_r și cea nominală A_n , se poate deduce, prin analiză teoretică și prin verificări experimentale, dependența ariei reale de principalii parametri :

$$\eta_r = A_r / A_n = c (p_n / E_r)^k,$$

în care constantele c și k depind de microgeometria suprafeței (raza rugozităților model, înălțimea rugozităților, legea statistică de dispunere a înălțimii etc.), iar presiunea nominală p_n se determină cu relațiile obișnuite, funcție de forța normală de pe acea suprafață, $p_n = F / A_n$.

Ca ordin de mărime, $\eta_r = 0,0001 - 0,1$ și evident că, pentru o cuplă de frecare dată (geometria și microgeometria cunoscute, parametrii de elasticitate cunoscuți), depinde de încărcare (forța normală), atunci când se poate considera contactul static.

Faptul că forța se transmite nemijlocit prin această arie, se poate considera aria reală ca o mărime funcțională a suprafețelor cu rugozități, atunci când nu există în zona de contact nici un film de lubrifianț. În acest caz, presiunea reală de contact p_r este semnificativ mai mare decât cea nominală, astfel, punând condiția transmiterii aceleiași forțe prin aria reală și prin cea nominală $F = A_r p_r = A_n p_n$, se deduce $p_r = p_n / \eta_r$.

Valorile presiunii reale, cel puțin în perioada de rodaj, sunt foarte mari, astfel că depășesc limita de curgere a materialului și se formează o altă microgeometrie cu aria reală mai mare.

7.3. Mișcarea relativă în cuplele de frecare

Între elementele cuplei de frecare poate exista una sau mai multe mișcări simple. Dacă, generic, se consideră o sferă și un plan rigid (fig. 7.6), atunci aceasta poate avea :

- *mișcare de alunecare*, caracterizată prin viteza v (fig. a)
- *mișcare de rostogolire*, caracterizată prin viteză unghiulară ω (fig. b)
- *mișcare de pivotare sau de spin*, caracterizată prin viteză unghiulară de spin ω_s cu direcția paralelă cu direcția forței F (fig. c)
- *mișcare de impact*, caracterizată prin viteza de impact v_i (fig. d).

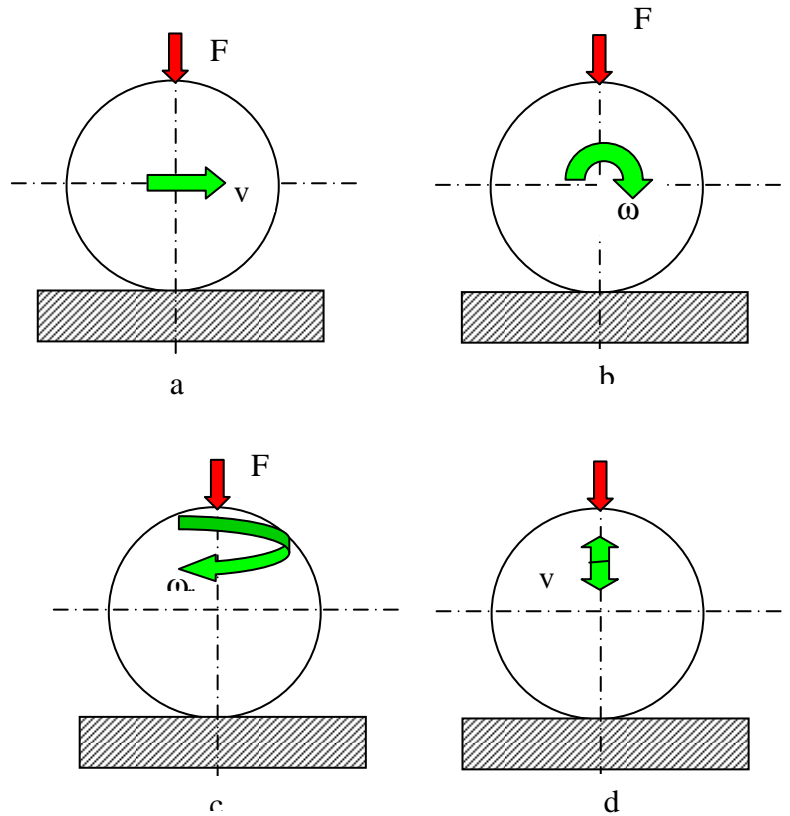


Fig.7.6

Mișcările simple pot fi continue sau oscilatorii.

În funcție de aceste mișcări simple, se disting tipurile de frecări dintre elementele cuplei: frecare de alunecare, de rostogolire, de pivotare sau de spin și de impact. Efectele acestor frecări se evaluează prin forța de frecare pentru alunecare și impact și prin moment de frecare de rostogolire sau de pivotare pentru rostogolire, respectiv pivotare.

Apariția frecării între elementele cuplei, în prezența mișcării sau tendinței de mișcare, este explicată prin mai multe teorii, unele simple (Amontons, Coulomb), altele mai complete și mai complicate. Teoriile simple au la bază ipotezele lui Amontons – Coulomb, potrivit cărora forța de frecare este

porporțională cu forța normală, coeficientul de proporționalitate fiind coeficientul de frecare μ și care este independent de mărimea suprafeței de contact, de viteză și depinde numai de natura materialelor și calitatea suprafeței.

Potrivit acestor teorii, coeficientul de frecare la alunecare, la rostogolire sau impact este o constantă intrinsecă de material, fapt ce nu este confirmat experimental pentru o plajă largă de viteze și de presiuni medii de contact. Totodată, nu se poate explica diferența dintre coeficientul de frecare static μ și cinetic μ_k .

Este cunoscut că întotdeauna coeficientul de frecare static este mai mare decât cel cinetic, astfel că pentru viteze mici și foarte mici apare fenomenul de mișcare sacadată („stick-slip”). Teoriile moderne consideră coeficientul de frecare ca o mărime funcțională și care este dependent atât de proprietățile intrinseci ale „corpului terț”, cât și de condițiile de lucru.

Dacă între elementele cuplei nu există nici un film continuu de fluid (lichid sau gaz), atunci coeficientul de frecare poate fi considerat ca având legea molecular-mecanică:

- coeficientul de frecare la alunecare și la pivotare

$$\mu = \tau_0 / p_r + \beta \quad (7.3.1)$$

în care μ_0 este rezistența la forfecare a „corpului terț”, p_r – presiunea reală de contact, iar β componenta mecanică a coeficientului de frecare; ca valori orientative: $\tau_0 = 15 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, $\beta = 0,08$ pentru cupru, $\tau_0 = 0,35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, $\beta = 0,017$ pentru teflon (PTFE), $\tau_0 = 20 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, $\beta = 0,1$ pentru un aliaj ca material de lagăr, $\tau_0 = 1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, $\beta = 0,04$ pentru un oțel lubrifiat cu unsoare. Coeficientul de frecare la rostogolire:

- contactul punctual circular cu raza hertziană a_H și raza de curbură redusă

R_r

$$\mu_r = 0,58 \alpha_h a_H / R_r \quad (7.3.2)$$

α_h fiind coeficientul pierderilor prin histerezis local cel mai mare dintre cei doi coeficienți ai materialelor elementelor cuplei; de exemplu, pentru oțel de rulmenți $\alpha_h = 0,11 \dots 0,15$, pentru teflon $\alpha_h = 0,2 \dots 0,25$;

contactul liniar cu semilățimea hertziană b_H și raza de curbură redusă R_r

$$\mu_r = 0,21 \alpha_h b_H / R_r \quad (7.3.3.)$$

α_h având aceeași semnificație ca pentru cazul contactului punctual circular.

Observație: Pentru calcule simplificatoare, se poate aprecia coeficientul de frecare de alunecare, de pivotare sau de rostogolire cu o valoare constantă medie, specifică cuplului de material și stării de ungere.

În funcție de distribuția de presiuni din zona de contact, se determină forța de frecare totală sau momentul de frecare total de alunecare, pivotare sau de rostogolire, ca integrală a forței elementare de frecare, respectiv moment elementar de frecare

$$F_f = \int dF_f = \int \mu p dA$$

sau $M_f = \int dM_f = \int \mu p r dA \quad (7.3.4)$

sau $M_{fr} = \int dM_{fr} = \int \mu_r p r dA$

dA fiind aria elementară de contact, specifică formei suprafeței și sistemului de axe de coordonate, iar r raza de contact definită ca distanța până la direcția momentului de frecare de alunecare, de pivotare sau de rostogolire.

7.4. Frecarea și efectele ei

În funcție de natura „corpului terț”, specific numai zonei de contact și în prezența mișcării relative, frecarea poate fi: uscată, „convențional” uscată, limită, mixtă și fluidă.

Frecarea uscată se desfășoară într-un mediu lipsit de umiditate, de orice „posibil lubrifiant”; în zona de contact nu se poate forma nici o peliculă continuă sau fragmente de peliculă de fluid prin mecanisme hidrodinamice sau elastohidrodinamice. O astfel de frecare poate avea loc în vid și în prezența unor viteze de alunecare mici. În acest caz, forța normală se transmite de la un element la celălalt al cuplei prin intermediul ariei reale. Forța tangențială suplimentară ce apare ca urmare a mișcării – forța de frecare – modifică distribuția inițială de tensiuni de pe suprafața de contact și din apropierea acesteia.

Frecarea de alunecare este un fenomen complex de natură mecanică, dar și fizico-chimică, complexitatea fenomenului impune pentru studiu o clasificare, care se face după prezența sau absența lubrifiantului, iar în cazul prezenței lubrifiantului și de interacțiune dintre lubrifiant și suprafețele aflate în mișcare.

1. Frecarea uscată – absența totală a lubrifiantului (fig. 7.7)

Mărimea frecării de alunecare este cunoscută de la disciplinele generale ca fiind dată de legea lui Coulomb, potrivit căreia forța de frecare depinde de:

- mărimea forței normale;
- coeficientul de frecare (μ_u), care este funcție de calitatea materialului și de calitatea suprafețelor.

$$\mu_u = \frac{\tau}{p} + \beta$$

Frecarea apare astfel independentă de viteză și de presiune.

Legea lui Coulomb își găsește justificare în originea mecanică a frecării, potrivit căreia frecarea este rezistența opusă la mișcarea relativă, de asperitățile suprafețelor atunci când se deformează elastic.

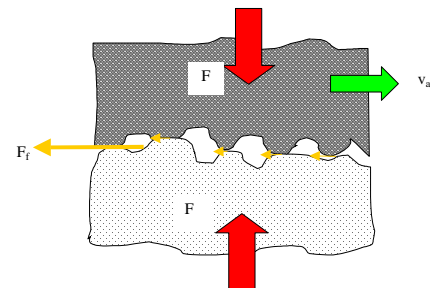


Fig. 7.7.

Dacă însă presiunea dintre suprafețe și viteza relativă cresc peste anumite limite aproximativ 3 MPa și 3 m/s, atunci unele din asperitățile suprafeței se deformează plastic și ca urmare legea lui Coulomb și deci originea mecanică a frecării își pierde din valabilitate.

Frecarea apare astfel în dependență de presiune (p) și de viteză.

Se consideră, pentru regimul de frecare „tehnic” uscat, ca legitate de bază a frecării expresia

$$\mu_u = \frac{\tau}{p} + \beta$$

în care τ caracterizează rezistența la forfecare a stratului „terț” ca proprietate intrinsecă de material și β caracterizează „starea termică” a contactului.

2. Frecarea fluidă (fig. 7.8) apare atunci când între suprafețele cu mișcare relativă se află un strat de lubrifianț suficient de gros și care se menține în tot timpul mișcării peste o anumită grosime minimă, mai mare decât suma asperităților suprafeței aflate în contact. Orientativ $> 10 - 15 \mu\text{m}$. Prezența lubrifianțului face ca între suprafețele aflate în mișcare relativă să aibă loc o interacțiune datorată proprietății lubrifianților numită aderență și datorată frecării interne din lubrifianț, frecare evaluată prin viscozitate.

Aderența – proprietatea lubrifianțului de a se ancora de suprafața cu care este în contact. Această ancorare se datorește tensiunii superficiale mici a lubrifianților și are efect udarea suprafețelor și pătrunderea în cele mai mici spații ale suprafeței. La acestea se adaugă fenomene de adsorbție, adică de pătrundere a unor molecule de lubrifianț în interiorul straturilor superficiale ale suprafeței, dând în continuare naștere unor fenomene fizico-chimice, mergând până la modificarea structurii acestui strat. Un alt efect este că între moleculele lubrifianțului aflat în contact cu suprafața are loc un fenomen de atracție moleculară ca urmare a polarităților diferite care apar, polaritate care obligă molecula de pe suprafață să capete o anumită orientare, de obicei paralelă cu suprafața. În această situație, moleculele lubrifianțului, aflate în imediata

vecinătate a suprafeței și puternic ancorate de aceasta, sunt antrenate în mișcarea relativă a suprafețelor. La rândul lor, aceste pelicule aderente la suprafață antrenează peliculele vecine printr-o altă proprietate a lubrifianțului numită viscozitate.

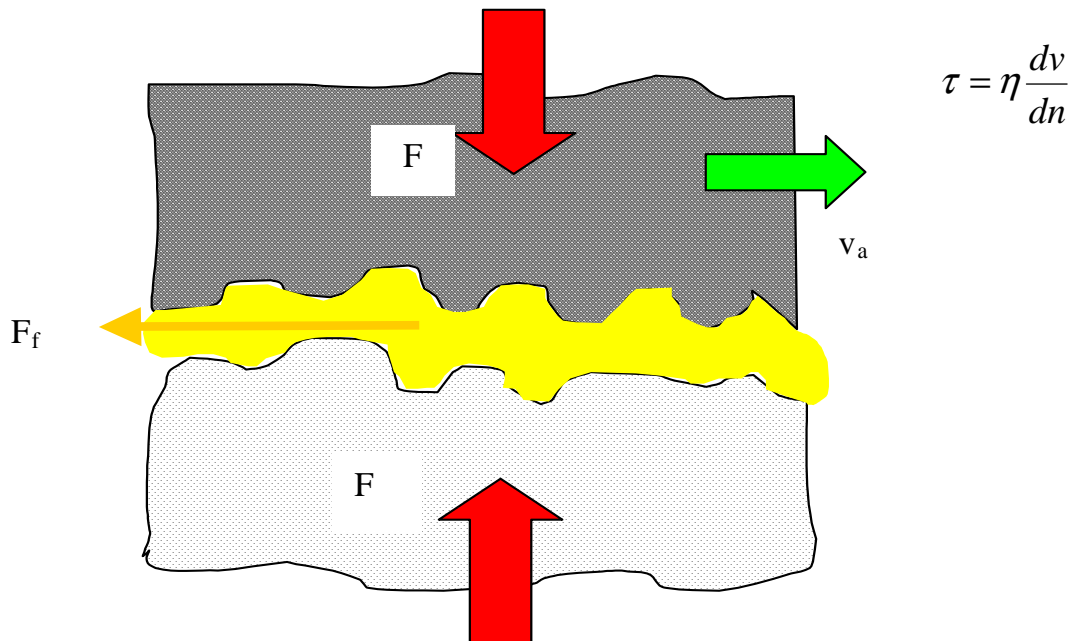


Fig. 7.8.

Frecarea dintre elementele cuplei se realizează în interiorul filmului de lubrifianț, astfel că se consideră valabilă legea frecării fluide a lui Newton:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dn}$$

în care τ reprezintă tensiunile de forfecare dintre straturile vecine de lubrifianț, η - viscozitatea dinamică a lubrifianțului și dv/dn - gradientul de viteză după direcția perpendiculară pe direcția de mișcare.

3. Frecarea limită - Are loc atunci când grosimea stratului de lubrifiere se reduce din anumite motive: viteze, forțe exterioare, la grosimea unui strat limită adică a stratului aderent. În acest caz, frecarea are loc numai între aceste straturi limită.

Se consideră ca lege de frecare expresia

$$\mu_l = \frac{\tau_f}{p} + \beta$$

în care τ_f caracterizează rezistența la forfecare a lubrifiantului aderat la suprafața solidă, iar β este un coeficient ce caracterizează frecarea materialelor solide ale elementelor cuplei.

4. Frecarea mixtă (fig.7.9)

Are loc atunci când între suprafețe există o peliculă de lubrifiant întreruptă din loc în loc de vârfuri ale rugozităților. Se poate accepta pentru această frecare legea frecării fluide a lui Newton, viscozitatea lubrifiantului fiind proprietatea care determină grosimea filmului și contribuie la preluarea forței exterioare în prezența mișcării relative, iar rezistența corpului „terț” ca fiind

rezistența la forfecare a fluidului τ_0 : $\mu_m = \frac{\tau_m}{p}$; $\tau_m = \tau_0 + \eta \frac{dv}{dn}$

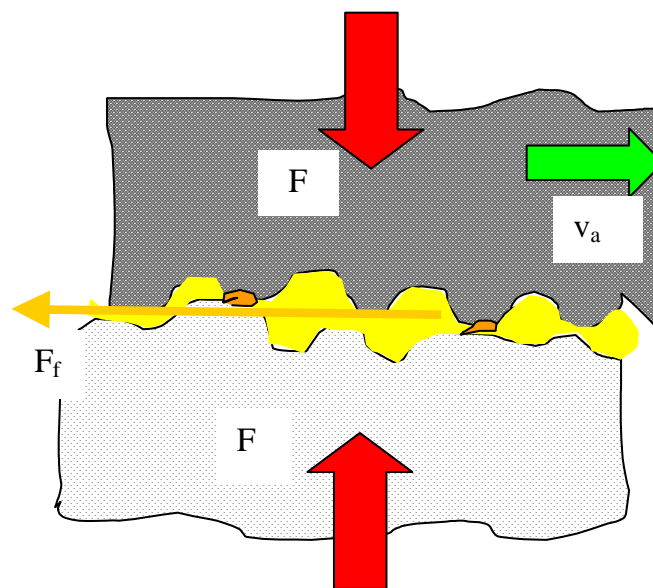


Fig. 7.9

Coeficienți de frecare – orientativ –

Pentru frecare fluidă $\mu = 0,001 \dots 0,05$.

Pentru frecare limită $\mu = 0,02 \dots 0,2$.

Pentru frecare uscată $\mu = 0,2 \dots 0,4(2 \dots 5)$.

Efectele frecării se manifestă sub formă de căldură, prin modificări ale proprietăților materialelor elementelor cuplei și sub formă de uzură.

7.5. Lubrifianți și aditivi

Funcțiunile lubrifianților: reducerea frecării, asigurarea răcirii, menținerea unui regim termic adecvat, micșorează efectele prin uzare, asigură etanșarea (unsori), atenuază șocurile și vibrațiile.

Aditivii sunt adaosuri de natură chimică care se introduc în lubrifianți pentru a îmbunătăți unele dintre proprietăți. După funcțiuni, aditivii sunt amelioratori ai indicelui de viscozitate, anticorozivi, antioxidanți, antiuzură, de extremă presiune etc.

După starea de agregare lubrifianții sunt:

- **lichizi:** uleiuri minerale, vegetale și sintetice, apa și diferite produse lichide din utilajele tehnologice sau din țesuturile vii;
- **gazoși:** aer, azot, heliu etc.
- **plastici solizi** (unsori consistente);
- **solizi:** oxizi (Fe, Pb)
sulfuri, cloruri, fosfați;
straturi metalice moi: In, Pb, Sn, Ag;
substanțe cu structură cristalină lamelară: grafit, Mo S₂, WS₂;
materiale autolubrifiante: teflon, sinterizate (Fe, bronz).

Proprietățile lubrifianților:

- fizico-chimice

densitatea ρ - variază cu temperatura (scade cu creșterea temperaturii);

viscozitatea caracterizează frecarea internă a lubrifiantului

◆ **viscozitatea dinamică** η [N.s/m²] - factor de proporționalitate din legea Newton

$$\tau = \eta \frac{dv}{dn}$$

Unități de măsură:

Pa. s, Poise (P) centi Poise 1 cP = 10⁻² P

1P=1 daNs/cm² = 100 cP; apa la 20° are $\eta = 1$ cP

◆ **viscozitatea cinematică** $\nu = \frac{\eta}{\rho}$

unde ρ este densitatea lubrifiantului

Unități de măsură: m²/s, Stokes,

1 St = 1 cm²/s = 100 cSt; 1 cSt = 1 mm²/s;

apa are la 20°C viscozitatea cinematică 1 cSt

◆ **viscozitatea relativă** - viscozitatea lubrifiantului considerat în raport cu viscozitatea apei la temperatura dorită, de regulă 20°C sau 50°C.

Viscozitatea lubrifiantilor lichizi variază cu presiunea după o lege exponențială (fig. 7.10 a):

$\eta = \eta_0 e^{k_p \cdot p} \rightarrow$ pentru uleiuri minerale constanta $k_p = 2 \cdot 10^{-8} m^2 / N$, p fiind presiunea (N/m²).

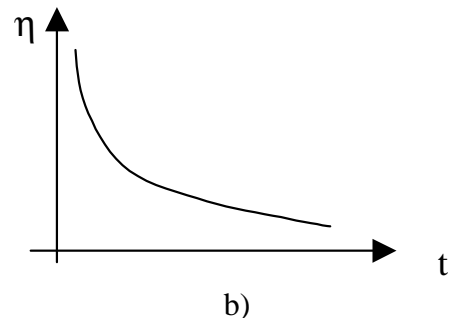
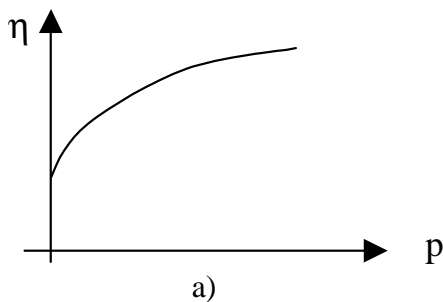
Viscozitatea variază cu temperatura (t) după o lege hiperbolică (fig. 7.10 b):

$$\eta_{p_1} t_1^n = \eta_{p_2} t_2^n = ct \quad n = 1,75 \dots 2,5$$

Deci, dacă temperatura crește de la 20° – 70°, rezultă că viscozitatea scade de 50 de ori, de aceea pentru evaluarea corectă a viscozității trebuie indicată presiunea p și temperatura t .

Ca indicator al variației viscozității cu temperatura se utilizează indicele de viscozitate (IV). Acest indice, cuprins între 40 și 200, exprimă comportarea lubrifiantului respectiv cu temperatura, în comparație cu două uleiuri etalon,

unul cu indicele 0 (variație foarte puternică cu temperatura) și altul cu indicele 100 (variație medie cu temperatura).



Punct de inflamabilitate – temperatura la care un lubrifiant se aprinde de la sine în apropierea unei flăcări deschise.

Punct de ardere – temperatura la care uleiul încălzit în vase deschise, odată aprins arde complet. Este cu 20° - 30° mai mare decât punctul de inflamabilitate.,

Punct de congelare – temperatura la care uleiul sub propria lui greutate nu mai curge vizibil; este important pentru mașini frigorifice.

Emulsionabilitatea – proprietatea de a nu se mai separa apa cu care lubrifiantul a făcut în prealabil emulsie; important pentru turbine.

Conținutul în acizi să fie mai mic decât $0,7\%$ pentru a nu coroda chimic piesele pe care le ung.

Conținutul în apă să fie $<0,5\%$, apa micșorează vizibil adsorbția, respectiv aderența uleiului.

Conținutul în cenușă rezultă în urma arderii uleiului trebuie să fie cuprins în $0,2\dots2\%$ pentru a nu fi periculos pentru uzura pieselor.

Impurități – de ordin mecanic, praf, nisip sunt admise decât în limite foarte mici.

Proprietăți funcționale:

Onctuoizitatea – proprietatea de aderență și de ancorare a lubrifiantului pe suprafețe solde:

- rezistența la radiații;
- lubrifiante.

Cei mai utilizați lubrifianți sunt uleiurile minerale și unsoarele consistente.

1. Uleiuri minerale

Prin standardul STAS 871, uleiurile minerale sunt clasificate în 10 domenii cunoscute și pe plan mondial. Cele mai frecvent folosite uleiuri minerale sunt:

- *uleiurile pentru motoare* – simbol **M**, de exemplu: **M 20**, **M 30**, **M 40**, numărul 20, 30, respectiv 40, indică clasa de vâscozitate după normele americane; cu cât numărul este mai mare cu atât este mai vâscos lubrifianțul. Dacă simbolul de bază este urmat de alte litere și cifre înseamnă că uleiul este aditivat ; de exemplu, uleiul **M 20 W 40** este un ulei multigrad, ulei aditivat cu aditivi de ameliorare a indicelui de vâscozitate, astfel că uleiul se comportă vara ca un ulei vâscos (M40), iar iarna ca un ulei mai puțin vâscos (M20);
- *uleiuri pentru transmisiile autovehiculelor* – simbol **T** ; de exemplu **T 140**, numărul 140 indică clasa de vâscozitate. Uleiuri aditivate pentru transmisii: **T 80 EP 2**, **T 90 EP 2** - uleiuri aditivate cu aditivi de extremă presiune **EP**, cu gradul **2** de aditivare;
- *uleiuri pentru transmisii industriale* – simbol **TIN**, de exemplu **TIN 125 EP**, **TIN 42 EP**, **TIN 130 EP** – uleiuri aditivate cu aditivi de extremă presiune și care au vâscozitatea cinematică la 50°C corespunzătoare numărului precizat în simbol, 125 cSt, 42 cSt etc;
- *uleiuri industriale* – simbol **I**, de exemplu **I 35**, **I 65**, numărul indicând vâscozitatea cinematică, în cSt, la 50°C;
- *uleiuri pentru compresoare* **K**, pentru *mașini textile* **Te**, pentru *lagăre* **L**, pentru *glisiere* **G** etc.

2. Unsoari consistente

Sunt amestecuri cu uleiuri minerale cu săpunuri de Na, Ca, Al, Ba, Li, Pb.

Proprietățile principale ale unsoarii sunt:

Punct de picurare – este temperatura la care unsoarea începe să curgă sub propria ei greutate;

consistența – indică starea de penetrabilitate a unsoarii de către un con metalic cu geometrie etalon.

Clasificarea este standardizată în STAS 562. Exemple de unsoari:

- *unsoari de uz general* **U 75 Ca 2** – semnificația: U – unsoare de uz general 75°C – punctul de picurare, săpunul utilizat este Calciu (Ca), consistența unsoarii are gradul 2.
- *Unsoari pentru rulmenți* **RUL 100 Ca 3, RUL 145 Na 3** – unsoari cu punctul de picurare 100, respectiv 145, cu săpun de Calciu (Ca) sau Natriu (Na) și gradul de consistență 3.
- *Unsoari multifuncționale* **UM 160 Li-Ca-Pb 1, UM 170 Li-Ca-Pb-2.**

7.6. Ungerea fluidă

Pentru ca stratul de lubrifianț să se mențină tot timpul peste o grosime minimă, este necesar ca el să aibă o presiune suficientă, pentru a susține suprafața asupra căreia se exercită forța exterioară.

Pelicula continuă de lubrifianț poate fi asigurată prin:

<i>Lichid:</i>	<i>Gaz:</i>
Ungere hidrodinamică – HD	- gazodinamică - GD
Ungere hidrostatică – HS	- gazostatică - GS
Ungere elastohidrodinamică - EHD	

Obținerea unei pelicule continue de lubrifianț se datorează:

- existenței unei frecări interne a lubrifianțului – caracterizată de vâscozitatea dinamică (η);

- mișcării relative a suprafețelor;
- forma interstițiului.

7.6.1. Ungerea hidrodinamică

Cauzele curgerii fluidului newtonian sunt:

- gradientul de viteză (curgere tip Couette);
- gradientul de presiune (curgere tip Poiseuille).

a) Curgere Couette (gradient de viteză)

Se consideră două suprafețe plane solide (fig. 7.11) care sunt situate la distanța h și separate de un fluid cu vâscozitatea dinamică η . Suprafețele plane

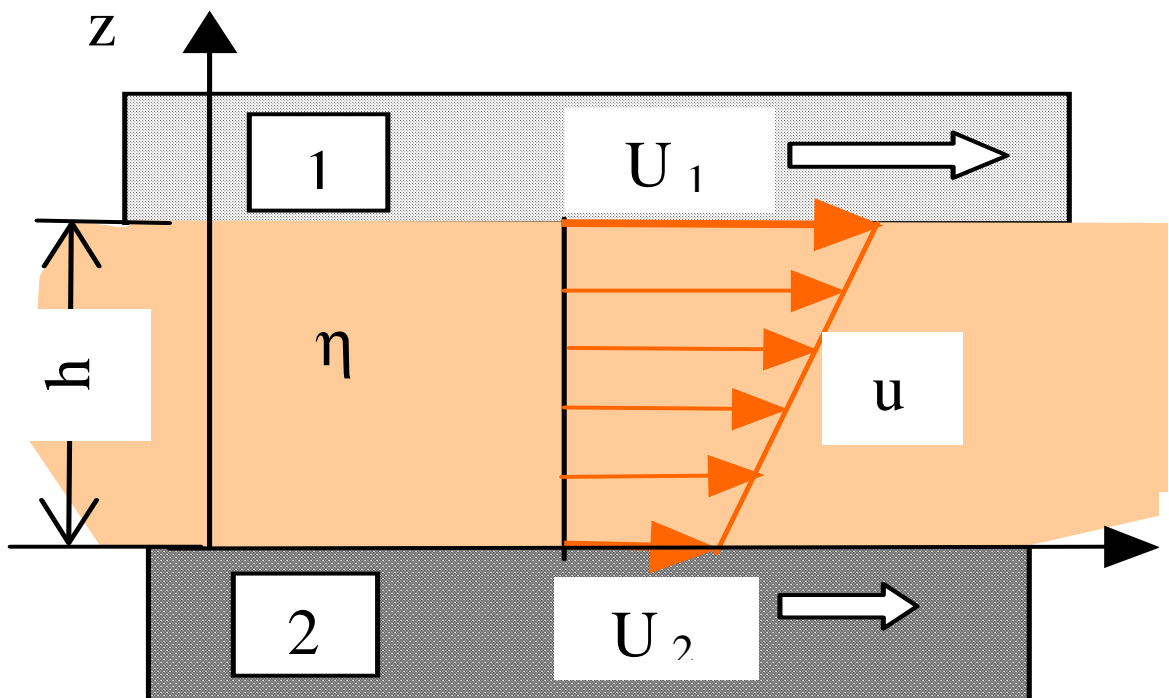


Fig. 7.11

au vitezele diferite $U_1 > U_2$, deci există un gradient de viteză $(U_1 - U_2)/h$.

Pentru curgerea laminară

$$\frac{du}{dz} = \frac{U_1 - U_2}{h} = ct$$

Prin definiție coeficientul de vâscozitate, $\eta = \frac{\tau}{du/dz}$, rezultă $\tau = \eta \frac{du}{dz}$, τ

fiind tensiunea de forfecare din filmul de fluid.

Viteza lichidului are o lege liniară,

($du/dz=ct$),

$u=az+b$ cu a și b constante ce pot fi determinate din condițiile la limită;

$u=U_1$ pentru $z=h$ și $u=U_2$ pentru $z=0$.

În consecință, $u = \frac{U_1 - U_2}{h} z + U_2$.

Debitul de fluid pe unitatea de lățime q_x ce trece printre plane, în direcția x , este

$$q_x = \int u \cdot d \cdot A = \int_0^h \left(\frac{U_1 - U_2}{h} z + U_2 \right) dz = \frac{U_1 - U_2}{h} \frac{h^2}{2} + U_2 h = \frac{1}{2} (U_1 + U_2) h = U_m h$$

$$U_m = \frac{1}{2} (U_1 + U_2) - \text{viteza medie}$$

b) Curgerea Poisseuille (gradient de presiune)

Se consideră două plane solide (fig. 7.12) în mișcare cu aceeași viteză (viteza

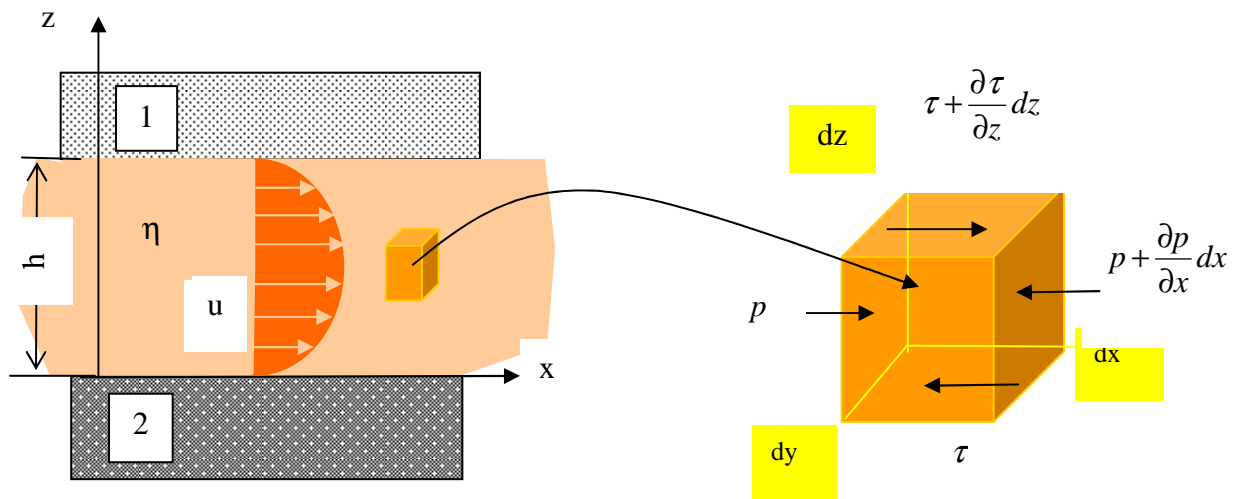


Fig. 7.12

relativă nulă), situate la distanța h și separate de un fluid cu vâscozitatea dinamică η .

Asupra unui element infinit mic de fluid, acționează următoarele tensiuni:

$$p, \quad p + \frac{\partial p}{\partial x} dx, \quad \tau, \quad \tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz$$

Condiția de echilibru:

$$\left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz \right) dx \cdot dy + p \cdot dy \cdot dz = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy \cdot dz + \tau \cdot dx \cdot dy \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial z}$$

Se consideră, pentru simplificare, că presiunea variază numai după direcția x și se aplică legea frecării fluide a lui Newton $\tau = \eta \frac{du}{dz} \Rightarrow \frac{dp}{dx} = \eta \frac{d^2 u}{dz^2}$

Pentru un gradient de presiune cunoscut dp/dx , rezultă prin integrare

$$u = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{z^2}{2} + c_1 z + c_2$$

Constantele de integrare c_1 și c_2 se determină din condițiile la limită:

$u = 0$ pentru $z = 0$ și $u = 0$ pentru $z = h$.

Astfel că rezultă $u = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} z(z-h)$ - variația parabolică, cu maximum

$$u_{max} = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{h^2}{2} \text{ pentru } z = \frac{h}{2},$$

Debitul de fluid pe unitatea de lățime q_x , ce trece printre plane în direcția x , este:

$$q_x = \int_0^h u \cdot dz \cdot 1 = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} \left(\frac{h^3}{3} - \frac{h^3}{2} \right) = -\frac{1}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dx} h^3$$

Semnul - indică sensul de curgere a fluidului de la presiune mare la presiune mică.

În multe situații efectele Couette și Poiseuille se suprapun.

c) Curgere laminară între suprafețe paralele (efecte cumulate) (fig. 7.13)

Fluidul este solicitat de presiunile p_1 și p_2 la intrare și ieșire.

Lungimea comună de contact este L .

Sistemul de axe x, y, z este fixat de planul fix.

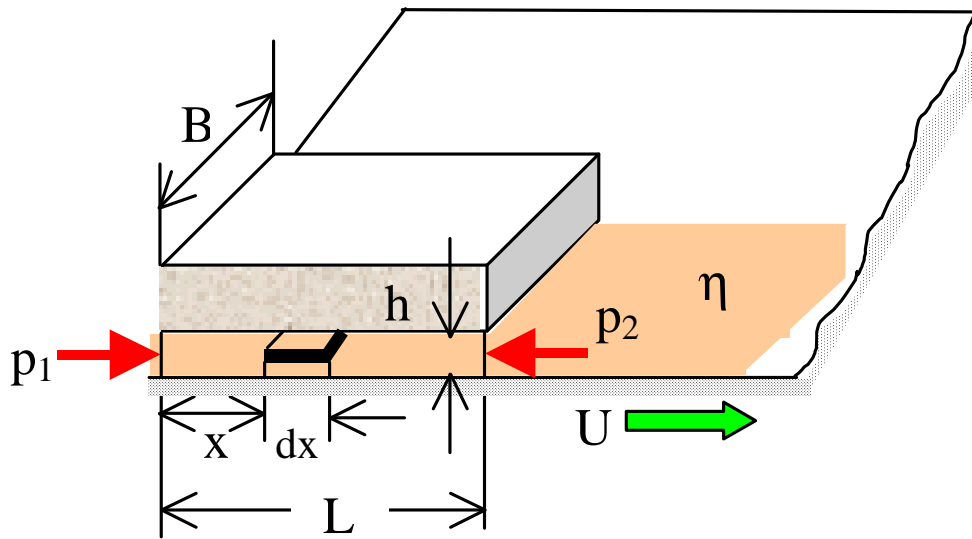


Fig. 7.13

Astfel, rezultă $C_2 = U$ și $C_1 = \frac{U}{h} - \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta x} \cdot \frac{h}{2}$,

$$\text{deci } u = \underbrace{\frac{1}{2\eta} \left(-\frac{dp}{dx} \right) (hz - z^2)}_{\text{Efectul gradientului de presiune (Poiseuille)}} + \underbrace{U \left(1 - \frac{z}{h} \right)}_{\text{Efectul gradientului de viteză (Couette)}} \rightarrow$$

Efectul gradientului de presiune (Poiseuille) Efectul gradientului de viteză (Couette)

Debitul de fluid ce curge în interstițiu

$$Q = \int_0^h u \cdot B \cdot dz = B \int_0^h \left[\frac{1}{2\eta} \left(\frac{-dp}{dx} \right) (hz - z^2) + U \left(1 - \frac{z}{h} \right) \right] dz = \frac{Bh^3}{12\eta} \left(\frac{-dp}{dx} \right) + \frac{Bh}{2} U$$

Se observă că debitul Q nu variază pe direcția x, rezultând

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\eta}{Bh^3} \left(\frac{Q}{B} - \frac{h}{2} U \right)$$

Prin integrare în raport cu $x \Rightarrow p = -\frac{12\eta}{Bh^3}\left(\frac{Q}{B} - \frac{h}{2}U\right)x + c_3$, dar pentru $x =$

0 , $p = p_1$ și $c_3 = p_1$ și pentru $x = L$, $p = p_2$.

În consecință, rezultă $p_2 = -\frac{12\eta}{h^3}\left(\frac{Q}{B} - \frac{h}{2}U\right)L + p_1$ deci

$$Q = \frac{Bh^3}{12\eta}\left(\frac{p_1 - p_2}{2}\right) + \frac{Bh}{2}$$

$$\text{Din condiția } Q_x = ct \Rightarrow \frac{\partial Q_x}{\partial x} = 0 \Rightarrow \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}\right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x}$$

Ec. Reynolds pentru suprafețe plane

$$\text{Din } h = ct \Rightarrow \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}\right) = 0$$

d) Ecuația Reynolds pentru suprafețe plane înclinate (7.14)

Se consideră o suprafață o suprafață înclinată uniform cu înclinare

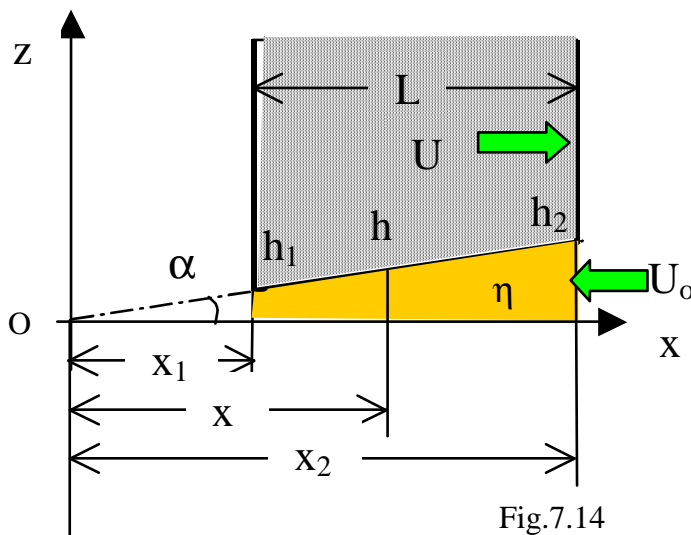


Fig.7.14

$$k = \frac{h_2 - h_1}{h_1} = \frac{h_2}{h_1} - 1$$

Originea axelor O este fixă. Rezultă

$$x_1 = L/k; \quad x_2 = L(k+1)/k$$

Debitul de fluid (vezi punctul c),

$$Q = \frac{Bh^3}{12\eta}\left(-\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{Bh}{2}U, \text{ este constant în direcția } x, \text{ deci } \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \text{ și rezultă}$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{h^3}{12\eta}\left(-\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{h}{2}U\right\} = 0 \quad \text{sau} \quad \frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}\right\} = 6U \cdot \frac{\partial h}{\partial x}$$

Pentru cazul unor suprafețe uniform înclinate $\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{h_2 - h_1}{L} = \frac{h_1}{L} \left(\frac{h_2}{h_1} - 1 \right) = \frac{h_1}{L} k$

cu $k = (h_2/h_1) - 1$

În ecuația Reynolds, $h = \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right) x = \frac{h_1 k}{L} x$ și $U = -U_0$, rezultă

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left(\frac{h_1 k}{L} \right)^3 \cdot \frac{x^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right\} = -6U_0 \frac{h_1 k}{L}$$

sau $\left\{ \left(\frac{h_1 k}{L} \right)^3 \cdot \frac{1}{6\eta \cdot U_0} \right\} \frac{\partial}{\partial x} \left(x^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -1$ și $\frac{h_1}{L\eta} = ct$ (se neglijează variația

vîscozității cu temperatura în lungul axei x).

Prin integrare în raport cu x

$$\left\{ \frac{1}{6\eta \cdot U_0} \cdot \left(\frac{h_1}{L} \right)^2 \right\} k^2 \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{1}{x^2} + \frac{c_3}{x^3}, \quad (1)$$

$$\left\{ \frac{1}{6\eta \cdot U_0} \cdot \left(\frac{h_1}{L} \right)^2 \right\} k^2 \cdot p = \frac{1}{x^2} - \frac{c_3}{2x^2} + c_4 \quad (2)$$

Constantele c_3 și c_4 se determină din condițiile la limită:

Pentru $x = x_1 = L/k$ și $x = x_2 = (L/k)(k+1)$, $p = 0$ (presiunea atmosferică)

rezultă $c_3 = 2 \frac{1}{k} \cdot \frac{k+1}{k+2}$, $c_4 = -\frac{k}{L} \cdot \frac{1}{k+2}$

Presiunea este maximă în punctul $x = x_m \left(\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \right)$ din (1) rezultă

$$x_m = \left\{ \frac{2}{k} \cdot \frac{k+1}{k+2} \right\} L \text{ și grosimea de film este } h_m = \left(\frac{h_1 k}{L} \right) x_m = \left\{ 2 \frac{(k+1)}{k+2} \right\} h_1$$

Din (2) rezultă $p_m = \left(\frac{\eta \cdot U_0 \cdot L}{h_1^2} \right) \frac{3k}{2(k+1)(k+2)}$

Forța totală $F = \int_{x_1}^{x_2} p \cdot B \cdot d = \left\{ \eta \cdot U_0 \cdot B \left(\frac{L}{h_1} \right)^2 \right\} \cdot \left\{ \frac{6}{k^2} \left(\ln(k+1) - \frac{2k}{k+2} \right) \right\}$

Debitul de fluid $Q = Q_1 = Q_m = Q_2$,

$$\text{deci } Q = Q_m = \frac{Bh_m}{2} U_0 = B \cdot h_1 \cdot U_0 \frac{k+1}{k+2}$$

Tensiunea de forfecare

$$\tau = \eta \frac{du}{dz} = \eta \left[\frac{1}{2\eta} \left(-\frac{\partial p}{\partial x} \right) (h-2z) - U_0 \left(1 - \frac{1}{h} \right) \right]$$

Pentru $y = 0$, rezultă $\tau = -\frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \frac{U_0}{h}$

Forța totală de frecare (alunecare)

$$F_f = \int_{x_1}^{x_2} \tau \cdot B \cdot dx = \frac{\eta U_0 B L}{h_1} \left\{ \frac{4}{k} \ln(k+1) - \frac{6}{k+2} \right\}$$

Coeficientul de frecare la alunecare din filmul de fluid $\mu = \frac{F_f}{F}$.

7.6.2. Ungerea elastohidrodinamică (EHD)

7.6.2.1. Definiție. Aspecte teoretice

Cuple cu contact punctual sau liniar . Ex. lagăre, rulmenți, variatoare cu acțiune, etanșări.

Condiții de apariție (fig. 7.15):

- mișcare relativă;
- fluid cu vîscozitate;
- interstițiu sub formă de pană;
- presiuni locale mari ≈ 300 MPa
- distribuției de presiuni din zona de contact;

Scop – determinare

- grosimea peliculei de lubrifiant;
- regimul termic.

Pentru determinarea teoretică a acestor probleme trebuie rezolvate 3 probleme, dependente între ele:

- hidrodinamică – pentru curgerea lubrifianului în interstițiu (ec.Reynolds);
- contact – pentru suprafețele de frecare – deformații;
- termică – pentru lubrifiere și pentru suprafețele de frecare.

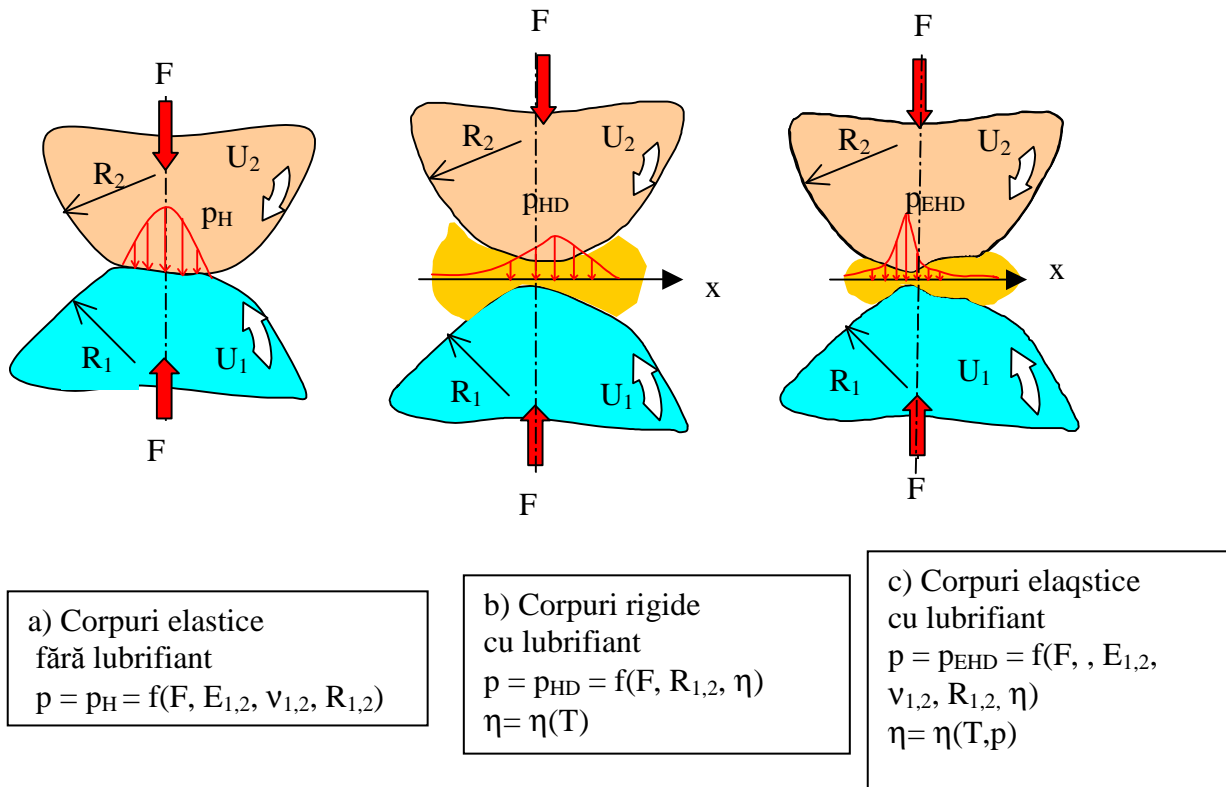


Fig. 7.15

Rezolvarea teoretică a aspectelor regimului EHD cuprinde următoarele categorii de ecuații diferențiale și integrale:

- ec. Reynolds $p = p(h, \eta, x, v, \rho)$
- ec.interstițiului (fig. 7.16)

$$h_{(x)} = h_1 + s_1 - \Delta$$

- ec. Conservării energiei

$$T = T(\pi, c_v, x, v, \lambda, \eta)$$

- deformația suprafețelor

$$\eta = \eta(p, T)$$

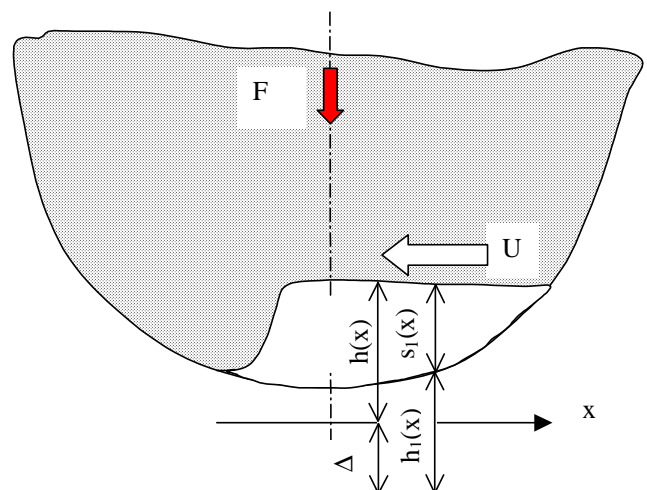


Fig. 7.16

$$\rho = \rho(p, T)$$

$$c_v = c_v(p, T) \text{ căldura specifică}$$

$$\lambda = \lambda(p, T)$$

Nu s-au rezolvat analitic aceste ecuații.

S-au făcut rezolvări numerice, rezultând grosimea peliculei de lubrifianț h_0 și h_1

Se pun în evidență următorii parametri.

◆ Parametri de exploatare:

- sarcina normală F [N];
- viteza $v = v_1 + v_2$ [m/s]
- temperatura uleiului T_u [°C]

◆ Parametrul de material

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \quad [E_{1,2} \text{ în N/m}^2]$$

◆ Parametrii geometrici

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad [\text{m}]$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$$

◆ Parametrul de lubrifianț

η_0 = viscozitatea la presiunea atmosferică

$$\eta = \eta(T); \eta = \eta_0 e^{k_t T} \quad \left| \Rightarrow \eta = \eta_0 e^{k_p p - k_t T} \quad [\text{Ns/m}^2] \right.$$

$$\eta = \eta(p); \eta = \eta_0 e^{k_p p}$$

◆ Parametrul de rugozitate

$$\sigma = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}; Ra_1, Ra_2 = \text{rugozitățile medii}$$

Se formează următoarele mărimi adimensionale

◆ Parametrul de sarcină $F_{ad} = \frac{F}{BE'R}$ pentru contactul liniar

$$F_{ad} = \frac{F}{E'R^2} \text{ pentru contactul punctual}$$

- ◆ Parametrul de viteză $V_v = \frac{\eta_0(v_1 + v_2)}{E'R}$; $V_v \in [10^{-13} \dots 10^{-7}]$
- ◆ Parametrul de material $G_m = k_p E' \approx 5000$ pentru oțel și ulei mineral de transmisii.
- ◆ Parametrii de grosime $H_0 = \frac{h_0}{R}$; $H_1 = \frac{h_1}{R}$; $H_0 \in [10^{-7} \dots 10^{-3}]$
- ◆ Parametrul filmului de lubrifianț $x_h = \frac{h_1}{\sigma}$; $x_h \in [3 \dots 10]$

$$\text{Grosimea filmului } H = k \cdot V_v^a \cdot F_{ad}^b \cdot G_m^c$$

Constantele k, a, b, c depind de tipul contactului și diferă puțin de la un autor la altul:

Tip contact		k	a	b	c	Sursa bibliografică
Liniar	H_1	1,6	0,7	-0,13	0,6	Dowson și Higginson (1961)
	H_0	2,65	0,7	-0,13	0,54	Tallian (1979)
	H_0	1,95	0,73	-0,091	0,73	Grubin și Ertel (1945)
Punc-tual	H_1	0,75	0,77	-0,14	0,7	Westloke și Cameron (1972)
	H_0	1,06	0,7	-0,13	0,6	Cheng și Winer

Influența diferiților parametri asupra grosimii filmului

Grosimea crește cu V_v ;

Punctul “de ștrangulare” se deplasează către intrarea în contact odată cu creșterea vitezei (fig. 7.17).

Compararea grosimii teoretice a peliculei EHD cu înălțimea rugozităților se ilustrează prin parametrul filmului de lubrifianț. De exemplu, pentru rulmenți, firma SKF propune o curbă de forma celei din fig. 7.18.

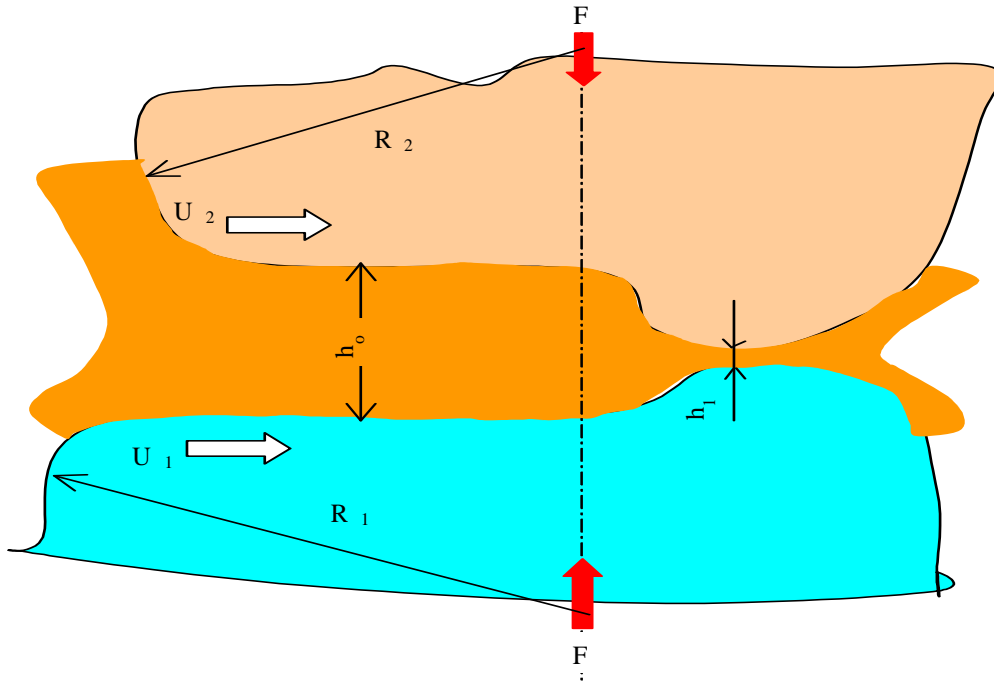


Fig. 7.17

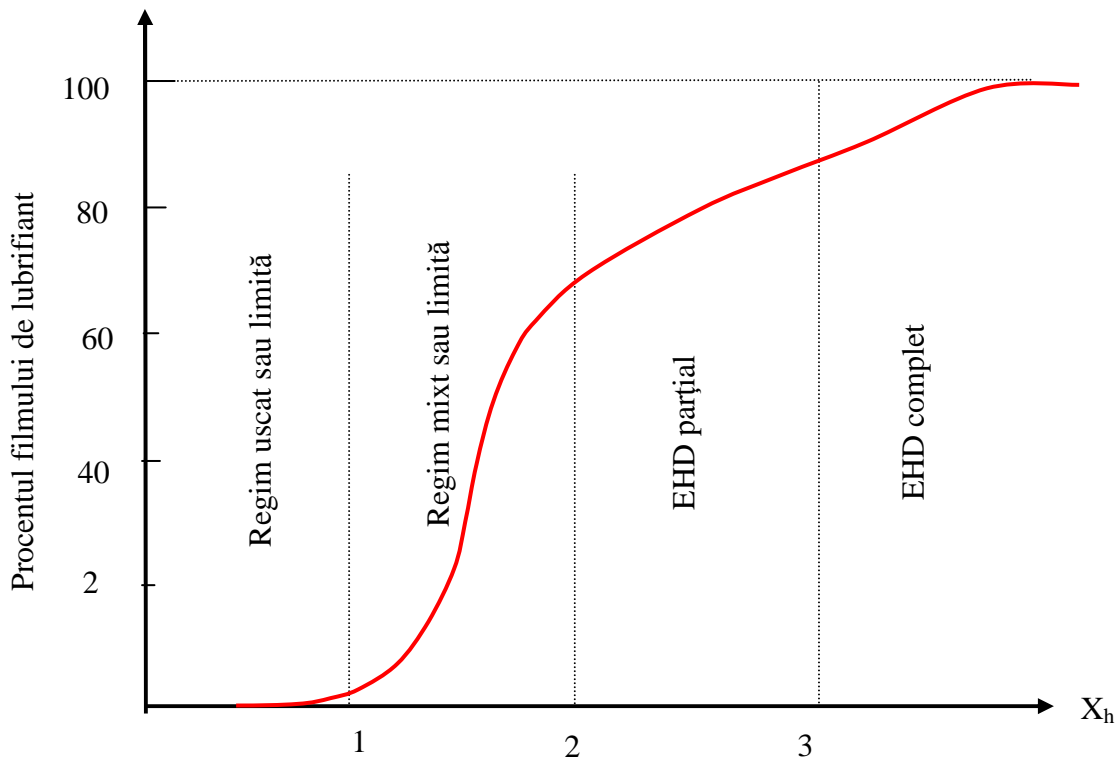


Fig. 7.18

7.6.3. Ungerea hidrostatică

Condiții de apariție:

- Lubrifiantul introdus din exterior sub presiune mare de ordinul de mărime a presiunii medii din zona portantă;
- Fluid cu viscozitate η .

Avantaje:

Frecări foarte reduse; stabilitate mare a elementelor mobile al cuplei; rigiditate mare, amortizare vîscoasă a vibrațiilor

Orice acționare hidrostatică trebuie să cuprindă următoarele elemente (fig. 7.19):

Se consideră cunoscute sau impuse:

- sarcina F ;
- grosimea filmului h ;
- geometria lagărului și buzunarului;
- lubrifiantul – vîscozitatea dinamică η ;
- geometria restrictorului.

Se cer determinate:

- presiunea din buzunar (p_b) și eventual legea de variație a presiunii în lagăr;
- debitul de lubrifiant Q ;
- presiunea de alimentare cu lubrifiant p_a ;
- rigiditatea $c = \frac{dF}{dh}$;
- puterea consumată pentru sustentația hidrostatică P_{HS} , eventual puterea consumată prin frecare P_f (dacă $\omega_{fus} \neq 0$) și puterea totală $P_t = P_{HS} + P_f$
- alegerea corectă a restructorilor atunci când o singură pompă asigură ungerea mai multor reazeme sau buzunare ale aceluiași lagăr.

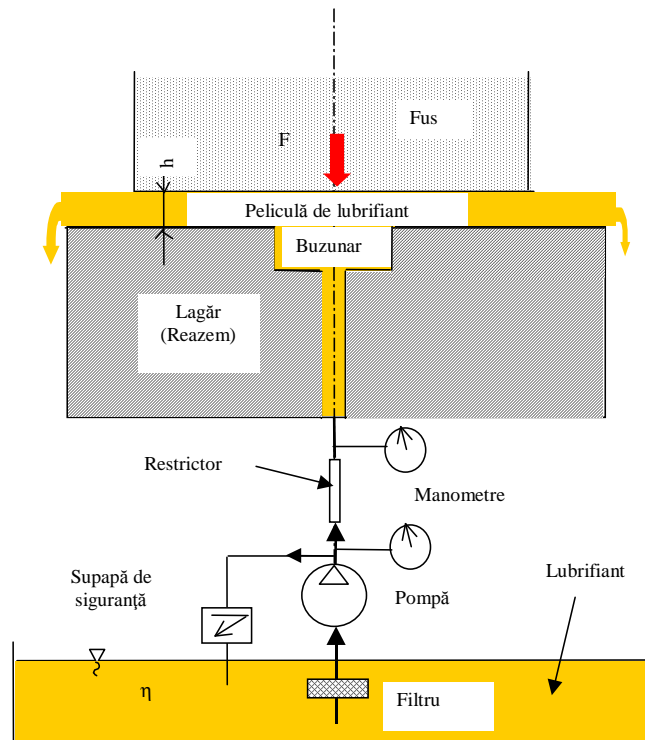


Fig. 7.19

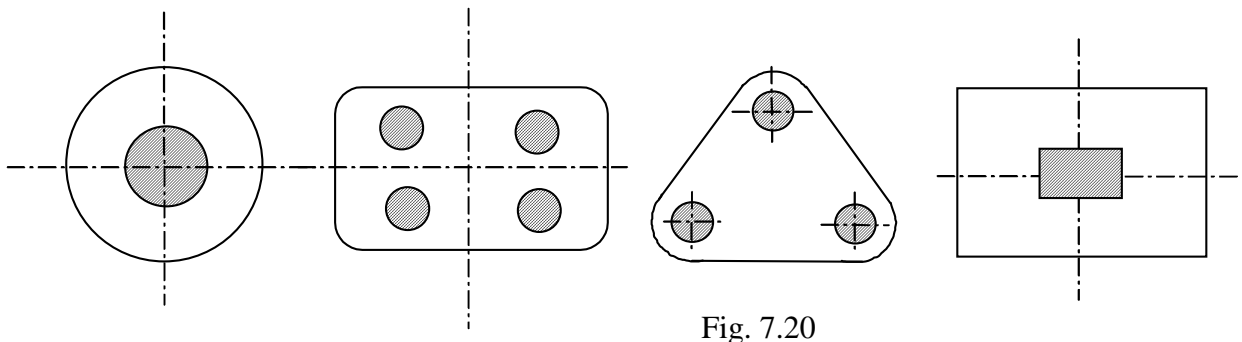


Fig. 7.20

Forme de reazeme (7.20)

Ce sunt restrictorii- rezistențe hidraulice calibrate

- forme constructive (fig. 7.21):
- capilar a);
- orificii calibrate b);
- cilindrice deformabile c).

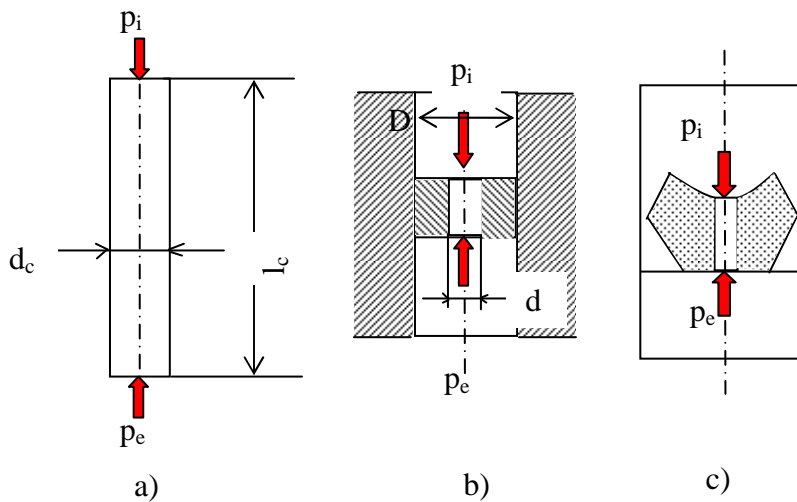


Fig. 7.21

- Corelarea debitelor se face prin modificarea căderii de presiune pe restrictor:

$$Q = k_r \frac{p_i - p_e}{\eta}; \text{ de ex. } k_r = \frac{\pi \cdot d_c^4}{128 l_c} \text{ pentru capilar cu diametrul } d_c \text{ și lungimea } l_c.$$

l_c .

Analiza lagărului circular

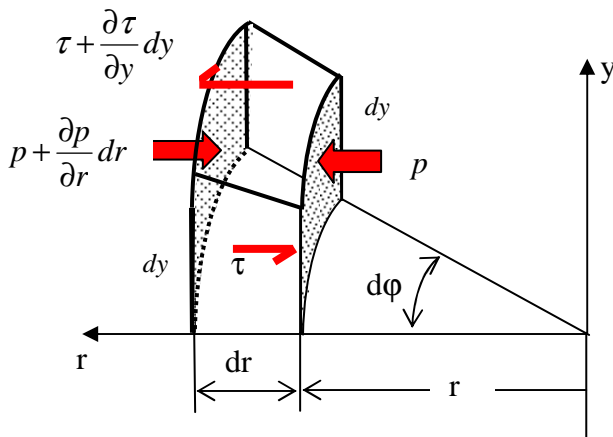


Fig.7.22

Condiția de echilibru mecanic (7.22):

$$p \cdot r \cdot d\phi \cdot dy - \left(p + \frac{\partial p}{\partial r} dr \right) \cdot$$

$$(r + dr) dp + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) \cdot$$

$$\cdot r \cdot d\phi dr - r \cdot dp \cdot dr = 0$$

și $d\phi dr \approx 0$

rezultă $\frac{dp}{dr} = \frac{d\tau}{dy}$

dar

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \text{ rezultă } \frac{dp}{dr} = \eta \frac{d^2v}{dy^2}$$

Se consideră originea axei la $1/2h$ (fig. 7.23)

Condiții limită: $u = 0$ pentru $y = \pm h/2$.

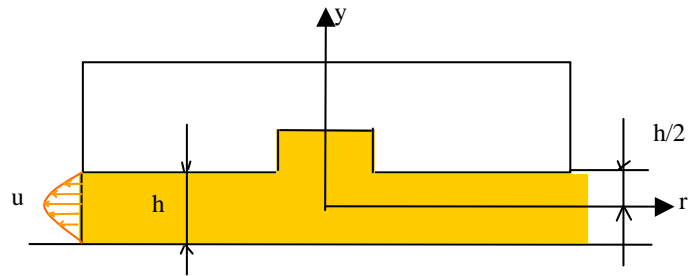


Fig. 7.23

Integrând (1) = rezultă

$$\frac{dv}{dy} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dr} y + c_1,$$

$$v = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dr} \cdot \frac{y^2}{2} + c_1 y + c_2$$

Condiția limită: $y = 0 \Rightarrow \frac{dv}{dy} = 0$, $y = \pm \frac{h}{2} \Rightarrow u = 0$

$$c_1 = 0; c_2 = -\frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot \frac{h^2}{8}$$

$$\text{deci } v = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot \frac{y^2}{2} - \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot \frac{h^2}{8} = \frac{h^2}{8\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \left(1 - 4 \frac{y^2}{h^2} \right)$$

$v = v_{\max}$ pentru $y = 0$;

$$u_{med} = \frac{1}{h} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} v \cdot dy = \frac{1}{h} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{h^2}{8\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \left(1 - 4 \frac{y^2}{h^2} \right) dy = \frac{h}{8} \cdot \frac{dp}{dr} \left[z - \frac{4y^3}{3h^2} \right]_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} =$$

$$= \frac{h}{8} \cdot \frac{dp}{dr} \left[\frac{h}{2} - \frac{4}{3} \cdot \frac{h^3}{8 \cdot h^2} + \frac{h}{2} - \frac{4h^3}{3 \cdot 8h^2} \right] = \frac{h}{8} \cdot \frac{dp}{dr} \left[h - \frac{1}{3}h \right] = \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{8\eta} \cdot \frac{dp}{dr} = \frac{2}{3} v_{\max}$$

Debitul de lubrifianț ce curge printre cele 2 suprafețe la distanța r

$$Q = 2\pi \cdot r \cdot h \cdot v_{ma} = -2\pi \cdot r \cdot h \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{8\eta} \cdot \frac{dp}{dr}$$

rezultă presiunea p pentru un Q dat rezultă $\frac{dp}{dr} = \frac{-6\eta \cdot Q}{\pi \cdot r \cdot h^3}$

Integrând $p = \frac{6\eta \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \ln r + c$

Pentru $r = R$, $p = 0$ rezultă $c = -\frac{6\eta \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \ln R$ rezultă

$$p = -\frac{6\eta \cdot Q}{\pi \cdot h^3} [\ln r - \ln R] = \frac{6\eta \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{R}{r} \text{ pt. } r \in [R_0, R]$$

$$p = p_0 \text{ pentru } r \leq R_0$$

$R = R_0$ rezultând $p_0 = \frac{6\eta \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{R}{R_0} \Rightarrow Q = \frac{\pi \cdot p_0 \cdot h^3}{6\eta \ln(R/R_0)}$

Pentru determinarea p_0 se scrie condiția de echilibru mecanic

$$F = \pi \cdot p_0 \cdot R_0^2 + \int_{R_0}^R p \cdot 2\pi \cdot R \cdot dr = \frac{\pi}{2} p_0 \frac{R^2 - R_0^2}{\ln R/R_0} \text{ dar } p_0 = \frac{6\pi \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{R}{R_0}$$

rezultă $F = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{6 \cdot \eta \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{R}{R_0} \cdot \frac{R^2 - R_0^2}{\ln \frac{R}{R_0}}$

dar $F = 3\eta \frac{Q(R^2 - R_0^2)}{h^3}$, rezultă rigiditatea $c = \frac{\partial F}{\partial h} = -\frac{9\eta Q(R^2 - R_0^2)}{h^4}$

pentru F și h impuse rezultă $Q = \frac{F \cdot h^3}{3\eta(R^2 - R_0^2)}$ pentru cazul unei forme oarecare

de reazem rezultă $Q = \frac{k}{L^2} \cdot \frac{F \cdot h^3}{\eta}$ k – constantă; L – element geometric specific.

Puterea consumată pentru sustentație hidrostatică

$$P_{ps} = p_0 Q = \frac{6\eta \cdot Q^2}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{R}{R_0} = \frac{6\eta}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{R}{R_0} \cdot \frac{F^2 \cdot h^6}{9\eta^2(R^2 - R_0^2)} = \frac{2}{3\pi} \left(\frac{F}{(R^2 - R_0^2)} \right)^2 \cdot \frac{h^3}{\eta} \ln \frac{R}{R_0}$$

În cazul existenței mișcării relative – puterea consumată prin frecare:

$$P_f = M_f \omega = \omega \int r \cdot d \cdot F_f \omega \int r \cdot \tau \cdot dA = \int r \cdot \eta \frac{du}{dy} 2\pi \cdot r \cdot dr =$$

$$= \omega \cdot \eta \cdot 2\pi \int_{R_0}^R \frac{r \cdot \omega}{h} r^2 \cdot dr = \frac{2\pi \cdot \eta \cdot \omega^2}{h} \cdot \frac{R^4 - R_0^4}{4} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\eta \cdot \omega^2}{h} (R^4 - R_0^4)$$

Puterea totală consumată P_L

$$P_t = P_{ps} + P_f$$

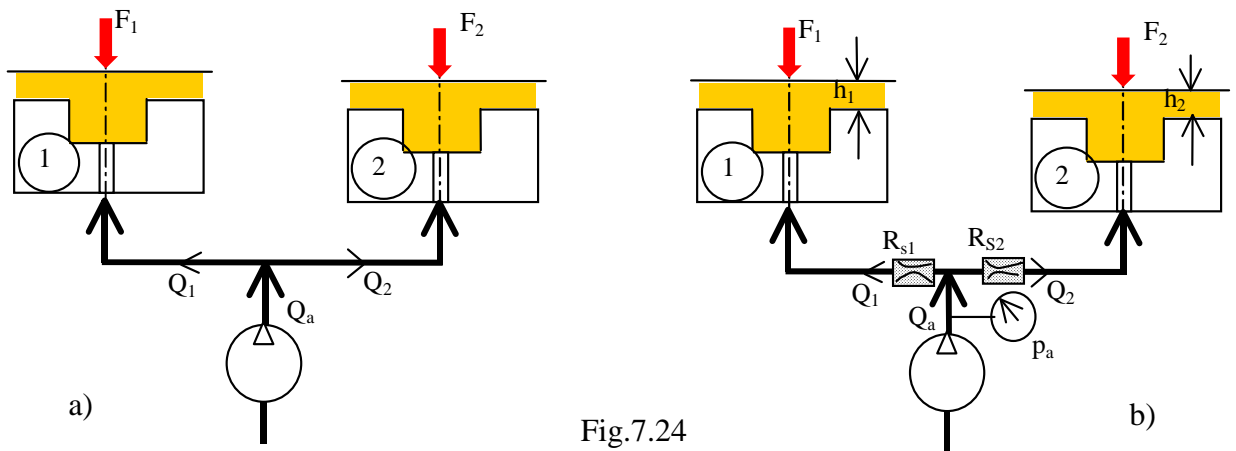


Fig.7.24

Alimentarea cu ulei a lagărilor HS (fig. 7.24)

Atunci când alimentarea cu lubrifianț a mai multor buzunare ale aceluiași lagăr, sau a mai multor lagăre ale unui sistem de rezemare, cu aceeași pompă de debit constant, se pune problema funcționării corecte a fiecărei cuple de frecare (buzunar sau lagăr). În acest caz, este necesară menținerea grosimii respective de lubrifianț (h_1 și h_2) și transmiterea forțelor F_1 și F_2 . Pentru a realiza această funcțiune se utilizează restrictorii R_{s1} și R_{s2} (fig. 7.24 b) și care se reglează astfel ca presiunea de alimentare p_a să fie aceeași înaintea restrictorilor, pentru presiuni și grosimi de film de lubrifianț diferite.

Corelația dintre presiunea din zona lagărilor și forța totală preluată se apreciază

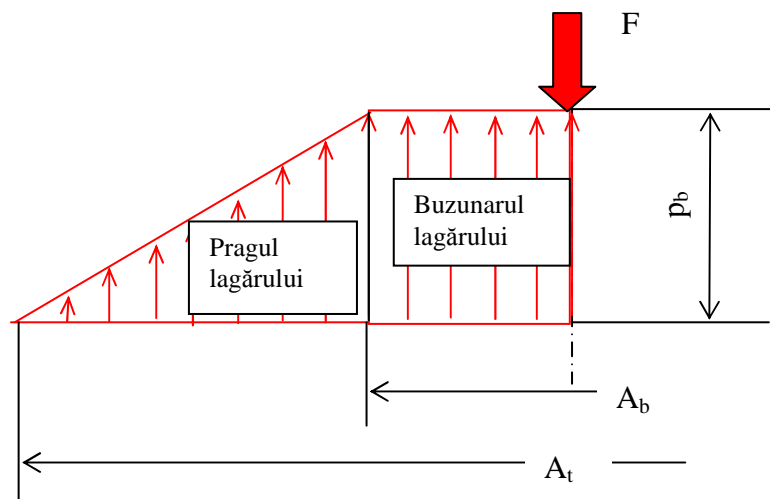


Fig. 7.25

prin acceptarea unei repartiții liniare a presiunii pe pragul lagărului (fig. 7.25)

$$F = p_b \cdot A_b + \underbrace{\frac{1}{2}(A_t - A_b)}_{a_f} p_b = A_t p_b \left[\frac{A_b}{A_t} + 1 \right] \frac{1}{2} = a_f \cdot A_t \cdot p_b ,$$

a_f

în care A_b este aria buzunarului, A_t este aria totală a lagărului și a_f este un coeficient geometric al lagărului.

Astfel, se poate determina presiunea din fiecare buzunar al lagărului (p_{b1} , p_{b2}). Dacă grosimile filmului de lubrifianț pe cele două praguri ale reazemului (h_1) și (h_2) sunt impuse, atunci debitele de lubrifianț Q_1 și Q_2 sunt determinabile.

Presiunea de alimentare p_a va fi

$$p_a = p_{b1} + \Delta p_{r1} = p_{b2} + \Delta p_{r2} ,$$

unde Δp_{r1} = căderea de presiune pe restrictorul R_{s1} - $\Delta p_{r1} = \frac{Q_1 \eta}{k_{r1}}$; k_{r1} -

parametrul geometric al restrictorului R_{s1} ; analog pentru restrictorul R_{s2} .

Egalitatea presiunii de alimentare se poate realiza prin reglarea unuia dintre restrictori.

7.7. Uzarea suprafețelor

7.7.1. Definiție. Indicatori

Uzarea – procesul de deprindere de material ca urmare a frecării, în prezența mișcării relative. În urma procesului de uzare rezultă

- | | |
|-------|---------------------------|
| Uzura | Produsele desprinse |
| | Deteriorarea suprafețelor |
| | Urmele degradării |
| | Reducerea dimensiunilor |

Uzarea este: **Utilă** Sudarea prin frecare
 Procese tehnologice
Defavorabilă

Indicatori ai procesului de uzare:

- Cantitativi
 - Liniară $\rightarrow U_h$ [μm]
 - Volumetrică $\rightarrow U_v$ [μm^3]
 - Gravimetrică $\rightarrow U_g$ [mg]
 - Energetică $\rightarrow U_c$ [mJ]
 - liniară $v_{un} \rightarrow$ [$\mu\text{m}/\text{h}$]
 - volumetrică $v_{ur} \rightarrow$ [$\mu\text{m}^3/\text{h}$]
 - energetică $v_{ue} \rightarrow$ [mW]
- Viteza de uzare
 - $v_u = \frac{du}{dt} \approx \frac{\Delta u}{\Delta t}$
- Intensitatea de uzare

Pentru uzare se definesc următoarele mărimi adimensionale:

- *Suprafețe plane*

A_n – aria nominală; $A_n = \min(A_{n1}, A_{n2})$ – delimitate de conturul pieselor)

- *Suprafețe cilindrice*

A_f – aria de frecare, $A_n = A_{\text{hertzian}}$ pentru suprafețe punctuale,
 pentru suprafețe liniare

rezultă A_{f1}, A_{f2}

$\lambda_{1,2} = \frac{A_n}{A_{f1,2}}$ - coeficient de acoperire reciprocă în procesul de frecare

Lungimea de frecare:

- $L_f = L_{of} \rightarrow$ pe ciclu (pe o cursă; la o rotație);
- $L_f = L_{of} \cdot N_c$, N_c – numărul ciclurilor (curse, rotații)

Exemple:

1. Cuplă de translație (fig. 7.26):

$$A_{n1}=b_1B_1; A_{n2}=b_2B_2$$

$$\text{Rezultă } A_n=bB; \quad b=\min(b_1, b_2); \quad B=\min(B_1, B_2)$$

Pentru cazul din schiță:

$A_{f1}=B_1b_1$ (orice punct al elementului 1 de pe suprafața de contact parcurge acest spațiu față de 2) \rightarrow curs (ciclu) \rightarrow 1

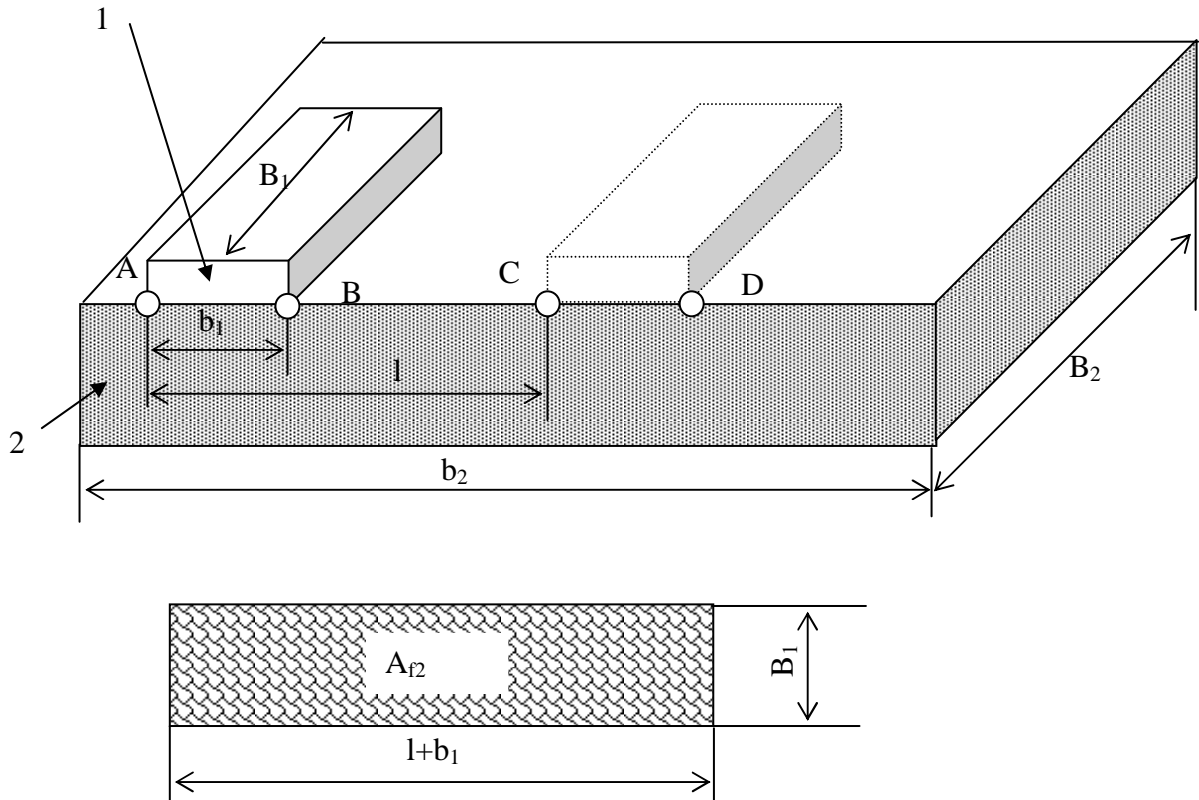


Fig. 7.26

$L_{of1}=l$ orice punct al suprafeței 1 parcurge distanța l .

x pentru $x \in [0, b_1] \forall M \in [AB]$ pentru sup. 2;

$L_{of2}= b_1$ pentru $x \in [b_1, l] \forall M \in [BC]$ pentru sup. 2;

$l-b_1-x$ pentru $x \in [l, l+b_1] \forall M \in [CD]$

2. Cupla de rotație (fus-cuzinet) (fig. 7.27)

- $A_n \rightarrow$ contact hertzian linear $\rightarrow \varphi_0=f(F, R_1, R_2, E_1, E_2, \mu_{p1}, \mu_{p2})$;

$A_n=2\varphi_0R_2B$, $B=\min(B_1, B_2)$, $R_1 \approx R_2 \approx R$ – diferă prin toleranțele de fabricație

- $A_{f1} = 2\pi R_1 B$;

$A_{f2} = 2\pi R_2 B$

$\lambda_1 = \frac{A_{f2}}{A_{f1}} = \frac{\varphi_o}{\pi}$;

rezultă

$\lambda_2 = \frac{A_n}{A_{f2}} = 1$

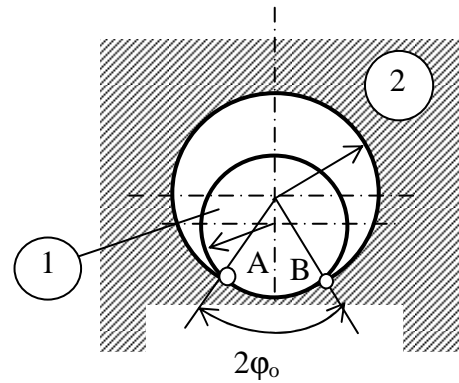


Fig. 7.27

$L_{of2} = 2\pi R_1$ pentru orice punct M care aparține arcului

$L_{of1} = AB$

$2\varphi_o R_2$ $L_{of2} = 0$ pentru orice punct M care nu aparține arcului AB

când F are direcția constantă

$L_{f1,2} = L_{of1,2}$; $N_c = 60 \cdot n_1 \cdot t_h = 60 \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} t_h$; $\omega = \text{rad/s}$; $n_1 = \text{rot/min}$;

$t_h = \text{ore}$

- liniară adimensională: $I_{un} = \frac{dU_h}{dL_f}$

pentru variații mici de timp sau geometrie de frecare constantă

$I_{uh} = \frac{U_h}{v_f t} = \frac{v_{uh}}{v_f} \in [10^{-3} \dots 10^{-13}]$

$L_f =$ lungimea drumului de frecare

$V_f =$ viteza de alunecare sau rostogolire.

- volumetrică $I_{uv} = \frac{dU_v}{dL_f} \approx \frac{A_f U_h}{L_f} = A_f I_{un}$ unde $A_f =$ aria de frecare

- gravimetrică $I_{ug} = \frac{dU_g}{dL_f} = \frac{\rho U_v}{L_f} = \rho I_{uv} = \rho A_f I_{un}$ unde $\rho =$ densitatea

materialului uzat

- energetică
$$I_{ue} = \frac{dU_v}{dL_{mf}} = \frac{dU_v}{d(F_f L_f)} \approx \frac{A_f U_h}{F_f L_f} = \frac{A_f U_h}{f \cdot F_n \cdot L_f} = \frac{I_{uh}}{\tau_f}$$

L_{mf} – lucrul mecanic consumat prin frecare și care a condus la uzura U_v

F_f – forța de frecare; f – coeficientul de frecare; F_n – forța normală.

Inversul
$$e_f^* = \frac{I}{I_{ue}} = \frac{\tau_f}{I_{un}} = \text{energie specifică de frecare}$$

Evoluția uzurii este prezentată în fig.7.28

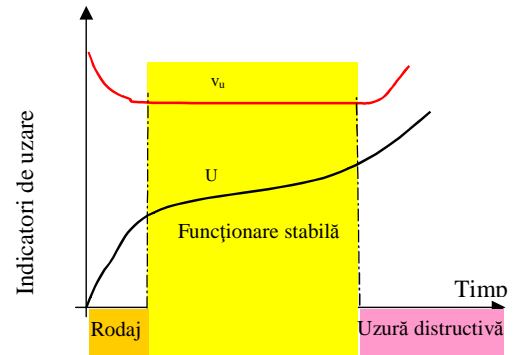


Fig.7.28

7.7.2. Tipuri de uzare

Ca preponderente, se cunosc 4 tipuri de uzări:

- **Adeziunea (Ad)** → natura=mecanică, termică, metalurgică
 - transfer de materiale;
 - adeziune moderată;
 - adeziune severă: gripaj incipient, total.

Unde apare: asamblări demontabile, fus-cuzinet, glisiere, ghidaje, piston-cilindru, angrenaje, variatoare, scule așchiere.

Legea principală: $I_{uh}=k_u p^m v^n T$

unde m , n , q – coeficienți, p – presiunea de contact, v – viteza relativă, T – temperatura de contact.

- **Uzură de abraziune (Ab)** → natura: mecanică, metalurgică, termică.
 - microașchiere;
 - rizare prin deformare;
 - eroziune abrazivă;
 - brăzdare;

- zgâriere.

Unde apare: organele active ale utilajelor de construcții, agricole, minerit, concasoare și toate cuplele ce funcționează în mediu cu particule abrazive.

Legități principale:

$I_{uh}=209 E^{-1,31}$, unde E în [MPa] - pentru metale pure;

$I_{uh}=8,4 \cdot 10^{-3} HV^{-0,79}$, HV – duritatea Vickers în [MPa];

$I_{uh}=1,42 \cdot 10^{-3} HV^{-0,27}$ - pentru polimeri

$I_{uh}=3,5 \cdot 10^{-10} AK/M$ - pentru particule abrazive

$A = \varepsilon_a^{2/3} r_a^{0,5} \sigma_a^{2,5}$ - factor abraziv

$\varepsilon_a \rightarrow$ concentrație [%];

r_a = raza abrazivă;

σ_a = tensiunea de rupere “spargere”;

$M_{1,2} = \varepsilon_{0,1,2}^t HB_{1,2}^{1,5} HB_{2,1}$ - factor de material.

$\varepsilon_{0,1,2}$ – deformațiile relative la rupere;

HB_1, HB_2 – duritatea suprafețelor;

T – exponent;

$K_{1,2}$ – factor cinematic;

$K_{1,2} = \sqrt{\rho_R n_{\omega 1,2} (\alpha v_1 + \beta v_2)}$

ρ_R – raza de curbură redusă; $v_{1,2}$ – viteza tangențială; $n_{\omega 1,2}$ – numărul ciclurilor de solicitare

Rezistența la uzare abrazivă este mult influențată de structura materialului; astfel pentru aliajele Fe-C s-a definit experimental un coeficient de stabilitate a structurii care indică transformarea martensitei prin uzare.

• **Oboseala (Ob)** → natura = mecanică sau termomecanică

- oboseala mecanică: pitting incipient, distructiv, exfoliere;

- oboseala termomecanică: fisuri de oboseală termomecanică.

Unde apare: cuple hertziene lubrificate (angrenaje, rulmenți, șuruburi cu bile, camă-tachet, role lanț, variatoare etc.).

- organe solificate periodic cu frecare uscată (role, șină-bandaj, angrenaje).
- Legități principale (fig. 7.29)

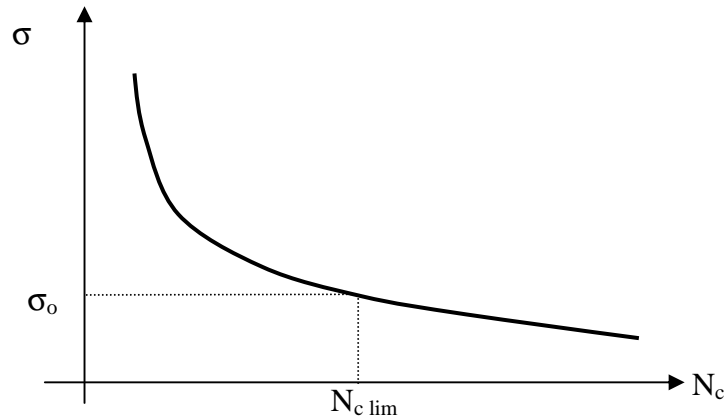


Fig.7.29

$$\sigma^m N_c^n = ct = \sigma_0^m N_{c\lim}^n \Rightarrow I_{uv} = \frac{U_v}{L_f} = \frac{n_c U_{vl}}{L_f} = \frac{n_c A_H U_n}{L_f} = \frac{n_c A_H U_n}{A b_H N_c} \approx k_u \sigma_H^m N_c^n$$

unde: n_c – numărul ciupiturilor pe unitatea de suprafață;

b_H – semilățimea hertziană;

σ_H – tensiunea hertziană maximă.

• **Coroziunea (C)** → natura este chimică și mecanică:

- chimică;
- ruginirea.

Unde apare: organe de mașini supuse acțiunii corozive (lagăre unse cu acizi) sau în prezența lubrifiantului degradat, a apei (pieston-cilindru, lagăre cu alunecare, rulmenți) piese în mișcare neprotejate.

• **Alte forme:**

Cavitație, ciupire electrică, brinelare, coroziune galvanică sau biochimică, coroziune de fretare, cojire etc.

Bibliografie

1. Manea Gh.- Organe de mașini. Edit.Tehnică, București, 1970

2. Gafițanu M.ș.a. - Organe de mașini. Edit.Tehnocă, București ,1981 și 1983;
3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
4. Pavelescu C. Ș.a. – Tribologie. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1977;
5. Bucșă I. ș.a. - Indrumătorul tehnicianului proiectant de mașini și utilaje. Edit.Tehnică București, 1971.

?? Intrebări recapitulative

1. Care este definiția corectă pentru fenomenul de frecare?

a) frecarea este un process complex care constă în fenomene de aderență ce au loc la nivelul suprafețelor de contact;

b) frecarea este un process complex datorat fenomenelor de interacțiune mecanică dintre suprafețele de contact;

c) frecarea este un process complex de natură moleculară, mecanică și energetică, care are loc între suprafețele de contact, aflate în repaus sau în mișcare relativă.

2. Care este definiția corectă pentru cupla de frecare?

a) elemente de legătură între diverse piese ale mașinilor;

b) ansamblu de două piese aflate în contact;

c) ansamblu de două sau mai multe piese în contact, aflate în mișcare relativă de alunecare, rostogolire, pivotare sau combinații ale acestora.

3. Conform legii frecării uscate Amontons-Coulomb, forța de frecare este dependentă de:

a) viteza de alunecare relativă și forța normală de apăsare;

b) natura materialelor corpurilor aflate în contact și aria aparentă de contact;

c) aria aparentă de contact și forța normală de apăsare;

d) natura materialelor corpurilor aflate în contact și forța normală de apăsare.

4. Care este principalul avantaj al portanței hidrostatice în raport cu portanța hidrodinamică?

- a) existența unei surse de presiuni exterioare;
- b) prezența unui buzunar de alimentare în zona portantă;
- c) nu este necesară existența unei viteze relative între suprafețe.

5. Care este principalul avantaj al portanței hidrodinamice în raport cu portanța hidrostatică?

- a) nu necesită existența unei surse de alimentare cu lubrifianț din exterior;
- b) necesită existența unei mișcări relative între suprafețe;
- c) necesită existența unui interstițiu convergent.

6. Cum variază densitatea uleiului în funcție de temperatură?

- a) crește cu creșterea temperaturii;
- b) scade cu creșterea temperaturii;
- c) nu depinde de temperatură.

6. Punctul de picurare al unsorii consistente reprezintă:

- a) temperature de topire a unsorii consistente;
- temperature la care apare separarea fazei disperse (săpunuri metalice) de faza continuă (uleiul mineral);
- temperatura la care are loc vaporizarea fazei continue (ulei mineral).

7. Cum se manifestă uzura de abraziune?

- a) existența unor ciupituri în zona de contact;
- b) existența unor urme de aderență în zona de contact;
- c) existența unor zgârieturi pe suprafața de contact.

8. Uzura de oboseală superficială se datorează:

- a) deformațiilor elastice în zona de contact, în prezența lubrifianțului;
- b) deformațiilor plastice în zona de contact, în prezența lubrifianțului;
- c) deformațiilor plastice în zona de contact, dar în prezența lubrifianțului