



UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA
FACULTATEA DE MECANICĂ

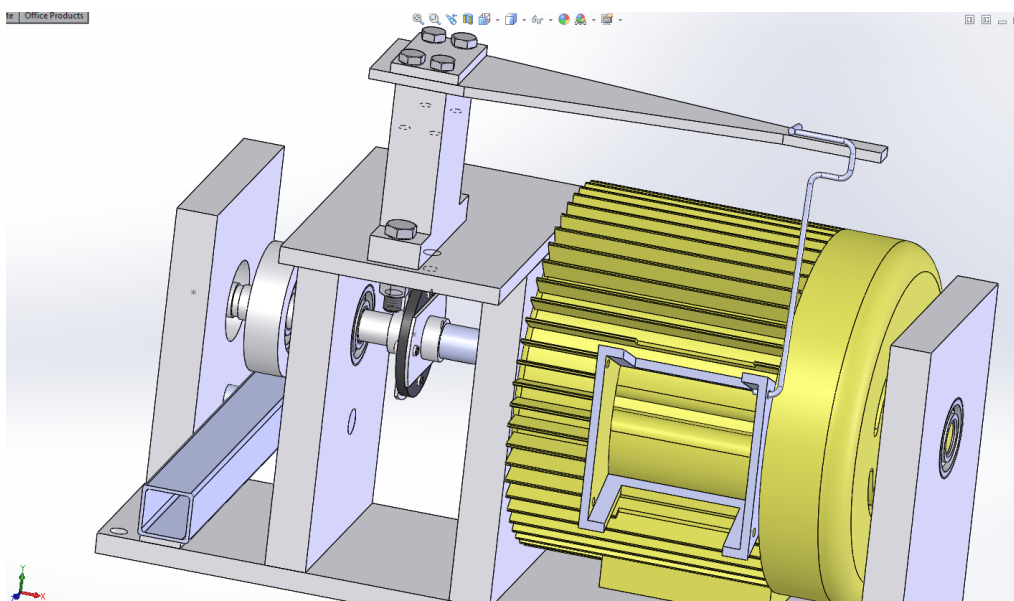


Ș.I. Univ. Dr. Ing. Geonea Ionuț-Daniel

Tribologie

Noțiuni teoretice

și aplicații de laborator



CRAIOVA

2018

Cuprins

1. DEFINIREA ȘI IMPORTANȚA TRIBOLOGIEI.....	1
2. CUPLE DE FRECARĂ. SISTEME TRIBOTEHNICE.....	7
3. ELEMENTE DE TEORIA CONTACTULUI.....	18
4. LUBRIFIANȚI ȘI ADITIVI.....	30
5. REGIMURI DE FRECARĂ - UZARE - UNGERE.....	45
6. STAREA DE UNGERE ȘI UZARE.....	59
7. PROPRIETĂȚI ALE MATERIALELOR UTILIZATE ÎN PROCESELE DE FRECARĂ-UZARE.....	77
8. Lucrarea 1- DETERMINAREA CURBEI DE PORTANȚĂ PENTRU CUPLELE DE FRECARĂ.....	91
9. Lucrarea 2 -DETERMINAREA PARAMETRILOR TOPOGRAFICI ȘI PRESIUNEA REALĂ PENTRU CUPLELE DE FRECARĂ.....	102
10. Lucrarea 3 - COEFICIENTUL DE FRECARĂ, INTENSITATEA ȘI VITEZA DE UZARE LA REGIMUL DE FRECARĂ USCAT DE ALUNECARE.....	115
11. Lucrarea 4 - DISTRIBUȚIA PRESIUNII HIDRODINAMICE ÎN PELICULA DE LUBRIFIANT A UNUI LAGĂR RADIAL UNS.....	126
12. Lucrarea 5- PROGRAME DE UNGERE PENTRU UTILAJE.....	134
13. Lucrarea nr. 6-TESTAREA MATERIALELOR ȘI LUBRIFIANȚI PE INSTALAȚIA CILINDRU – PLAN (TIMKEN).....	143
14. Lucrarea 7- FORMAREA PRESIUNII HIDRODINAMICE.....	154
15. Lucrarea 8 - DETERMINAREA MOMENTULUI TOTAL DE FRECARĂ ÎN RULMENȚII RADIALI CU BILE.....	162
16. Lucrarea 9 - DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A FORȚELOR ȘI MOMENTELOR LA PRELUCRAREA GĂURILOR.....	172

Cursul 1

1. DEFINIREA ȘI IMPORTANȚA TRIBOLOGIEI

1.1. Definirea tribologiei

Funcționarea sistemelor mecanice, de la cele mai simple până la cele mai complexe, presupune existența unor elemente aflate în mișcare relativă. Creșterea fiabilității, scăderea prețului de fabricație și scăderea costurilor în exploatarea lor impun analiza acestor sisteme din mai multe puncte de vedere, printre care și cel privind pierderile energetice prin frecare și de material.

Mișcarea relativă între elemente presupune *interacțiunea* acestora. Din punct de vedere mecanic o interacțiune presupune dezvoltarea unor *forțe și momente de interacțiune* ce se transmit de la un element la altul. Elementele pot fi solide, lichide sau gaze.

La nivelul interacțiunilor elementelor apar pierderi energetice și de material prin *frecare și uzare*.

Cu toate că fenomenele de frecare și uzare preocupă din cele mai vechi timpuri omenirea, cuvântul "*tribologie*" a fost introdus relativ recent, fiind propus prima dată de D. Tabor în anul 1954 și folosit în anul 1966 de către Departamentul de Educație și Știință al Regatului Unit al Marii Britanii și Irlandei de Nord, prin ceea ce este cunoscut în literatura de specialitate ca Raportul Jost - "*Lubrication (Tribology) Education and Research*", etc. Cuvântul "*tribologie*" a rezultat prin combinarea cuvintelor din greaca veche **tribein** (τριβειν) = **frecare** și **logos** (λογος) = **știință**, care în traducere completă înseamnă "*știința frecării*".

Cercetătorii britanici, de la departamentul mai sus amintit, au definit tribologia ca "*știința care se ocupă cu interacțiunea suprafețelor aflate în mișcare relativă și aplicațiilor care rezultă din acestea*". Tribologia se ocupă cu studiul fenomenelor fizice, mecanice, metalurgice și chimice din interacțiunile elementelor în mișcare relativă. Ulterior, în această știință, au fost introduse și aspectele ungerii.

1.2. Importanța tribologiei

Tribologia abordează un domeniu complex și pluridisciplinar, aflându-se la intersecția mai multor științe: mecanica solidelor, mecanica fluidelor, fizica, metalurgia, chimia, etc.

a) Tribologia are o *importanță științifică* deoarece această disciplină tratează cele mai importante fenomene ireversibile din natură: *frecarea și uzarea*.

Situarea acestei științe la granița științelor amintite a dus la apariția și dezvoltarea unor noi ramuri ale tribologiei:

- *tribotehnica*, care se ocupă de activitățile tehnico-aplicative ale tribologiei;
- *tribofizica* se ocupă de fenomenele fizice ce se produc la nivelul suprafețelor corpurilor aflate în mișcare relativă;
- *tribochimia* se ocupă de studiul transformărilor chimice dintre suprafețele de frecare și mediile de reacție;
- *biotribologia* se ocupă de studiul fenomenelor tribologice la nivelul articulațiilor sinoviale ale ființelor vii și de simularea și reproducerea articulațiilor sinoviale - protezarea.
- *electrotribologia* se ocupă de studiul modificării stării energetice și încărcării electrice a substanțelor sub acțiunea forțelor de frecare:

- triboluminiscența este fenomenul de emisie a radiațiilor electromagnetice a unor substanțe;
- încărcarea cu energie electrică a unor substanțe.

b) Tribologia are o *importanță tehnică* pentru că a permis trecerea de la creșterea rezistenței "în volum" la creșterea rezistenței "în suprafață" a elementelor. Cercetările în domeniul mecanic și cel metalurgic au redus volumul elementelor, iar cercetările în domeniul acoperirilor au crescut rezistența elementelor din sistemele tehnice la suprafață.

Prin studiul frecării, tribologia urmărește optimizarea proceselor de frecare, fie în sensul micșorării forțelor de frecare, cum este cazul lagărelor, fie în sensul măririi forțelor de frecare, cum este cazul frânelor sau cuplajelor cu fricțiune.

Prin studiile tribologice privind uzarea se intervine asupra durabilității sistemelor mecanice.

c) Tribologia are o *importanță economică*. Dacă se iau în considerare economiile ce se obțin prin aplicarea cercetărilor tribologice rezultă sume uriașe care pot fi direcționate în alte scopuri. ASME (American Society of Mechanical Engineering) a estimat că 11% din consumul energetic al SUA se poate economisi prin activități de cercetare-dezvoltare în domeniul tribologiei. În Germania printr-un studiu sistemic din punct de vedere tribologic al problemelor contactului s-ar fi putut economisi la nivelul anului 1994 aproximativ 32-40 miliarde DM.

1.3. Scurt istoric privind tribologia

Fenomenele legate de preocupările tribologiei au fost în atenția omului din totdeauna:

- aprinderea focului prin frecarea unor bucăți de lemn;
- șlefuirea uneltelor de vânătoare și lucrat pământul confereau acestora o durată mai mare de viață, o frecare mai mică cu aerul sau solul și deci, energia musculară era utilizată mai eficient;
- reducerea frecării prin utilizarea unor sănii sub care se turna ulei, grăsimi topită, noroi sau se așezau role;
- în perioada greco-romană s-a extins utilizarea roții, a fost descoperit angrenajul (cca. 200 î.e.n.), a fost descoperit principiul angrenajului diferențial de **Arhimede** (sec. al III-lea î.e.n.), s-a descoperit arborele cu came de **Heron din Alexandria**, s-au construit o serie de mecanisme și mașini cum ar fi: scripetii, macaralele, mașina de război, mașinile agricole, presele de ulei, etc. La toate acestea pentru a se obține performanțe și reducerea uzurii s-au efectuat ungeri (lubrifieri) cu grăsimi animale, uleiuri vegetale sau păcură (în zonele vulcanilor noroioși).

- în perioada Evului Mediu și a Renașterii apar lagărele (cuzineții) din fier, care ulterior au fost înlocuite cu cele din bronz, mai întâi în China (în jurul anului 900) și apoi în Europa. **Leonardo Da Vinci** (1452-1519) a efectuat primele cercetări experimentale pentru determinarea coeficientului de frecare, a propus utilizarea rulmenților (fig. 1.1), iar pentru angrenaje, în scopul reducerii frecării, a propus profile diferite ale dinților.

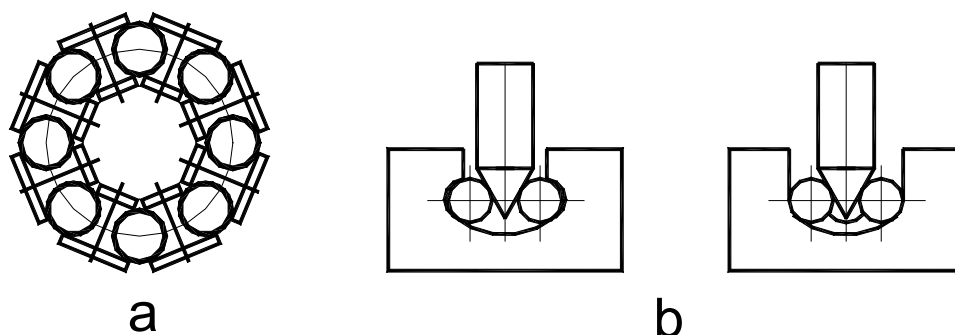


Fig. 1.1. Schițe propuse de Leonardo Da Vinci pentru reducerea frecării

- începând cu secolul al XVI-lea, o dată cu perioada revoluției industriale, dezvoltarea mecanismelor și mașinilor a necesitat studii intense în domeniul frecării. Sunt continuate cercetările întreprinse de Leonardo Da Vinci de o serie de înțelepți ai timpului: **Guilloume Amontos** (1663-1705) care în 1699 a elaborat *legea frecării* ce este valabilă și astăzi; de **Charles Augustin Coulomb** (1736-1806) care în 1785 în lucrarea "*Theorie des machines simples en ayant egard au frottement de leus parties et a la roideur des cordages*", în urma unor experiențe a arătat că frecarea uscată este influențată de o serie de parametri: natura materialului, starea suprafețelor în contact, sarcina aplicată, efectul lubrifiantului, perioada de timp de când se aplică sarcina tangențială la suprafața de contact până la apariția alunecării; **Leonard Euler** (1707-1783), matematician elvețian, în anul 1748 a introdus noțiunea de *unghi de frecare*, utilizată și în prezent. Tot el separă noțiunea de frecare statică de cea dinamică.

În domeniul lubrifierii hidrodinamice **Isac Newton** (1643-1727) în anul 1687 a elaborat legea fundamentală a curgerii fluidelor vâscoase, în 1888 **N.P. Petroff** a stabilit formula pentru frecarea vâscoasă din lagărele radiale, iar **Osborn Reynolds**

(1842-1912) a stabilit în 1886 ecuațiile de bază ale ungerii hidrodinamice și a pus în evidență fenomenul de portanță.

Secolul al XX-lea a adus mari contribuții la dezvoltarea tribologiei prin modelarea matematică a fenomenelor tribologice, prin extinderea și perfecționarea experimentelor și prin dezvoltarea metodelor de calcul. Dintre cercetările deosebite trebuie amintite:

- contribuția lui **Wilhelm Sommerfeld** (1868-1959) la lubrifierea lagărelor cu alunecare;
- stabilirea de către **Albert Kingsbury** (1863-1943) a similitudinii ecuației lui Reynolds cu cea a tensiunii electrice dintr-un mediu rezistiv;
- punerea bazelor teoriei tensiunilor și deformațiilor elastice din cuplele superioare de către **Rudolph Hertz** (1857-1894);
- studiul lubrifierii contactelor herțiene prin considerarea creșterii vâscozității cu presiunea;
- stabilirea teoriei adeziunii în studiul frecării, mai întâi în 1920 de **W.B. Hardy** și apoi de către **F.P.Bowden** și **D. Tabor** între anii 1945-1954;
- fundamentarea teoretică și experimentală a uzurii de contact, cu aplicații la rulmenți de către cercetătorii suedezi **Lundberg** și **Palmgren** între anii 1947-1952.

Complexitatea fenomenelor tribologice, apariția de noi materiale și folosirea acestora pun în fața cercetătorilor din domeniul tribologiei noi probleme. Apare necesitatea elaborării metodelor matematice și metodelor experimentale adecvate cu ajutorul cărora să se obțină relații de interdependență ai factorilor de influență a fenomenelor tribologice.

Prin rezultatele cercetărilor tribologice se impune o conlucrare mai pronunțată între proiectanții de mașini și utilaje, producătorii de materiale și lubrifianți și beneficiarii acestora.

Cercetarea teoretică și experimentală a preocupat și preocupă mulți cercetători români. Nu trebuie uitate cercetările din multe universități: U.P. București (Gh. Manea, D. Pavelescu, M. Pascovici, A. Tudor, și alți), U.T."Gh. Asachi" Iași (N. Popinceanu, M. Gafițanu, Sp. Crețu, D. Olaru, și alți), U. T.Cluj-Napoca (Al. Chișiu,

D. Jichișan-Matieșan, A. Căzilă, D. Pop, și alți), U.T.Timișoara (M. Balekics și alți), U."Transilvania" Brașov (S. Bobancu, D. Săvescu, și alți), U."Ștefan cel Mare" Suceava (E. Diaconescu, I. Ciornei, și alți), U."Petroil-Gaze" Ploiești (D. Rașeev, N.N. Antonescu, I. Tudor), U.Craiova (S. Șontea, M. Mangra, F.G. Ciolacu, și alți) etc. și din unele societăți comerciale: C.S."Sidex" Galați, UPET "1 Mai" Ploiești, E.P. Craiova, S.C. "Rulmentul" Brașov, etc.

2. CUPLE DE FRECARE. SISTEME TRIBOTEHNICE

Transmiterea energiei într-un sistem mecanic se realizează prin intermediul lanțurilor cinematice. Lanțurile cinematice sunt compuse din elemente cinematice, cu legături mecanice mobile între ele. O definiție a cuplei cinematice, păstrată și astăzi, a fost dată de Releux (1875): *"Cupla cinematică reprezintă contactul direct și mobil realizat de două corpuri, numite elemente"*.

2.1. Frecarea. Cupla de frecare.

Mișcarea relativă între elemente se realizează, de cele mai multe ori, cu pierderi energetice datorită frecării.

Frecarea este rezistența la mișcare în timpul alunecării sau rostogolirii a două corpuri solide aflate în contact (fig. 2.1).

Sarcina rezistentă, care se opune mișcării, se află în planul de tangență al celor două corpuri, numindu-se *forță de frecare*, *cuplu (moment) de frecare de rostogolire* sau *spin*.

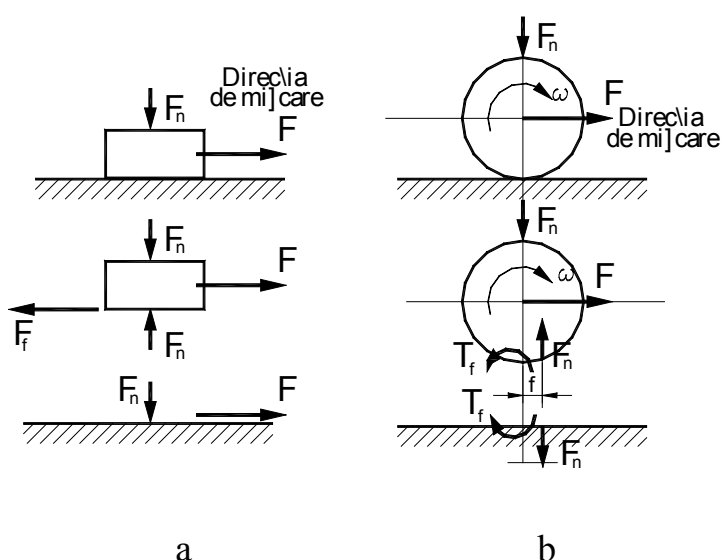


Fig. 2.1. Sarcinile de interacțiune dintre corpuri

Se întâlnesc, în general, două tipuri de frecări: frecarea uscată - în absența lubrifiantului și frecarea fluidă - în prezența lubrifiantului.

Pentru frecarea uscată se întâlnește și denumirea de frecare *"coulombiană"*, aceasta fiind determinată de componenta tangențială a forțelor de contact existente între două suprafețe uscate aflate în mișcare sau tendință de mișcare relativă a uneia față de cealaltă.

Frecarea fluidă este determinată de componenta tangențială a forței de contact existentă între straturile alăturate din lichidul sau gazul în mișcare relativă între suprafețele în contact.

Frecarea, din punct de vedere fizic, este un proces complex de natură moleculară, mecanică și energetică care are loc între suprafețele de contact a două sau mai multe corpuri aflate în repaus cu tendință de mișcare sau în mișcare relativă, numite *cuple de frecare*.

Din punct de vedere funcțional frecarea are două efecte contradictorii importante: este *dorită* sau este *nedorită*. Frecarea este utilă (*dorită*) în cazul frânelor, cuplajelor, transmisiilor prin fricțiune, asamblărilor prin forță, deplasărilor vehiculelor și este dăunătoare (*nedorită*) în cazul lagărelor, angrenajelor, transmisiilor cu came, etc. În cazul unor organe de mașini, cum ar fi asamblările filetate, asamblările prin pene cu strângere, la montare este nedorită iar în timpul funcționării este utilă pentru a nu se desface asamblările. De asemenea, la cricurile cu cuple elicoidale la ridicarea sarcinii, frecarea este nedorită pentru a se depune efort mic, iar în timpul funcționării pentru menținerea sarcinii în poziție ridicată este utilă.

Cupla de frecare se definește ca un ansamblu de două sau mai multe elemente în contact, aflate în mișcare relativă, respectiv, tendință de mișcare relativă. Mișcarea relativă poate fi de alunecare, rostogolire, pivotare sau combinații ale acestora.

Cuplele de frecare se clasifică funcție de tipul și numărul contactelor (STAS 8069-87). În tabelul 2.1 se prezintă clasificarea cuplelor de frecare după tipul contactului între suprafețe.

Tabelul 2.1

Clasificarea cuplelor de frecare

Felul cuplei	Clasa cuplei	Tipul contactului	Caracterizarea contactului
Superioară	I	Punctiform	Un punct sau mai multe puncte concentrate într-o zonă mică
	II	Liniar	Două sau mai multe puncte concentrate după o dreaptă
Inferioară	III	Cilindric sau sferic	Mai multe puncte concentrate pe o suprafață cilindrică sau sferică
	IV	Plan	Mai multe puncte concentrate pe o suprafață plană

2.2. Suprafața de frecare

Transmiterea sarcinilor prin cuplele de frecare se realizează cu ajutorul *suprafețelor de frecare*, caracterizate de macro și micro-nergularitățile lor, atât ca mărime cât și distribuție. Suprafețele de frecare prezintă rugozități oricât de bine ar fi prelucrate. Ca atare, sarcinile se transmit prin aceste macro și microneregularități, care se deformează elastic sau plastic și chiar se rup.

2.2.1. Parametrii topografici ai suprafeței de frecare

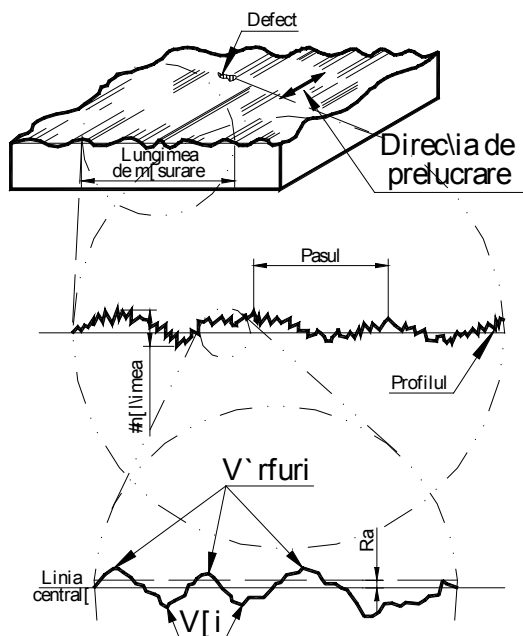


Fig. 2.2. Suprafață se contact, după [B3]

și se datorează, în principal, erorilor de prelucrare: abateri de la circularitate, abateri de la planeitate, abateri de la paralelism, etc.

b) *abateri de ordinul al II-lea* (SR ISO 4287-1-1993), numite și *ondulații*, ce

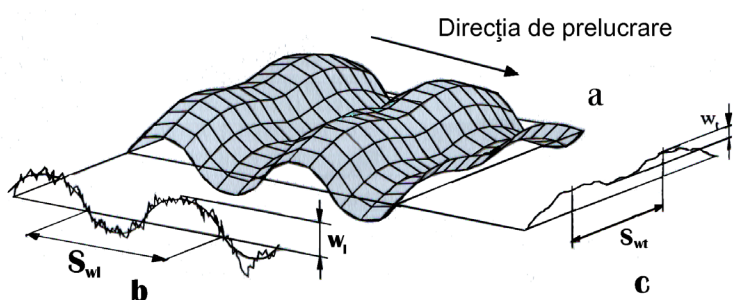


Fig. 2.3. Model al undulațiilor

ondulații sunt caracterizate de înălțimea W și pasul S_w . Forma lor este aproape o

Suprafețele reale ale cuplelor de frecare, obținute prin diferite procedee tehnologice, au o anumită stare geometrică sau microgeometrică. Suprafețele de frecare, numite și *suprafețe de contact*, față de o suprafață ideală prezintă următoarele abateri (fig. 2.2):

a) *abateri de ordinul I* sau abateri de la macrogeometria suprafețelor pieselor, care se manifestă prin abateri de formă (STAS 7384-85)

intră în categoria abaterilor microgeometrice. Aceste abateri reprezintă ansamblul neregularităților geometrice, periodice (fig. 2.3), rezultate datorită vibrațiilor sistemului mașină-sculă-piesă. Aceste

sinusoidă cu amplitudinea W , direct proporțională cu amplitudinea vibrațiilor, iar perioada lor S_w este dependentă de frecvența vibrațiilor. Ondulațiile se manifestă mai pregnant în direcția prelucrărilor.

Funcție de procedeele tehnologice de obținere a suprafețelor parametrul undulațiilor variază în limite largi: $W=4\ldots 8000\ \mu\text{m}$ și $S_w=500\ldots 500000\ \mu\text{m}$ [40].

c) *abateri de ordinul al III-lea* (SR ISO 4287-1-1993) numite *rugozități*. Ele reprezintă ansamblul neregularităților cu o distribuție aleatoare, cu pasul relativ mic comparativ cu înălțimea (fig. 2.4.). Elementele caracteristice ale rugozităților, înălțimea $R=y$ și pasul S_R , sunt funcție de procedeele tehnologice de obținere a suprafețelor, cu valori cuprinse între limitele: $R=0,01\ldots 500\ \mu\text{m}$ și $S_R=4\ldots 8000\ \mu\text{m}$ [40].

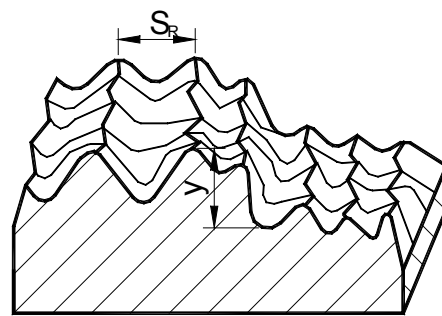


Fig. 2.4. Model al rugozităților

d) *abateri de ordinul al IV-lea*, care sunt asemănătoare cu rugozitățile, dar provin din smulgeri și ruperi de material, pori, microfisuri.

Cauzele care produc aceste abateri precum și modul de determinare a parametrilor caracteristici ai acestor abateri fac obiectul altor discipline de studiu. Din punct de vedere tribologic, dintre cele patru abateri enumerate, rugozitatea joacă un rol esențial în fenomenul de frecare, uzare și ungere, motiv pentru care se va analiza mai în detaliu în cele ce urmează.

2.2.1.1. Parametrii caracteristici ai rugozității.

Evaluarea profilului real al suprafețelor de frecare se realizează, în principal, prin două metode având la bază principii diferite:

- metode de măsurare bazate pe principiul palpării (profilometre);
- metode de măsurare pe principiul optic (microscopie, microinterferometre).

Pe o suprafață de frecare, de dimensiuni medii, sunt aproximativ 10^5 vârfuri ale rugozității. Analiza cantitativă a rugozității nu se poate realiza pe întreaga suprafață,

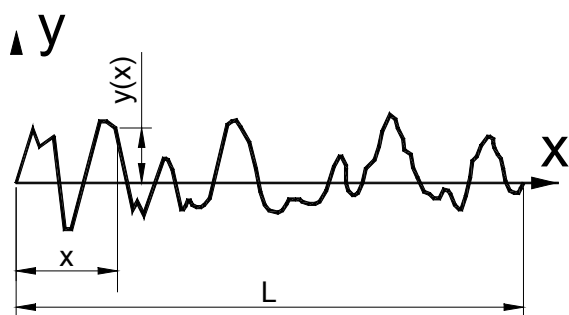
ci doar limitat, pe anumite direcții, în câteva zone, numite *lungimi de referință*, care conform STAS 5730-85 variază între 0,08 și 8 mm funcție de clasa de rugozitate.

Unii parametri ai rugozității se pot măsura direct, iar alți parametri pot fi determinați cu ajutorul *profilogramei*. *Profilograma* reprezintă un semnal grafic ce redă profilul suprafeței reale, amplificată diferit pe orizontală și verticală.

Profilograma se obține cu ajutorul profilometrelor. Profilometrele urmăresc, palpând, profilul suprafeței cu un vârf ascuțit din diamant sau safir care se deplasează cu o viteză constantă între 5 . . . 1000 $\mu\text{m/s}$.

Principalii parametri ce caracterizează rugozitatea sunt:

° *Linia medie* - linia care are forma profilului nominal și care, în limitele liniei



de referință, împarte profilul efectiv astfel încât suma pătratelor distanțelor de la linia medie la punctele de pe profil să fie minimă (fig. 2.6):

$$\int_0^L y^2(x) \cdot dx = \min \quad (2.1)$$

Fig. 2.6. Schemă de definire a liniei medii

unde $y(x)$ este funcția ce definește profilul

real al suprafeței de frecare.

° *Linia centrală* - linia care are forma profilului nominal și care, în limita lungimii de referință, împarte profilul efectiv astfel încât să se îndeplinească condiția:

$$\int_0^L y(x) \cdot dx = 0 \quad (2.2)$$

Această condiție reprezintă, de fapt, împărțirea profilului de către linia centrală în două părți astfel încât suma ariilor cuprinse între linia centrală și profilul situat deasupra acesteia (A^+) (fig. 2.7) să fie egală cu suma ariilor cuprinse între această linie și profilul situat sub ea (A^-).

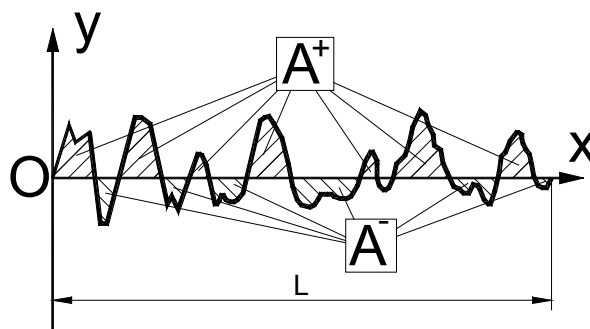
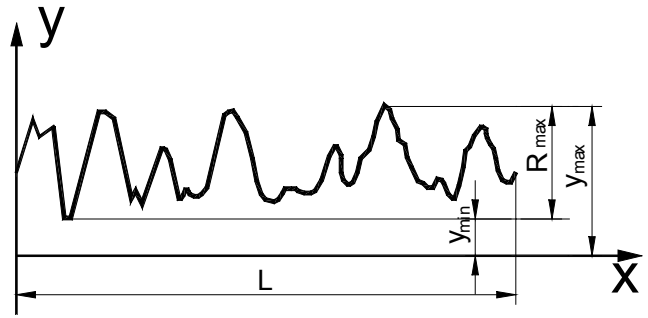


Fig. 2.7. Schiță pentru definirea liniei centrale

◦ *Înălțimea maximă a rugozităților*, R_{max} , reprezintă, în limita maximă a lungimii de referință, distanța dintre o linie imaginară ce trece prin punctul celei mai adânci "văi" și linia imaginară ce trece prin "vârful" celei mai înalte asperități (fig. 2.8).



$$R_{max} = y_{max} - y_{min} \quad [\mu m] \quad (2.3)$$

Fig. 2.8. Înălțimea maximă a rugozității

◦ *Adâncimea de nivel a rugozităților*, R_p , reprezintă, în limita lungimii de referință, distanța de la cel mai înalt "vârf" până la linia centrală (fig. 2.9). Adâncimea de nivel se calculează cu relația:

$$R_p = \frac{1}{L} \int_0^L y(x) \cdot dx \quad [\mu m] \quad (2.5)$$

sau sub formă discretă:

$$R_p \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad [\mu m] \quad (2.5')$$

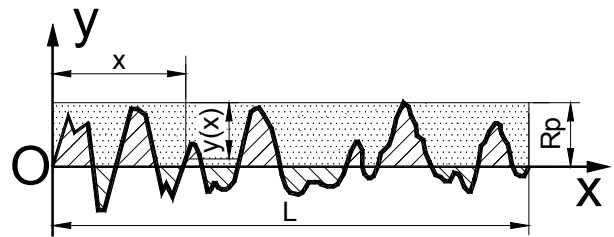


Fig. 2.9. Adâncimea de nivel

◦ *Adâncimea medie în 10 puncte a rugozităților*, R_z , este, în limitele lungimii de referință diferența sumelor celor mai înalte cinci "vârfuri" ale rugozităților și celor mai joase cinci "văi" ale rugozităților:

$$\begin{aligned} R_z &= \frac{1}{5} [(y_1 + y_3 + y_5 + y_7 + y_9) - (y_2 + y_4 + y_6 + y_8 + y_{10})] = \\ &= \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 y_{i,max} - \sum_{i=1}^5 y_{i,min} \right) \quad [\mu m] \end{aligned} \quad (2.6)$$

◦ *Abaterea medie aritmetică a înălțimilor rugozităților*, R_a , se calculează cu relația:

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y(x) - R_p| \cdot dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad [\mu m] \quad (2.7)$$

◦ *Abaterea medie pătratică a înălțimii rugozităților*, σ (RMS) se definește cu relația

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L y^2(x) \cdot dx} \quad [\mu m] \quad (2.9)$$

sau în formă discretă:

$$\sigma \approx \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2} \quad [\mu m] \quad (2.9')$$

Între abaterea medie pătratică (σ) și abaterea medie aritmetică (R_a) există relația aproximativă:

$$\sigma \approx 1,15 \cdot R_a \quad (2.10)$$

° *Portanța*, $t_{p,i}$, corespunzătoare unui plan i , ce taie profilul, se definește, conform figurii 2.10, cu relația:

$$t_{p,i} = \frac{\sum_j l_{i,j}}{L} \quad (2.12)$$

unde $l_{i,j}$ sunt lungimile de interacțiune ale planului de nivel i cu profilul real.

Portanța t_p este cuprinsă între valoarea 0 (zero) pentru $\sum l_{i,j} = 0$ și valoarea 1 (unu) pentru $\sum l_{i,j} = L$

° *Raza de curbură medie a rugozităților*, r , se determină pe baza figurii 2.11 în limita lungimii

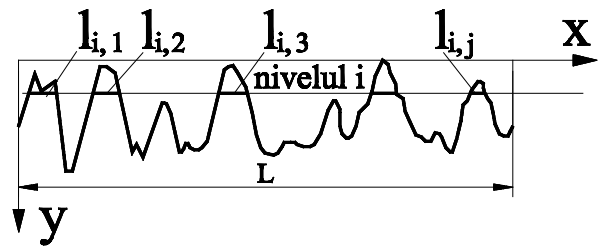


Fig. 2.10. Schiță pentru definirea portanței

de referință astfel: cele mai reprezentative vârfuri ale rugozității se intersectează la înălțimea $h_i = 1/10 R_{max}$ cu segmente de dreaptă pe care se măsoară lungimile d_i între punctele de intersecție ale vârfului rugozității cu segmentul de dreaptă,

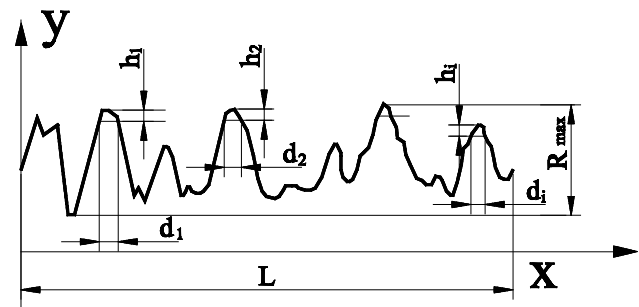


Fig. 2.11. Schiță pentru definirea razei de curbură medie a rugozităților

iar raza de curbură medie se determină cu relația, care conține și scările de amplificare pe cele două direcții perpendiculare - verticală și orizontală:

$$r = \frac{k_v}{k_H} \cdot \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{d_i^2}{h_i} \quad [mm] \quad (2.13)$$

2.2.2. Curba de portanță.

Curba de portanță, numită și curba Abbot-Firstone, oferă informații referitoare la modul în care o suprafață de contact participă la preluarea sarcinii externe.

Pentru a obține curba de portanță se procedează astfel:

- se intersectează profilograma cu un număr m ($m \geq 10$) linii de nivel echidistante și paralele la direcția de înregistrare a profilului (fig. 2.13), rezultând pe

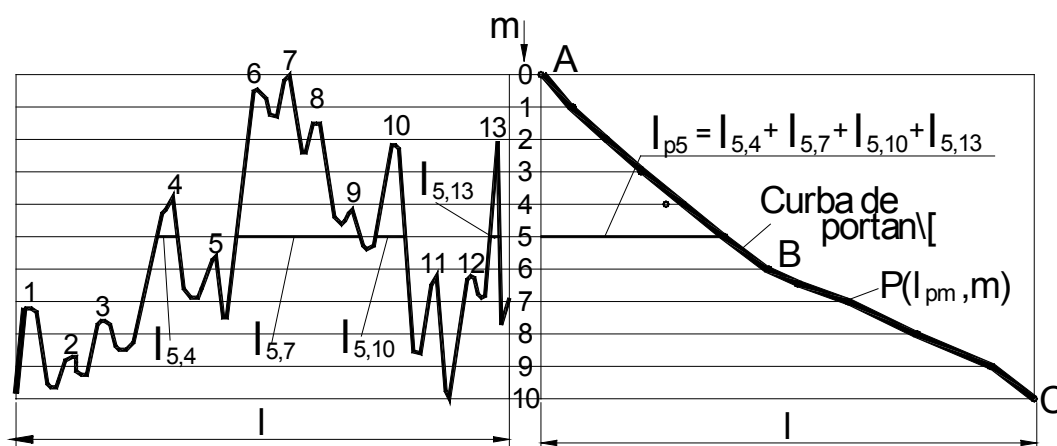


Fig. 2.13. Construcția curbei de portanță

aceste linii segmentele l_{mi} , unde m reprezintă nivelul liniei, iar i , $i = \overline{1, n}$ este numărul vârfului rugozității corespunzător segmentului de linie.

- pentru fiecare linie de nivel se însumează segmentele $l_{m,i}$ rezultând linia de portanță a nivelului m :

$$l_{pm} = \sum_{i=1}^n l_{m,i} \quad (2.19);$$

- pe sistemul plan de axe ortogonale, cu axa absciselor paralelă cu liniile de nivel și axa ordonatelor perpendiculară pe liniile de nivel, se trasează punctele P de coordonate (l_{pm}, m) ;

- se interpolează punctele cu o curbă, rezultând astfel *curba de portanță* (fig. 2.13).

Punctul de inflexiune, B, de pe curba de portanță delimitează zona de portanță maximă a profilului, care este porțiunea BC.

2.2.3. Sisteme tribomecanice

Teoria generală a sistemelor a fost fondată de L. von Bertalanffy în anul 1954.

Conceptul de sistem se folosește în multe domenii: știință, tehnică, economie, natură, societate, etc. Conceptul de sistem presupune existența unor elemente ce sunt corelate între ele în mod determinat.

În tribologie, conceptul de sistem a fost definit pentru prima dată în 1974 de Czichos și dezvoltat ulterior. Acest concept este denumit în literatura de specialitate "*sistem tribo-mecanic*", "*sistem tribologic*" sau "*tribosistem*".

O cuplă de frecare, din punct de vedere sistemic, poate fi socotită ca un sistem tribomecanic (fig. 2.15).

Sistemul tribomecanic din figura 2.15 se poate reprezenta ca în figura 2.16.

Sistemele tribotehnice după rolul funcțional, conform lui Czichos [3], [25], pot fi clasificate în cinci grupe fundamentale (fig. 2.17).

Prof. I. Crudu realizează o altă clasificare (fig. 2.18) [3], [25] funcție de caracterul mișcării relative între elementele cuplei de frecare și natura mediului de lubrifiere, abraziune, etc. (cel de-al treilea corp) a sistemelor tribomecanice.

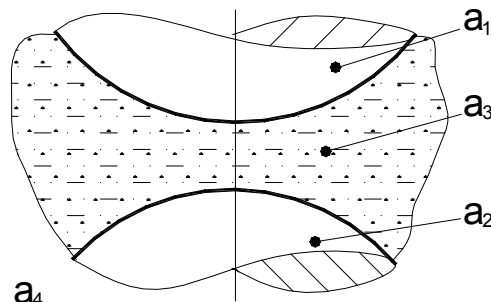


Fig. 2.15. Cuplă de frecare

Procesele tribologice, la nivelul fiecărui tribosistem, au particularitățile lor. De aceea se impune pentru fiecare o abordare diferențiată. Modelarea matematică a proceselor tribologice a tribomodelelor este abordată de cercetători în mod diferit, fiind la început, iar rezultatele obținute în laboratoare trebuie aplicate cu multă prudență pe tribosistemele reale.

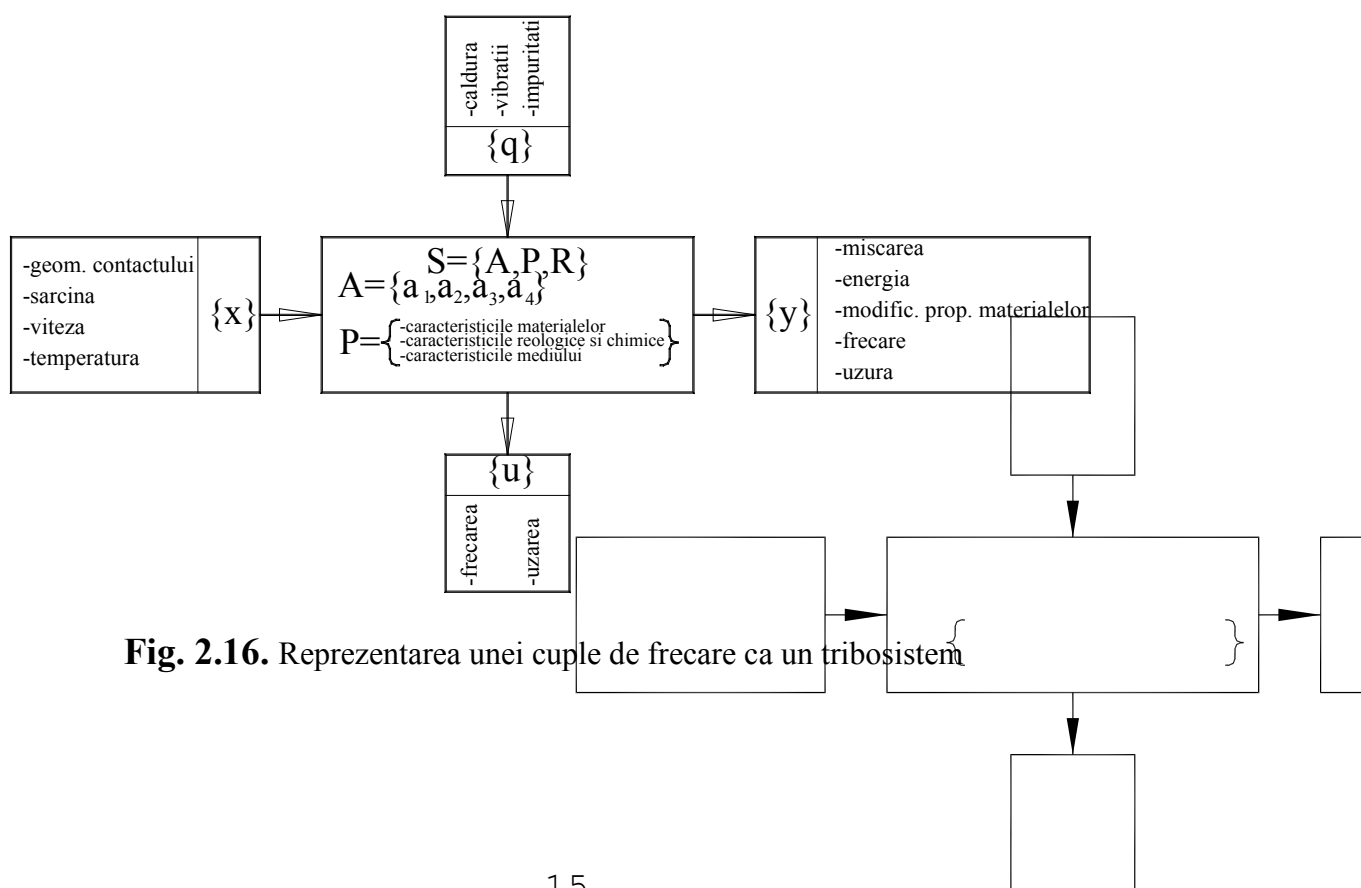


Fig. 2.16. Reprezentarea unei cuple de frecare ca un tribosistem

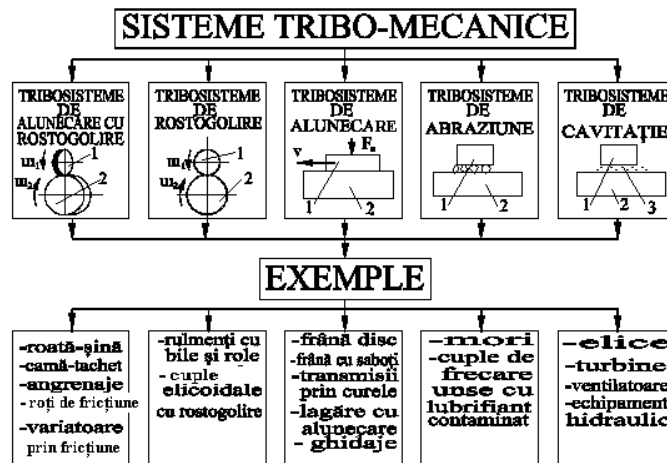


Fig.2.17. Clasificarea tribosistemelor, după Czichos

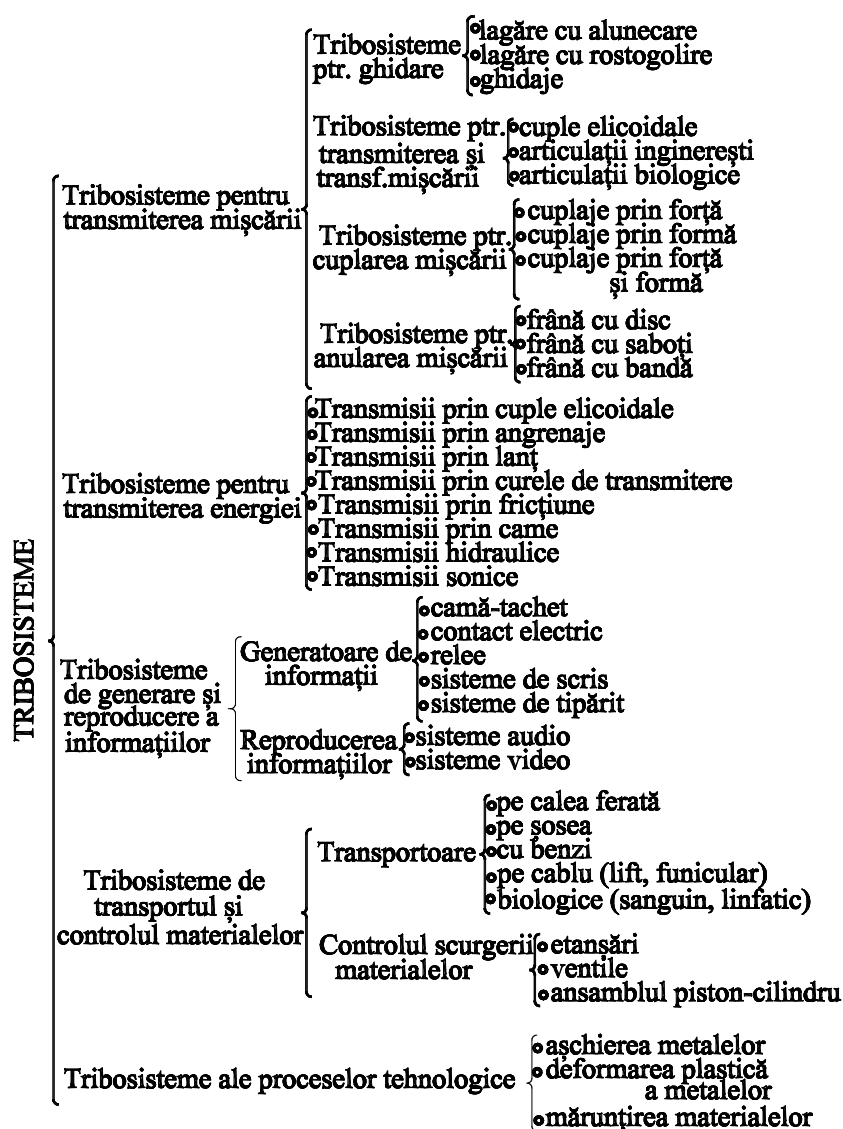


Fig. 2.18. Clasificarea tribosistemelor, după I. Crudu

Cursul III

3. ELEMENTE DE TEORIA CONTACTULUI

Atunci cînd funcționează cuplele de frecare, în anumite situații, suprafețele corpurilor cuplelor vin în contact direct, iar sub încărcarea exterioară, în zona de contact, pe suprafațe și în adâncime se dezvoltă o stare de tensiuni și deformații locale.

Contactul direct al elementelor unei cuple de frecare apare mai des la cuplele superioare (de clasa I, - contact punctual și de clasa a II-a, - contact liniar).

Sub acțiunea forțelor ce acționează asupra corpurilor în mișcare relativă, suprafețele corpurilor se deformează, rezultând suprafețe de contact de formă eliptică, la contactul punctual, și de forma unei benzi dreptunghiulare, la contactul liniar, unanim acceptate de specialiști.

Determinarea contactului corpurilor presupune rezolvarea următoarelor probleme:

- Geometria contactului suprafeței comune de contact (semiaxelor elipsei de contact sau semilățimea benzii de contact);
- Distribuția tensiunilor din zona contactului (pe suprafața de contact și din apropierea zonei de contact);
- Deformația totală a contactului (apropierea relativă a corpurilor).

Calculul tensiunilor și deformațiilor de contact presupune să se rezolve ecuațiile din teoria elasticității, fără să se considere frecarea corpurilor.

Primele cercetări teoretice ale teoriei contactului au fost făcute de Rudolph Hertz, motiv pentru care teoria contactului mai poartă și numele de teoria lui Hertz. Hertz a rezolvat ecuațiile teoriei liniare a elasticității introducând următoarele ipoteze simplificatoare:

- Corpurile sunt elastice, omogene și izotope;
- Tensiunile sunt funcții liniare de deformații (ipoteza liniarității fizice);

- Tensiunile sunt funcții de poziție, deformare și temperatură, dar nu și de gradientul acestora (ipoteza dependenței locale);
- Suprafețele corpurilor sunt netede;
- Suprafața comună de contact este de dimensiuni reduse în comparație cu dimensiunile corpurilor și se consideră plană.

Prin introducerea ipotezelor suprafețelor netede și neglijarea frecării asupra corpurilor în contact se transmit numai tensiuni normale.

3.1. GEOMETRIA DE CONTACT A SUPRAFETEI COMUNE DE CONTACT.

Se consideră două corpuri hiperboloidale (fig. 3.1), având razele de curbura diferite în cele două plane principale, pentru care se definesc următoarele elemente geometrice:

- *Normala comună N-N* a celor două corpuri în punctul de contact, care este o dreaptă perpendiculară pe planul tangent comun, xy , al celor două suprafețe în contact;

- *Sistemul de coordonate* care se atașază cuplei de frecare formată din

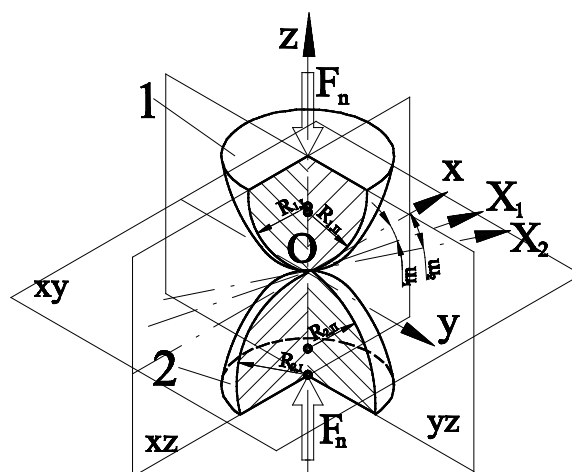


Fig. 3.1. Contactul a două corpuri elastice

cele două corpuri, are axa Oz pe direcția normalei comune, axele x și y alese arbitrar în planul de tangență. Dacă se notează cu X_1 și Y_1 axele de intersecție a planului de tangență cu planele de curbura principală ale corpului 1 și, respectiv, cu X_2 și Y_2 axele de intersecție a planului de tangență cu planele de curbura principale ale corpului 2, rezultă că între axa x a sistemului de coordonate ales și axele X_1 și X_2 se formează unghiurile ω_1 și, respectiv, ω_2 . Rezultă că unghiul dintre axele principale ale celor două corpuri, în punctul de contact, este

$$\omega = \omega_1 - \omega_2 \quad (3.1)$$

- *razele de curbura* R_{ij} , în punctul de contact, se definesc pentru fiecare corp în raport cu planele principale și sunt razele curburilor rezultate din intersecția celor două plane principale cu suprafețele corpurilor. Notarea razelor de curbura se face cu doi indici: primul indice reprezintă corpul (1 sau 2), iar al doilea indice reprezintă planul principal (I sau II).

- *razele de curbura echivalente* se determină după echivalarea contactului real cu contactul între o suprafață de formă paraboloidală și un plan. Razele de curbura echivalente se determină cu relațiile:

$$\frac{1}{R_{I,II}} = \pm \left(\frac{1}{R_1} \right)_{I,II} \mp \left(\frac{1}{R_2} \right)_{I,II} \quad (3.2)$$

unde semnul "+" se utilizează pentru suprafețele convexe iar semnul "-" se utilizează pentru suprafețe concave.

- *curbura suprafețelor* în cele două plane se definește ca fiind inversul razei de curbura, având semnul "+" sau "-" după cum suprafața este convexă sau concavă:

$$\rho_{ij} = \pm \frac{1}{R_{ij}}, \quad i = 1 \text{ și } 2, \quad \text{iar } j = I \text{ și } II \quad (3.3)$$

- *suma curburilor*, notată cu $\sum \rho$, este dată de relația:

$$\sum \rho = \rho_{1,I} + \rho_{1,II} + \rho_{2,I} + \rho_{2,II} \quad (3.4)$$

- *funcția curburilor*, notată cu $F(\rho)$, se definește prin relația:

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{1,I} - \rho_{1,II}) + (\rho_{2,I} - \rho_{2,II})}{\sum \rho} \quad (3.5)$$

Valorile funcției $F(\rho)$ sunt cuprinse între 0 și 1.

Particularizând elementele geometrice ale contactului pentru două sfere (bile) de raze R_1 și R_2 (fig. 3.2, a) și pentru doi cilindri de raze R_1 și R_2 (fig. 3.2, b) rezultă:

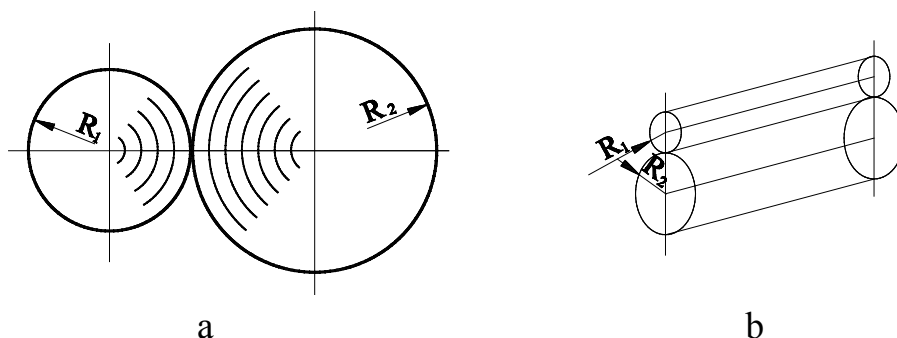


Fig. 3.2. Geometria contactului a două corpuri sferice **a** și cilindrice **b**
- Raxe de curbura în punctele de contact

$$R_{I,I} = R_{I,II} = R_I$$

$$R_{I,I} = R_I ; R_{I,II} = \infty$$

$$R_{2,I} = R_{2,II} = R_2$$

$$R_{2,I} = R_2 ; R_{2,II} = \infty$$

- Raza de curbura echivalentă

$$\frac{1}{R_I} = \frac{1}{R_{II}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$\frac{1}{R_I} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} ; \frac{1}{R_{II}} = 0$$

- Curbura suprafețelor

$$\rho_{1I} = \rho_{1II} = \frac{1}{R_1}$$

$$\rho_{1I} = \frac{1}{R_1} ; \rho_{1II} = \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}$$

$$\rho_{2I} = \rho_{2II} = \frac{1}{R_2}$$

$$\rho_{2I} = \frac{1}{R_2} ; \rho_{2II} = 0$$

- Suma curburilor

$$\sum \rho = 2 \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}$$

$$\sum \rho = \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}$$

- Funcția curburilor

$$F(\rho) = 0$$

$$F(\rho) = 1$$

3.2. ECUAȚIA INTEGRALĂ A CONTACTULUI

Se consideră contactul dintre un corp curbat rigid 1 și un corp plan elastic 2, contactul realizându-se teoretic într-un punct (fig. 3.3, a).

Sub acțiunea forței exterioare F_n , ce acționează după normala comună, corpul elastic 2 se deformează elastic, permițând corpului 1 să *penetreză* semispațiul elastic al corpului 2 cu o cantitate δ (fig. 3.3, b).

Fie un punct curent de pe suprafața de contact comună a celor două corpuri, $P(x,y)$, pentru care se notează cu:

- $\varphi(x,y)$ -cota punctului P față de punctul de contact inițial al corpului rigid;

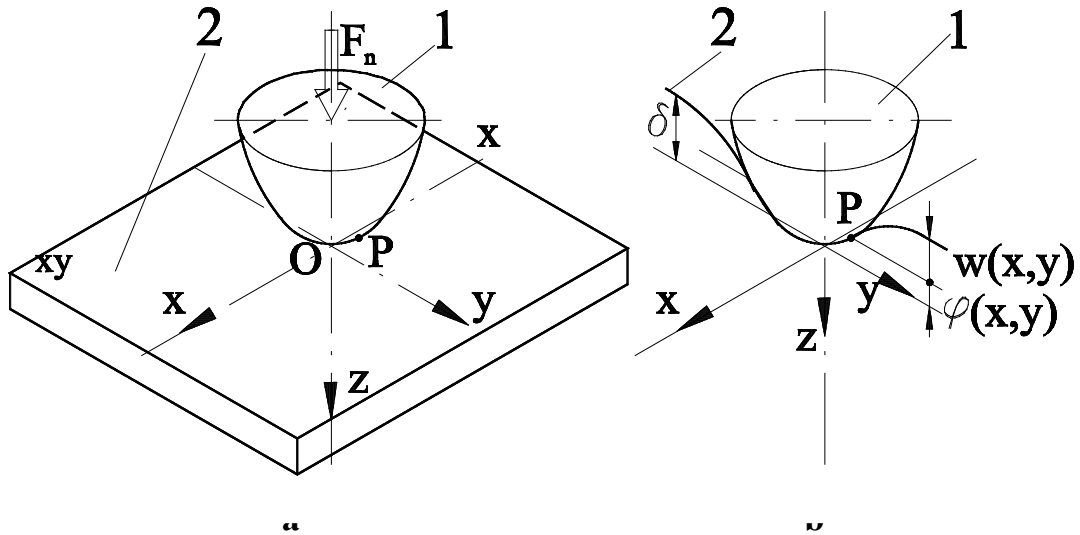


Fig. 3.3. Contactul dintre un corp rigid curbat **1** și un corp plan elastic **2**

- $w(x,y)$ -deplasarea elastică a frontierei semispațiului elastic corespunzător punctului $P(x,y)$.

Atunci între penetrația corpului 1, cota și deplasarea elastică a punctului curent $P(x,y)$ se poate scrie relația:

$$w(x,y) = \delta - \varphi(x,y) \quad (3.6)$$

Prin dezvoltare în serie Mac-Laurin a lui $\varphi(x,y)$ în jurul originii, din care se rețin numai termenii semnificativi (se neglijează termenii de ordinul superior), rezultă:

$$\varphi(x,y) = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \Big|_{0,0} x^2 + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \Big|_{0,0} y^2 + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \cdot \partial y} \Big|_{0,0} xy \quad (3.7)$$

Dacă axele X_1, Y_1 se aleg astfel încât să coincidă cu planele principale de curbură ale corpului 1 duse în punctul O, punctul de contact, atunci

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \Big|_{0,0} = \rho_{1,I}; \quad \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \Big|_{0,0} = \rho_{1,II}; \quad \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \cdot \partial y} \Big|_{0,0} = 0 \quad (3.8)$$

iar ecuația (3.7) se simplifică, devenind

$$\varphi(x,y) = \frac{1}{2} \rho_{1,I} x^2 + \frac{1}{2} \rho_{1,II} y^2 \quad (3.9)$$

$$\text{sau} \quad \varphi(x, y) = \frac{1}{2} \left(\frac{x^2}{R_x} + \frac{y^2}{R_y} \right) \quad (3.10)$$

unde R_x și R_y sunt razele de curbură echivalente pe direcțiile principale x și y .

Deplasarea elastică $w(x, y)$ în punctul de contact ($z=0$) pentru o sarcină unitară, când sarcina concentrată este normală, stabilită de Boussinesq, este dată de relația:

$$w = \frac{1 - \nu^2}{\pi \cdot E} \cdot \frac{1}{\sqrt{x^2 + y^2}}, \quad (3.11)$$

iar pentru un punct oarecare al suprafeței de contact (x', y'), pentru presiunea pe aria de contact, p_z , deplasarea elastică va fi:

$$w(x, y) = \frac{1 - \nu^2}{\pi \cdot E} \iint_A \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dA \quad (3.12)$$

Dacă ambele corpuri sunt elastice, ecuația integrală a deplasărilor contactului elastic va fi:

$$w(x, y) = w_1(x, y) + w_2(x, y) = \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \iint_A \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dA \quad (3.13)$$

Înlocuind relația (3.10) și (3.13) în (3.6) se obține următoarea relația:

$$\frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \iint_A \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dA = \delta - \frac{1}{2} \left(\frac{x^2}{R_x} + \frac{y^2}{R_y} \right) \quad (3.14)$$

care este o ecuație integrală a contactului. Această ecuație integrală permite determinarea distribuției presiunii, $p_z(x, y)$, pe aria de contact a două corpuri.

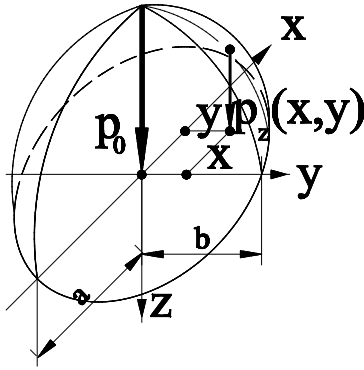
Ecuația integrală a contactului are multe aplicații în tehnică: angrenaje, rulmenți, variatoare mecanice de turații, material rulant, etc.

3.3. DEFORMAȚII ȘI TENSIUNI DE CONTACT

3.3.1. Contactul punctual

Pentru contactul punctual suprafața comună de contact are formă eliptică cu semiaxele a și b (necunoscute), pe care distribuția presiunii, $p_z(x, y)$, se consideră a fi elipsoidală (fig. 3.4), urmând ulterior să se verifice această ipoteză a distribuției.

Deci, pentru un punct oarecare, cu coordonatele (x,y) ce aparține suprafeței eliptice de contact, presiunea este:



$$p((x,y)) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (3.15)$$

unde p_0 este presiunea nominală maximă ce se atinge în centrul elipsei cu valoarea:

$$p_0 = \frac{3 \cdot F_n}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad (3.16)$$

Fig. 3.4. Forma suprafeței de contact și distribuția presiunii la contactul punctual

Înlocuind presiunea din ecuația integrală a contactului cu cea dată de relațiile (3.15) și (3.16) rezultă semiaxele elipsei de contact, a și b , care sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned} a &= \sqrt[3]{\frac{3F_n}{\sum \rho} \cdot \frac{E(k^*)}{\pi \cdot (1-k^*)} \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad a) \\ b &= \sqrt[3]{\frac{3F_n}{\sum \rho} \cdot \frac{E(k^*) \cdot \sqrt{1-(k^*)^2}}{\pi} \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad b) \end{aligned} \quad (3.17)$$

în care $E(k^*)$ este integrala eliptică completă cu modulul k^* , de speța a II-a

$$E(k^*) = \int_0^{\pi} \sqrt{1 - k^{*2} \sin^2 \varphi} d\varphi \quad (3.18)$$

unde k^* este excentricitatea elipsei de contact

$$k^* = \sqrt{1 - \frac{b^2}{a^2}} \cong 1,0339 \cdot \left(\frac{R_x}{R_y} \right)^{0,636} \quad (3.19)$$

$$\text{cu} \quad \frac{1}{R_x} = \pm \frac{1}{R_{1x}} \pm \frac{1}{R_{2x}} \quad \text{si} \quad \frac{1}{R_y} = \pm \frac{1}{R_{1y}} \pm \frac{1}{R_{2y}} \quad (3.20)$$

Relațiile (3.17) pot fi scrise sub forma:

$$a = a^* \sqrt[3]{\frac{3F_n}{E' \cdot \sum \rho}} \quad \cup \quad a^* = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot E(k^*)}{\pi \cdot [1 - (k^*)^2]}} \quad (3.21, a)$$

$$b = b^* \sqrt[3]{\frac{3F_n}{E' \cdot \sum \rho}} \quad \cup \quad b^* = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \sqrt{1 - (k^*)^2} \cdot E(k^*)}{\pi}} \quad (3.21, b)$$

$$\text{unde} \quad \frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$$

Pentru un calcul rapid al semiaxelor elipselor de contact se pot folosi diagramele din figura 3.5 pentru a^* și b^* .

Apropierea relativă dintre cele două corpuri în contact (penetrația) se calculează cu relația:

$$\delta = \delta^* \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{3F_n}{E' \cdot \sum \rho} \right]^2 \cdot \frac{\sum \rho}{2}} \quad \cup \delta^* = \frac{2 \cdot F(k^*)}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot (1 - k^{*2})^2}{2 \cdot E(k^*)}} \quad (3.23)$$

unde $F(k^*)$ este integrala eliptică cu modulul k^* .

Pentru un calcul rapid al lui δ^* se pot folosi diagramele din figura 3.5.

3.3.2. Contactul liniar

La contactul liniar, suprafața de contact este o bandă dreptunghiulară cu semilățimea b și lungimea egală cu lungimea comună de contact (fig. 3.6).

Pe suprafața de contact presiunea de contact se consideră distribuită după un cilindru semieliptic (fig. 3.6, b).

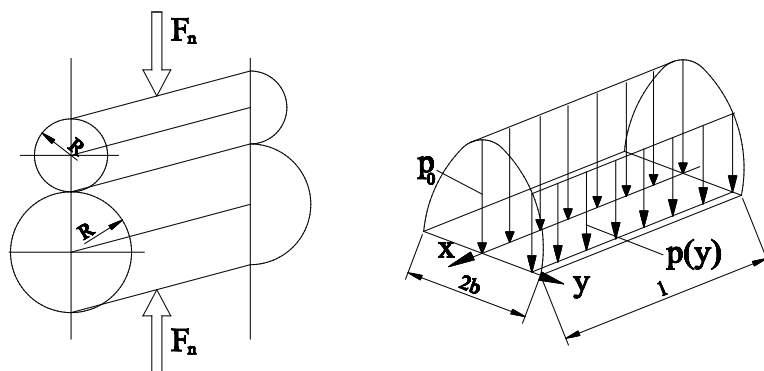


Fig. 3.6. Forma suprafeței de contact și distribuția presiunii la contactul liniar

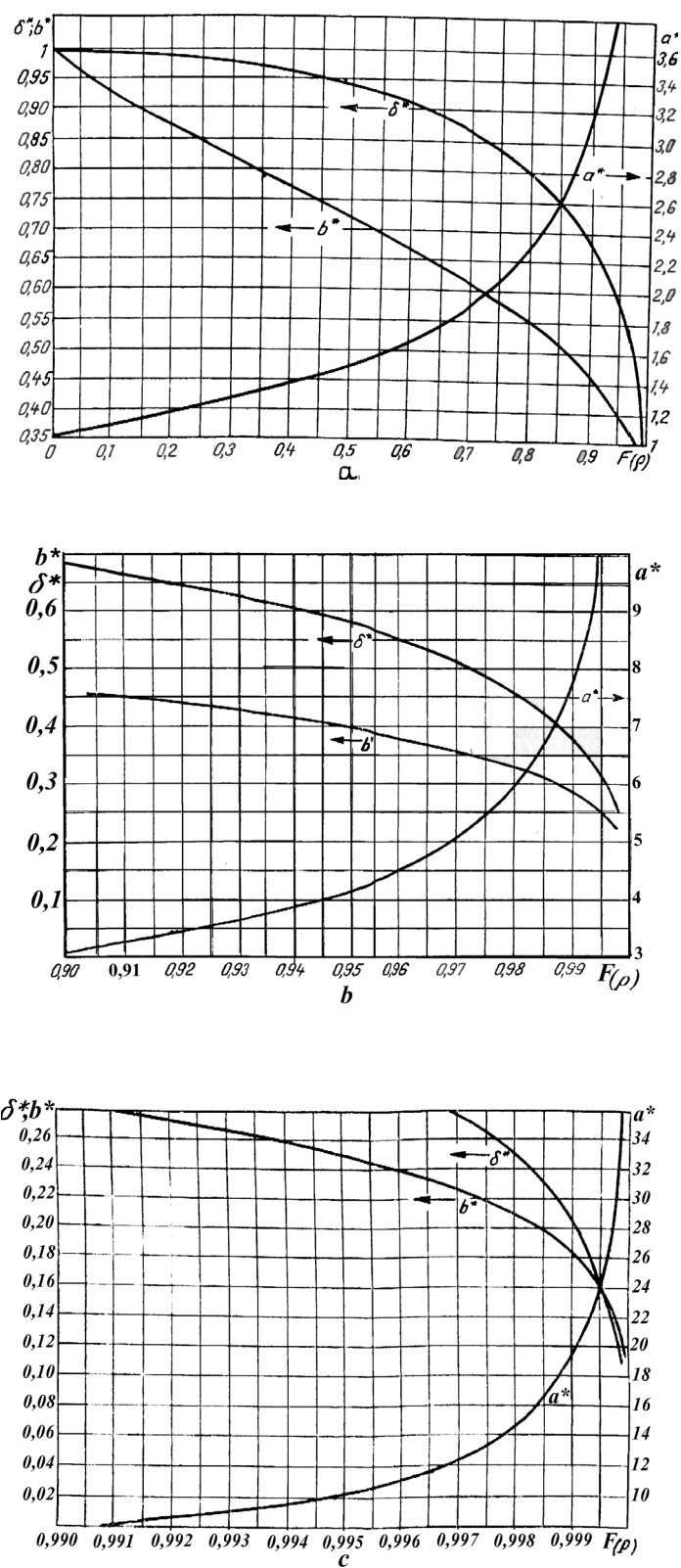


Fig. 3.5. Diagrame pentru calculul parametrilor contactului

Atunci, pentru punctele situate la distanța y , presiunea de contact este dată de relația:

$$p(y) = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (3.24)$$

unde p_0 este presiunea maximă, atinsă pe suprafața de contact pentru $y=0$, având valoarea

$$p_0 = \frac{2F_n}{\pi \cdot l \cdot b}, \quad (3.25)$$

iar semilățimea benzii de contact b are valoarea dată de relația

$$b = 2 \sqrt{\frac{F_n}{\pi \cdot l} \cdot \frac{R_e}{E'}} \quad \cup \quad \begin{cases} R_e = \frac{R_{1,I} \cdot R_{1,II}}{R_{1,I} + R_{1,II}} \\ \frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \end{cases} \quad (3.26)$$

Deformația elastică de contact δ se determină cu relația lui Palmgren:

$$\delta = \frac{2 \cdot F_n}{\pi \cdot l} \left\{ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \left[\ln \left(\frac{4R_1}{b} \right) + \frac{1}{2} \right] + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \left[\ln \left(\frac{4R_2}{b} \right) + \frac{1}{2} \right] \right\} \quad (3.27)$$

unde R_I și R_{II} sunt razele de curbură a celor două suprafețe în zona de contact;

E_1 și E_2 - modulul de elasticitate al materialelor celor două corpuri aflate în contact;

ν_1, ν_2 - coeficientul lui Poisson ai celor două corpuri aflate în contact.

3.3.3. Starea de tensiuni din semispațiul elastic al contactului

Forța normală, F_n , crează în spațiul elastic al contactului o stare de tensiuni caracterizată de tensiunile nominale $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ și tensiunile tangențiale $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$. De analiza acestor tensiuni de sub suprafața de contact s-au ocupat cercetătorii Lundberg și Palmgren de la firma SKF.

Tensiunile normale scad foarte repede pe măsură ce ne îndepărtăm de suprafața de contact (fig. 3.7). Dintre cele trei tensiuni normale, tensiunea σ_z prezintă

importanță în fenomenele tribologice (ungere și frecare). Acestea au valorile stabilite anterior prin relațiile (3.15) și (3.24), $\sigma_z = p$.

Tensiune tangențială are valoarea cea mai mare sub suprafața de contact. Cea mai importantă tensiune tangențială este $\tau_{yz} = \tau_0$, care se consideră decisivă împreună cu σ_z în producerea obosealii de contact a materialelor supuse la contact, este situată la o adâncime z_0 determinată cu relația:

$$z_0 = \frac{b}{(t+1)\sqrt{2t-1}} \quad (3.28)$$

unde parametrul t este soluția pozitivă a ecuației

$$\frac{b}{a} = \sqrt{(t^2 - 1) \cdot (2t - 1)} \quad (3.29)$$

Tensiunea tangențială $\tau_{yz} = \tau_0$ pentru contactul punctual se determină din relația:

$$\frac{\tau_0}{p_0} = \frac{\sqrt{2t-1}}{2t(t+1)} \quad (3.30)$$

iar distribuția acestora este prezentată în figura 3.7, b.

Tensiunea tangențială în planul yz, τ_{yz} , atinge valoarea maximă, $\tau_{max} = 0,5 \cdot (\sigma_1 - \sigma_2)$ în plane înclinate la 45° .

Tensiunea τ_{yz} atinge valoarea maximă la capetele suprafețelor de contact.

O dată cu apariția mișcării între suprafețele în contact starea de tensiuni și deformații se modifică permanent, atât la

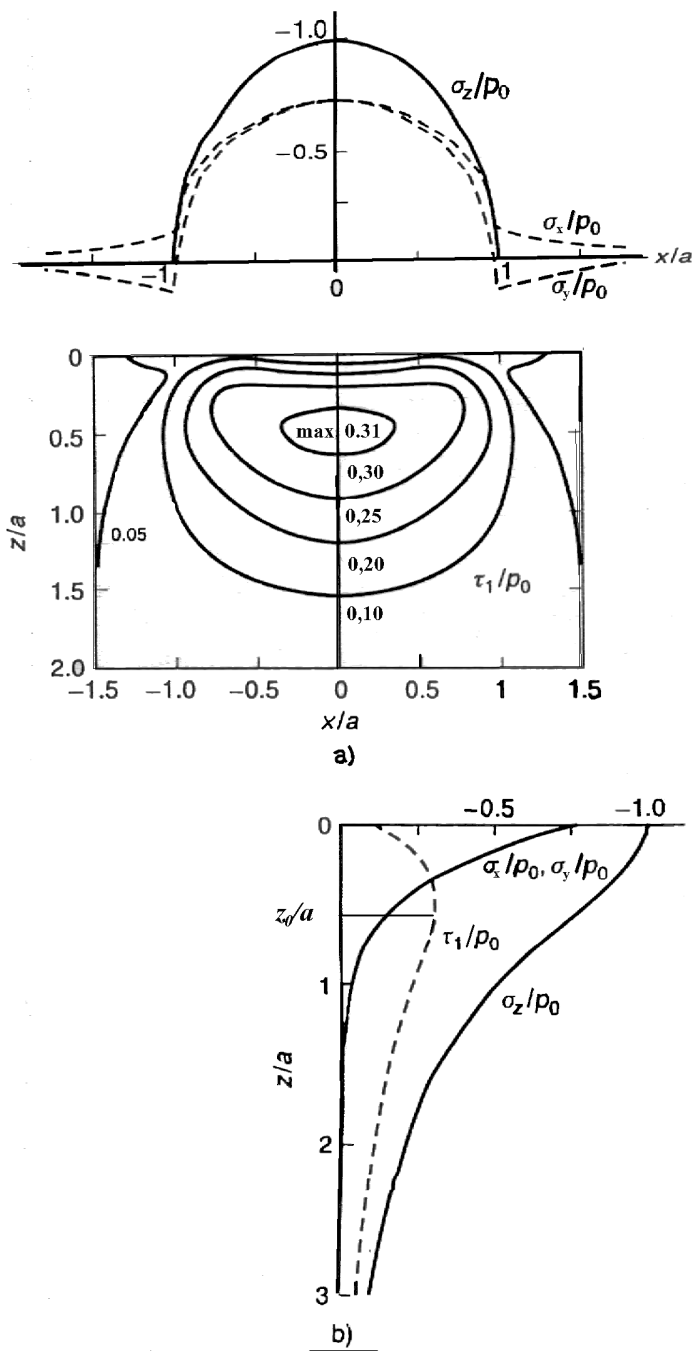


Fig. 3.7. Distribuția tensiunilor normale (a) și tangențiale (b) la contactul punctual

contactul cu rostogolire pură, dar mai ales la contactul cu rostogolire și alunecare. Aceste modificări au loc ciclic, ceea ce face ca stratul superficial să fie solicitat după un ciclu pulsator.

Exemplu numeric. Să se determine mărimea petei de contact și starea de tensiuni și deformații la nivelul contactului unei bile cu calea de rulare a unui rulment radial cu bile cunoscând diametrul corpului de rostogolire $D_w=30\text{mm}$, diametrul căii de rostogolire în planul axial $R_{1,I}=20\text{ mm}$, diametrul căii de rulare în plan transversal, $D_{2,II}=80\text{ mm}$ și forța ce încarcă contactul $F_n=150\text{ N}$.

Soluție: Conform notațiilor din relația (3.2) rezultă

- suma curburilor $\sum \rho = \frac{1}{15} + \frac{1}{15} - \frac{1}{20} + \frac{1}{40} = 0,108333\text{ mm}^{-1}$
- funcția curburilor $F(\rho) = \frac{\left(\frac{1}{15} - \frac{1}{15}\right) + \left(-\frac{1}{20} + \frac{1}{40}\right)}{0,108333} = 0,692307694$
- din figura 3.5 rezultă: $a^*=1,85$; $b^*=2,1$; $\delta^*=3,1$,

iar pentru materialele din rulment, pentru care $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^5\text{ N/mm}^2$, $\nu_1=\nu_2=0,3$ cu modulul de elasticitate echivalent $\frac{1}{E'} = 4,333 \cdot 10^{-6}\text{ mm}^2/\text{N}$ se obține

$$\sqrt{\frac{3F_n}{E' \sum \rho}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 150}{0,108333} \cdot 4,333 \cdot 10^{-6}} = 0,134164$$

Atunci, conform relației (3.21), rezultă semiaxele elipsei de contact:

$$\mathbf{a=0,2482\text{ mm}; b=0,2817\text{ mm},}$$

$$\text{iar cu } \sqrt[3]{\left(\frac{3F_n}{E' \sum \rho}\right)^2 \frac{\sum \rho}{2}} = \sqrt[3]{\left(\frac{3 \cdot 150}{0,108333} \cdot 4,333 \cdot 10^{-6}\right)^2 \cdot \frac{0,108333}{2}} = 3,720326 \cdot 10^{-3} \quad \text{rezultă}$$

apropierea corpurilor cu cantitatea $\delta=0,011533\text{ mm}$.

- presiunea hertziană, dedusă cu relația (3.16), este $\underline{p_0=1024,339681\text{ N/mm}^2}$;
- tensiune tangențială și poziția acesteia, cu rel. (3.28) ...(3.30), vor fi

$$\underline{\tau_0=212,6976\text{ N/mm}^2}; \quad \underline{z_0=0,09364\text{ mm}}.$$

Cursul IV

4. LUBRIFIANȚI ȘI ADITIVI

S-a observat că prin introducerea între suprafețele în contact a unui al treilea corp cu proprietăți de ungere - *lubrifianțul* - se realizează o serie de funcții:

- reducerea frecării;
- stabilizarea regimului termic;
- reducerea uzării suprafețelor;
- reducerea vibrațiilor și șocurilor;
- protejarea suprafețelor la coroziune, etc.

Lubrifiantii îndeplinesc în mod diferit funcțiile de mai sus.

Din punct de vedere al stării de agregare lubrifiantii pot fi solizi, semisolizi (plastic-solizi), lichizi și gazoși. Cei mai utilizați sunt lubrifiantii lichizi.

4.1. LUBRIFIANȚI LICHIZI.

Cei mai utilizați lubrifianti lichizi sunt *uleiurile*. Uleiurile de ungere se compun, în principal, din *uleiul de bază* și *aditivi*.

Uleiurile de bază sunt de natură minerală, vegetală, animală și sintetică.

Aditivii sunt produse chimice complexe cu o participare în produsul finit de 0,5...33% . Aditivii sunt substanțe care au rolul de a îmbunătăți proprietățile de ungere, combaterea coroziunii suprafețelor, extinderea intervalului de temperaturi de utilizare, împiedicarea oxidării, spumării, biodegradării, etc. lubrifiantilor.

O clasificare a uleiurilor este dată în figura 4.1.

Lubrifiantii sunt caracterizați de o serie de proprietăți fizico-chimice și funcționale, dintre care principalele sunt: vâscozitatea, onctuositatea, densitatea, stabilitatea la oxidare, punctul de inflamabilitate, punctul de ardere, punctul de aprindere, punctul de congelare, etc.

Vâscozitatea este proprietatea ce caracterizează frecarea internă a lichidelor, și implicit a uleiurilor, la presiune nominală. În tehnică se lucrează cu două tipuri de vâscozități - *vâscozitatea dinamică* (η), și *vâscozitatea cinematică* (exprimată în cifre absolute (ν) și relative - grade Engler (0E)).

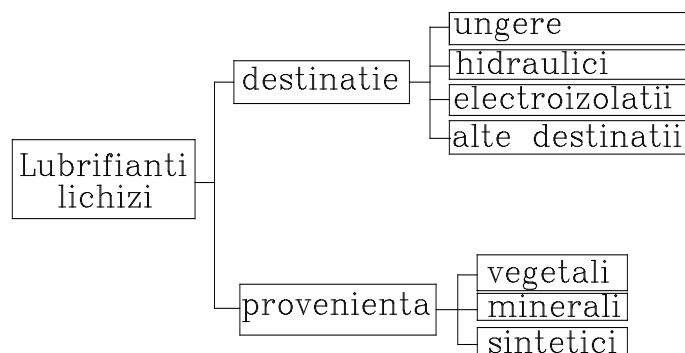


Fig. 4.1. Clasificarea lubrifianților lichizi

Din punct de vedere matematic vâscozitatea dinamică reprezintă raportul dintre tensiunea tangențială de forfecare din lubrifiant la deplasarea relativă a două straturi paralele (τ) și gradientul vitezei ($\frac{dv}{dn}$):

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dn}} \quad (4.1),$$

relație stabilită de Newton, iar vâscozitatea cinematică este raportul dintre vâscozitatea dinamică și densitatea uleiului:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.2)$$

Unitățile de măsură ale vâscozității și relațiile de echivalență sunt date în tabelul 4.1.

Vâscozitatea relativă, exprimată în grade Engler [0E], reprezintă raportul dintre timpul necesar scurgerii aceleiași cantități de ulei și apă printr-un orificiu calibrat la aceeași temperatură. Între vâscozitățile cinematice, absolute și relative (în grade Engler), există următoarele relații de legătură :

$$\begin{aligned} \forall \ ^0E \in [1,35;3,2] &\Rightarrow \nu = 8 \cdot \ ^0E - \frac{8,64}{^0E} [cSt] & a) \\ \forall \ ^0E < 10 &\Rightarrow \nu = 7,32 \cdot \ ^0E - \frac{6,31}{^0E} [cSt] & b) \\ \forall \ ^0E > 10 &\Rightarrow \nu = 7,4 \cdot \ ^0E [cSt] & c) \end{aligned} \quad (4.3)$$

Tabelul 4.1.

Unitățile de măsură ale vâscozității și relațiile de echivalență

Vâscozitatea	Sistemul de măsură		Relații de echivalență
	S.I.	C.G.S.	
dinamică (η)	$\left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$ sau $[Pa \cdot s]$	Poise [P] centiPoise [cP]	1 Pa·s=10 P=1000 cP
cinematică (ν)	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$	Stoks [St] centi-Stoks [cSt]	$1 \frac{m^2}{s} = 10^4 St = 10^6 cSt$

Vâscozitatea variază cu temperatura și presiunea. Variația vâscozității cu temperatura este după o lege exponențială, scăzând o dată cu creșterea temperaturii. Cea mai utilizată lege este dată de relația:

$$\eta_t = \eta_0 \cdot e^{-\beta \cdot (t - t_0)} \quad (4.4)$$

unde η_0 este vâscozitatea dinamică la temperatura inițială t_0 și presiunea inițială p_0 ;

β - o constantă funcție de temperatură și tipul lubrifiantului (pentru lubrifianții industriali la temperatura $t_0=25^{\circ}C$, $\beta=0,00124$);

t - temperatura la care se dorește valoarea vâscozității.

Prin logaritmarea relației (4.4) rezultă

$$\ln \eta_t = \ln \eta_0 - \beta(t - t_0) \quad (4.4')$$

unde dacă se notează $y = \ln \eta_t$, $x = \ln \eta_0$ și $c = -\beta(t - t_0)$ rezultă ecuația unei drepte, $y=x+c$. Deci, dacă se cunosc vâscozitățile la două temperaturi ale unui ulei (de obicei $50^{\circ}C$ și $100^{\circ}C$) înseamnă că se poate determina vâscozitatea uleiului la orice temperatură.

În literatura de specialitate, sunt date diagramele de variație a vâscozității cu temperatura, ca de exemplu în figura 4.2 pentru un ulei cu densitatea $\rho=900 \text{ kg/m}^3$.

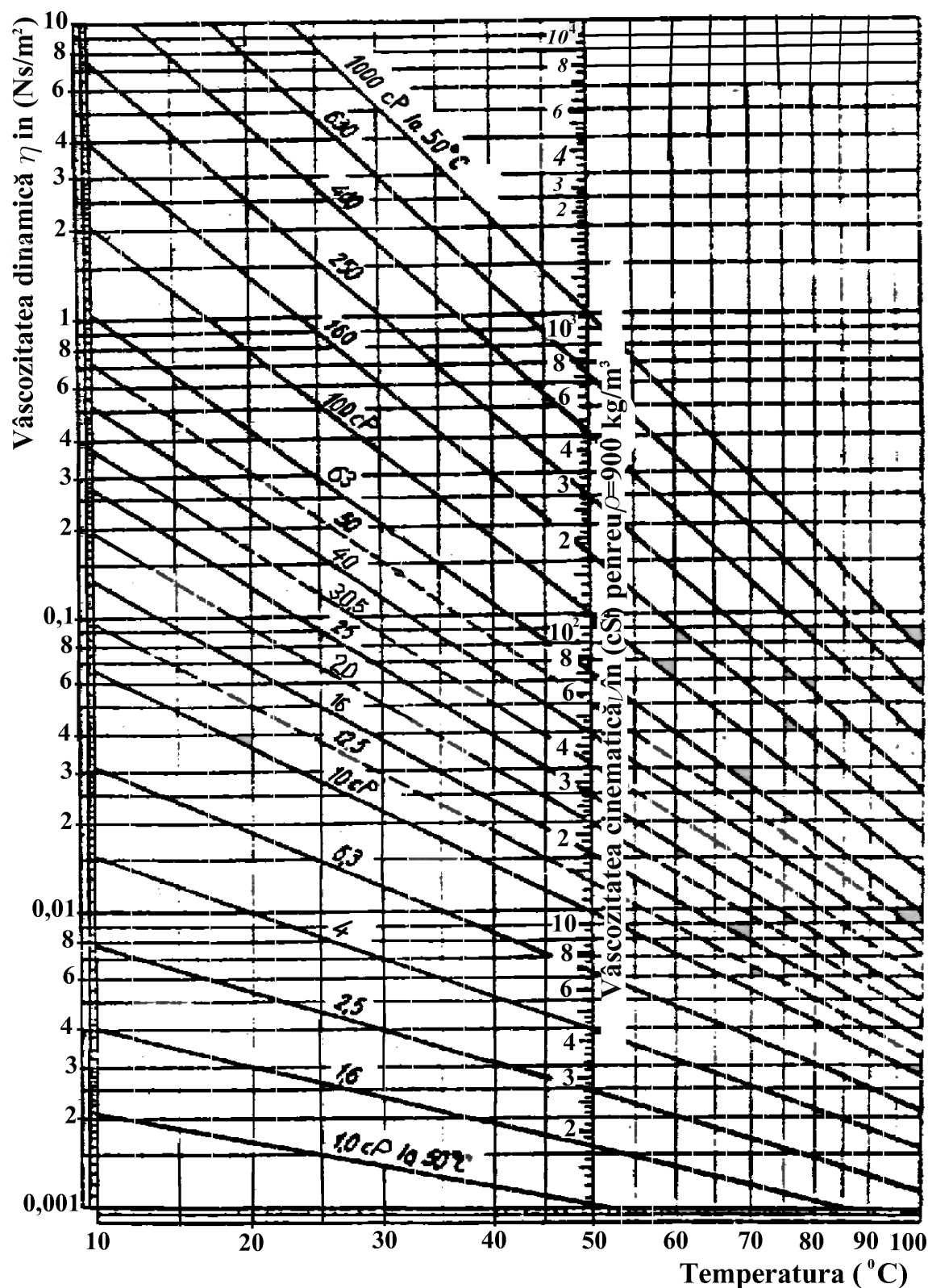


Fig. 4.2. Diagrama de variație a vâscozității cu temperatura pentru un ulei cu $\rho=900 \text{ kg/m}^3$

Dacă se amestecă două uleiuri minerale cu vâscozitățile η_1 și, respectiv, η_2 în volumele V_1 și, respectiv, V_2 vâscozitatea amestecului η se va determina din relația:

$$\frac{V_1}{V} \cdot \lg \eta = \frac{V_1}{V} \cdot \lg \eta_1 + \frac{V_2}{V} \cdot \lg \eta_2, \quad \cup V = V_1 + V_2 \quad (4.5)$$

unde V este volumul amestecului obținut.

Gradul de modificare a vâscozității cu temperatura se apreciază cu o mărime adimensională, numită *indicele de vâscozitate Dean și Davis* sau pur și simplu *indicele de vâscozitate (I.V.)*. Acesta depinde de compoziția chimică a uleiului. O valoare I.V. mai mare indică o scădere a variației vâscozității într-un interval de temperatură mai mare a uleiului respectiv. Multe organe de mașini necesită lubrifierea cu uleiuri cu I.V. mare deoarece variația de temperatură în timpul funcționării este însemnată.

I.V. pentru uleiuri cu valori până la 100 se definește de relația:

$$I.V. = \frac{v_2 - v_c}{v_2 - v_1} \cdot 100 \quad (4.6)$$

unde v_c este vâscozitatea cinematică, exprimată în cSt, la 40°C, a uleiului al cărui indice se calculează;

v_2 - vâscozitatea cinematică, în cSt, la 40°C a unui ulei cu I.V.=0 și care la 100°C are aceeași vâscozitate cu a uleiului supus spre analiză;

v_1 - vâscozitatea cinematică, în cSt, la 40°C a unui ulei cu I.V.=100 și care la 100°C are aceeași vâscozitate cu cea a uleiului supus spre analiză.

Dacă $I.V. \geq 100$ (la unele uleiuri minerale aditivate și sintetice) pentru I.V. se utilizează indicele de vâscozitate extins $I.V_E$ care se determină cu relația propusă de ASTM (American Society for Testing Materials):

$$I.V. = \frac{10^N - 1}{0,00715} + 100 \quad \cup N = \frac{\lg v_1 - \lg v_c}{\lg v_3} \quad (4.7)$$

unde v_3 este vâscozitatea cinematică, în cSt, la 40°C a uleiului a cărui indice se calculează.

Vâscozitatea variază cu presiunea, fiind dată de relația exponențială:

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{p \cdot K_p}, \quad (4.8)$$

unde η_0 este vâscozitatea dinamică la presiunea atmosferică;

p - presiunea de lucru a cuplei de frecare;

K_p - coeficientul de presiune-vâscozitate al lubrifianului. Acesta scade cu creșterea temperaturii. Pentru uleiurile minerale $K_p \cong 21,5 [Gpa^{-1}]$ la 60^0C .

Variația vâscozității cu presiunea este proprie cuplelor de frecare hertziene greu încărcate - rulmenți, angrenaje, cuple elicoidale cu rostogolire, etc. Pentru aceste cuple de frecare coeficientul K_p se calculează cu relația:

$$K_p = \frac{0,0129 \ln(10^4 \eta)}{p_H^{0,25}} \quad (5.9)$$

unde p_H este presiunea hertziană de contact, în [MPa];

η -vâscozitatea dinamică a lubrifianului, în [Pa.s].

Onctuoitatea este proprietatea lubrifianului de a adera de suprafața de frecare a cuplelor de frecare, formând straturi moleculare orientate care prezintă o rezistență redusă la alunecare. Aderarea lubrifianților de suprafețele cuplelor de frecare se datorează unor procese fizice (*adsorbția* - fixarea moleculelor polare normal pe suprafețe) și chimice (*chemisorbția* - reacții chimice cu suprafața, cu legături foarte puternice). Forțele de adsorbție, de tip Van de Waals, la uleiurile cu puritate ridicată sunt mai mici și ca atare și proprietățile de ungere mai reduse ca urmare a scăderii polarității rezultate din existența rezidurilor (acizi, produse de piroliză, oxizi, etc.)

Cu creșterea temperaturii uleiului proprietatea de onctuoitate scade cu toate că fenomenul de chemisorbție este favorizat de temperatură.

Stabilitatea la oxidare este proprietatea lubrifianților de a nu-și modifica aciditatea și stabilitatea chimică foarte repede în timpul funcționării cuplei de frecare. Rezistența la oxidare este puternic influențată de câmpul termic în care lucrează, de exemplu funcționarea lagărelor motoarelor cu ardere internă.

În continuare se dă o scurtă caracterizare a unor lubrifianți.

Uleiurile minerale sunt amestecuri de hidrocarburi parafinice, naftalnice, aromatice și complexe obținute prin rafinarea petrolului.

Uleiurile minerale au proprietăți lubrifiante și antiuzură datorită structurii moleculare și chimice a hidrocarburilor constituenți.

Uleiurile minerale sunt clasificate în STAS 871-81 și STAS 871/2-90 în 10 domenii de utilizare (tabelul 4.2), iar notarea după SAE (Society of Automotive Engineers din S.U.A.) fiind foarte răspândită în străinătate s-a extins și în România, conform schemei din figura 4.2.

În tabelul 4.3 sunt date clasele de vâscozitate după SAE pentru uleiurile multigrad și pentru transmisii.

Astfel, conform figurii 4.2, se dau câteva exemple de notări:

- * **M40 Extra** $\Leftrightarrow$ ulei pentru MAS cu clasa de vâscozitate 40 după SAE, aditivat la nivel de performanțe Extra;
- * **M15W / 40 Super 1** $\Leftrightarrow$ ulei pentru MAS care satisface condițiile de vâscozitate ale claselor SAE cuprinse în intervalul 15W (Winter=iarnă) și 40, aditivat la nivel Super1;
- * **D40 Super 2** $\Leftrightarrow$ ulei pentru MAC cu clasa de vâscozitate 40 după SAE, aditivat la nivelul Super 2;
- * **AVI 14** $\Leftrightarrow$ ulei pentru motoare de aviație cu vâscozitatea de cca. $15 \text{ mm}^2/\text{s}$ la 100°C ;
- * **T75W / 90 EP3** $\Leftrightarrow$ ulei multigrad pentru transmisii prin angrenaje ale autovehiculelor care satisfac condițiile de vâscozitate ale claselor SAE cuprinse în intervalul 75W...90, aditivat la nivel EP 3;
- * **TIN 220 EPS** $\Leftrightarrow$ ulei pentru angrenaje industriale cu vâscozitatea $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ la 50°C la nivelul de aditivare EPS;
- * **I 38** $\Leftrightarrow$ ulei industrial de uz general cu vâscozitatea cinematică de $38 \text{ mm}^2/\text{s}$ la 40°C ;
- * **HA 15** $\Leftrightarrow$ ulei pentru amortizoare cu vâscozitatea $46 \text{ mm}^2/\text{s}$ la 40°C , etc.

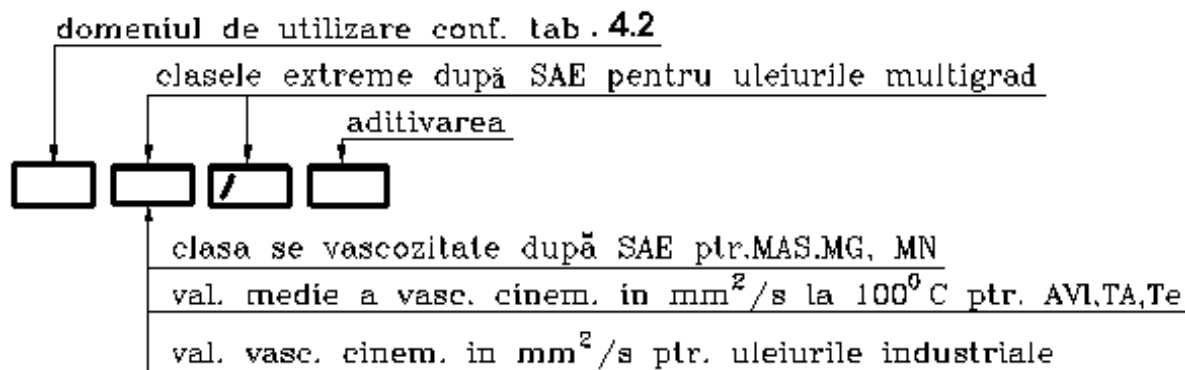


Fig. 4.2. Simbolizarea uleiurilor

Tabelul 4.2.

Clasificarea și simbolizarea uleiurilor după domeniul de utilizare

Domeniul de utilizare	Denumirea uleiului	Simbol
Motoare termice	*motoare cu aprindere prin scânteie *motoare cu aprind. prin compresie (Diesel) *motoare în doi timpi *motoare de avion *motoare de nave *rodaj și conservarea motoarelor *motoare cu gaze	M D M2T AVI N RC MG
Transmisii pentru autovehicule	*transmisii prin angrenaje clasice *transmisii automate	T TA
Utilaje industriale	*uz general *neaditivate sau aditivate pentru lagăre *industria textilă *broșe și mecanisme fine *angrenaje industriale *turbine de apă, abur și gaze *compresoare cu piston, neaditivate sau aditivate *turbocompresoare *glisiere (ghidaje) *mașini (cilindri) cu aburi *mașini pneumatice *instalații frigorifice *trolii și cabluri de tracțiune	I L, LA Te MF TIN Tb K, KA TK G C KP F R
Hidraulice	*instalații hidraulice *amortizoare hidraulice	H, HEP HA
Electroizolante	*transformatoare și întreruptoare electrice *transmisii (mecanice)	Tr ET
Prelucrarea metalelor	*emulsionabile *neemulsionabile ¹⁾	PE
Transfer de căldură	ulei de încălzire	TERM
Tratamente termice		TT
Industria cauciucului		IC
Alte utilizări ¹⁾		

¹⁾ Pentru simbolizare se vor analiza standardele de produs.

Uleiurile sintetice sunt produse de sinteză cu proprietăți fizice și chimice ca cele ale uleiurilor minerale. Uleiurile sintetice se utilizează pentru un domeniu mai larg de temperaturi (de exemplu siliconii se pot utiliza între -50 și +45⁰ C), având dependența vâscozitate - temperatură mai stabilă, rezistența termică și oxidare mai bună, rezistă mult mai bine la condiții grele de presiune, temperatură, radiații. Aceste uleiuri, în majoritatea cazurilor, sunt compuși chimici: esterii unor acizi, esteri organo-fosforici, esteri silicici, esteri poliglicolici, polimeri siliconici etc.

Majoritatea uleiurilor sintetice trebuie aditivăte pentru a avea proprietăți compatibile lubrifianților.

Uleiurile vegetale sunt uleiurile obținute din plante tehnice (în, rapiță, etc.) utilizate în industria lacurilor și vopselelor, industria farmaceutică și cosmetică, dar și pentru ungerea unor mecanisme de mecanică fină.

Lichidele pentru aşchiere sunt lichide care îmbunătățesc procesele de prelucrare a materialelor metalice. Lichidele pentru aşchiere sunt constituite din produse de bază (uleiuri minerale, uleiuri de regenerare, uleiuri vegetale și animale, lichide sintetice și combinații ale acestora) și aditivi. Se disting două tipuri de lichide de aşchiere: neemulsionabile (fără apă) și pe bază de apă.

Printre principalele funcții ale lichidelor pentru aşchiere se amintesc: creșterea durabilității sculei, reducerea pierderilor energetice, intensificarea regimului de aşchiere, evacuarea aşchiilor și a prafului metalic din zona de aşchiere, protecția operatorului, piesei și mașinii-unelte. Aceste funcții se realizează prin următoarele proprietăți: capacitatea de răcire, ungere și aşchiere, stabilitatea termică, să nu fie toxic, iritant, inodor, coroziv, etc.

Complexitatea tehnologiilor moderne și diversitatea structurilor metalice utilizate în aceste tehnologii impune căutarea și găsirea unor noi lichide pentru aşchiere. Tendința actuală este de obținere a lichidelor de aşchiere sintetice cu proprietăți fizico-chimice remarcabile. Trebuie amintiți și lubrifianți neconvenționali: apa (lagărele unor turbine, sau laminoare), săruri topite (instalații nucleare), fluide agresive - acizii sulfuric și azotic - (instalații ce vehiculează astfel de

substanțe), sau de proveniență animalieră (ulei rezultat prin presarea grăsimi de porc sau oaie). Unele din aceste uleiuri se folosesc și ca aditivi.

4.2. UNSORI.

Unsorile sunt dispersii de săpunuri ale metalelor ușoare în uleiuri minerale sau lichide uleioase. Metalele ușoare ale căror săpunuri se folosesc la îngroșarea uleiurilor sau lichidelor uleioase sunt sodiu (Na), calciu (Ca), aluminiu (Al), bariu (Ba), litiu (Li), plumb (Pb), etc. Unsorile fac parte din categoria mediilor fluide plastice sau cvasiplastice - nenewtoniene.

Unsorile se utilizează, cu precădere, pentru ungerea cuplelor de frecare cu viteze reduse. Utilizarea unsorilor este limitată de temperatura de funcționare a cuplei de frecare care trebuie să fie mai mică decât punctul de picurare cu 15-25⁰C.

Unsorile se folosesc nu numai pentru ungere ci și pentru etanșare și protecția suprafețelor metalice, diminuarea efectelor vibrațiilor, șocurilor sau schimbărilor bruște de viteză.

O clasificare după domeniile de utilizare este stabilită prin STAS 4951-81 și prezentată schematic în figura 4.3, unde în paranteză este dată simbolizarea.

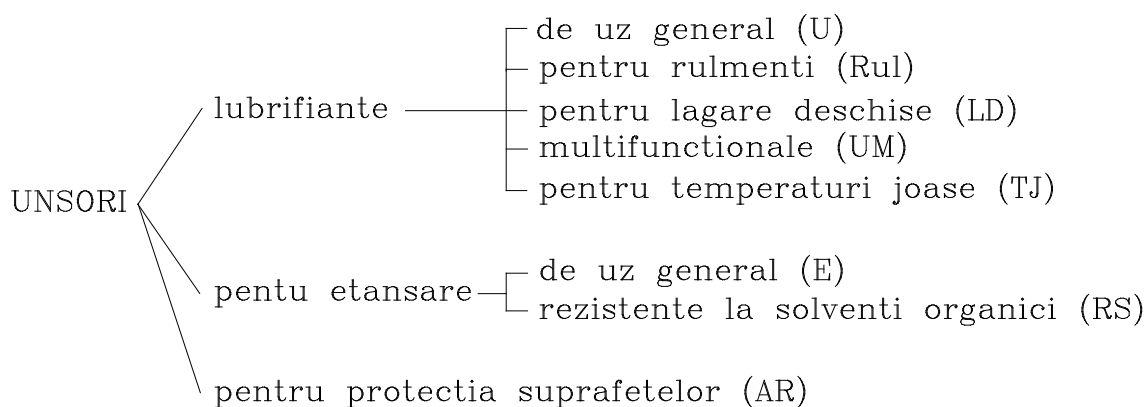


Fig. 4.3. Clasificarea unsorilor

Compoziția și structura unsorilor determină proprietățile generale ale acestora, dintre care principalele sunt: punctul de picurare, vâscozitatea uleiului de bază, stabilitatea termică, penetrația, conținutul de cenușe, etc.

Notarea unsorilor conține lângă cuvântul „**Unsoare**” simbolul domeniului de utilizare, punctul de picurare, baza săpunului, consistența, prin simbolul (cifre)

penetrației, în zecimi de mm, a unui con timp de cinci secunde în masa de unsoare aflată la 25⁰ C și elemente de adaus, conform figurii 4.4.

Se dau în continuare câteva exemple de notare ale unsoarelor.

- * **Unsoare Rul 165 Na 4** ⇔ unsoare lubrifiantă pentru rulmenți, cu punctul de picurare min. 165⁰C, pe bază de săpun de sodiu, cu consistența 4;
- * **Unsoare LD 170 Na 7** ⇔ unsoare lubrifiantă pentru lagăre deschise, cu punctul de picurare min. 170⁰C, pe bază de săpun de sodiu, cu consistența 7;
- * **Unsoare E 130 Ca 4** ⇔ unsoare pentru etanșare de uz general, cu punctul de picurare min. 130⁰C, pe bază de săpun de calciu, cu consistența 4;
- * **Unsoare UM 185 Li 2 EP** ⇔ unsoare lubrifiantă multifuncțională, cu punctul de picurare min. 185⁰C, pe bază de săpun de litiu, cu consistența 2 aditivată pentru extremă presiune.

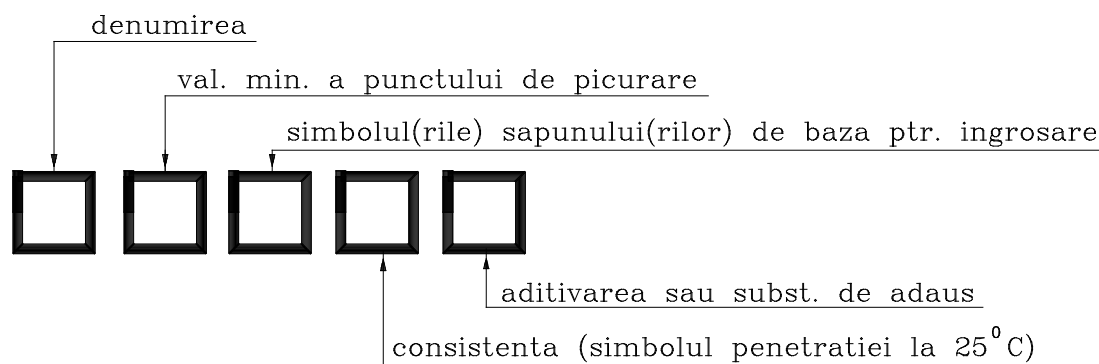


Fig. 4.4. Simbolizare a unsoarelor

Unsoarele pe bază de sodiu sunt avide de apă, recomandându-se să nu se folosească în medii umede, iar unsoarele pe bază de litiu și calciu resping apa și au posibilități de funcționare la temperaturi ridicate. Este necesar să nu se depășească temperatura limită de utilizare a unsoarelor pentru că se oxidează și o dată cu aceasta se reduce foarte mult durabilitatea acestora (o depășire cu 10⁰C determină o reducere a durabilității unsoarelor cu cca. 50 %).

4.3. LUBRIFIANȚI SOLIZI.

O gamă foarte mare de substanțe în starea de agregare solidă au proprietăți de frecare bune (coeficienți de frecare mici). Aceste substanțe se numesc, când se

folosesc în scopul reducerii frecării, lubrifianți solizi. Lubrifianții solizi se utilizează atunci când nu se pot folosi eficient uleiurile, în anumite condiții de temperatură presiune și mediu.

Lubrifianții solizi trebuie să îndeplinească o serie de condiții (pe lângă coeficienți de frecare mici): aderență bună la materialul de bază, durabilitate bună cu posibilitate de regenerare, elasticitate, conductibilitate termică și electrică, stabilitate termică, inerție chimică, granulație redusă și uniformă precum și lipsă de corozivitate și particule abrazive.

În funcție de modul de formare și proprietățile fizice, lubrifianții solizi se pot grupa în următoarele categorii:

- **metale moi**, caracterizate prin rezistență scăzută la forfecare și deci valori mici ale coeficientului de frecare. Metalele moi folosite des ca lubrifiant sunt indiumul (In), plumbul (Pb), staniul (Sn), argintul (Ag), bariul (Ba), zincul (Zn), cuprul (Cu). Acestea se depun în straturi (pelicule) subțiri pe suprafețele cuplelor de frecare realizate din metale mai dure. Unele pelicule se pot obține prin aliere sau transfer în cursul frecării suprafețelor metalice cu anumite compoziții chimice. Valorile mici pentru coeficienții de frecare depind de o anumită grosime a peliculei, care la rândul ei depinde de rugozitatea, duritatea și starea de deformare a suprafețelor;

- **oxizii, oxalații, fosfații, sulfurii și clorurile** sunt substanțe organice de conversie obținute prin reacții chimice pe suprafețele de frecare ca urmare a acțiunii unor aditivi sau substanțe speciale. Existența oxizilor pe suprafețele de frecare reduc de câteva ori coeficientul de frecare comparativ cu suprafețele *curate* (CuO de cca 4 ori la sarcini mici, iar FO și Fe_3O_4 de până la 6 ori → pentru suprafețe curate $\mu_{ak} \cong 3,5$, iar pentru suprafețele oxidate $\mu_{ak} \cong 0,6$);

- **substanțe cu structură cristalină lamelară**, caracterizate prin existența legăturilor puternice între atomii aceleiași strat și legături slabe între atomii straturilor vecine. Din categoria acestor substanțe se amintesc grafitul, bisulfura de molibden (MoS_2), bisulfura de wolfram (WoS_2), nitrura de bor (NB), cloritul de zirconiu (ZrCl_4), bisulfura de tungsten (TgS_2). Valoarea coeficientului de frecare este redusă (0,06 ... 0,1) și depinde de natura lubrifiantului solid, starea uscată sau în amestec,

concentrație și vâscozitate. Temperatura și sarcina limitează funcționarea cuplelor de frecare unse cu astfel de lubrifianți (tabelul 4.4).

Tabelul 4.4.

Indicații de utilizare a unor lubrifianți solizi

Lubrifiantul	Mediul de lucru	Limita de temperatură	Tensiunea de contact
Grafite	aer	-180...+350 ⁰ C	<650 MPa
	absența oxigenului	+1000 ⁰ C	
Bisulfura de molibden	aer	-180...+350 ⁰ C	σ_{02} al materialului mai slab +15MPa
	absența hidrogenului și vaporilor de apă	<+1400 ⁰ C	
Bisulfura de tungsten	fără restricții	+500 ⁰ C	
Nitrura de bor	absența acidului boric	+1000 ⁰ C	
Clorura de zirconiu	fără restricții	+500 ⁰ C	

Lubrifianții solizi pot fi amestecați cu uleiuri și unsori. Dacă proporția de amestec este mare (50...60 %, respectiv până la 10 % greutate component solid [P6]) se obțin paste pentru ungere.

- **materiale autolubrifiante.** În această categorie intră unele mase plastice, materiale sinterizate și materiale compuse (compozite).

Din categoria maselor plastice trebuie specificat Politetrafluoretilena (PTFE), cunoscută în limbaj comercial de *teflon*. Aceasta, depusă în straturi subțiri (0,012...0,025 mm), prezintă coeficienți de frecare mici ($\mu_{ak}=0,03...0,08$). PTFE se poate utiliza ca lubrifiant solid până la temperaturi de 300 ⁰C.

În diferite aplicații, ca mase plastice, se mai utilizează: relonul, nylonul, polietilena, polistirenul, metacrilat, etc. Folosirea maselor plastice este limitată de presiunea de contact ce nu trebuie să depășească presiunea de curgere a materialului. Pot înlocui cu succes lagărele cu rulmenți de la motoarele electrice de mică putere.

Materialele sinterizate se obțin din pulberi metalice prin presare și sinterizare. Aceste materialele sinterizate se pot grupa în două categorii:

- materiale sinterizate antifricțiune;
- materiale sinterizate rezistente la uzură.

Materialele sinterizate autolubrifiante sunt alcătuite din amestecuri de elemente inițiale sub formă de pulberi metalice și nemetalice dozate în proporții precise. Din punct de vedere chimic materialele antifricțiune sunt neferoase și feroase.

Materialele sinterizate, pentru a căpăta proprietăți autolubrifiante, la presare sunt impregnate cu lubrifianți lichizi sau se includ lubrifianți solizi în structura acestora (în special ulei mineral, grafit și teflon). Acestea se utilizează pe scară largă pentru realizarea cuzinetelor motoarelor electrice de mică putere din industria electrocasnică și auto.

Materialele de fricțiune sinterizate, opus materialelor antifricțiune, trebuie să asigure coeficienți de frecare mari și uzura cât mai mică, intrând în construcția cuplajelor (ambreajelor) sau frânelor. În procesul de transmitere accelerată, continuă sau frânată și oprire a mișcării, energia cinetică este transformată în energie termică, ceea ce impune ca materialele să reziste la temperaturile ridicate care se produc și să aibă o conductibilitate termică bună.

Materialele de fricțiune sinterizate sunt de trei mari categorii:

- *materiale de fricțiune sinterizate pe bază de cupru;*
- *materiale de fricțiune sinterizate pe bază de fier;*
- *materiale de fricțiune sinterizate cu matrice metalică și componente ceramici.*

Principiul de bază în alcătuirea materialelor de fricțiune sinterizate constă în realizarea compoziției chimice, distribuției componentelor și alcătuirea structurii.

4.5. LUBRIFIANȚI GAZOȘI.

Lubrifianții gazoși se întebuințează la viteze relative mari ale suprafețelor cuplelor de frecare. Aerul este cel mai utilizat lubrifiant gazos. Pentru utilizarea aerului sunt necesare instalații de purificare și uscare. În vederea evitării oxidării suprafețelor de frecare, în masa de aer este pulverizat sau absorbit ulei mineral în cantități foarte mici. Ca lubrifianți gazoși se utilizează și gazele inerte în situații speciale. De multe ori, la operații de superfinisare, lubrifianții gazoși se utilizează și ca fluide pentru așchiere.

4.4. ADITIVI.

Aditivii sunt substanțe chimice de adaus care îmbunătățesc proprietățile de ungere, frecare și rezistență la uzare ale uleiurilor și unsorilor. Utilizarea aditivilor a fost necesară pentru creșterea durabilității și fiabilității mașinilor care trebuie să răspundă unor condiții funcționale multiple. Folosirea aditivilor a început în jurul anului 1930, cu o accentuare în ultimii 25...30 de ani.

Îmbunătățirea calității ungerii cuplelor de frecare ce lucrează în condiții deosebite de temperatură, viteză, presiune, agresivitate, se poate realiza prin adăugarea de substanțe chimice în lubrifianți cu scopul de modificare a unor proprietăți fizico-chimice. Unii aditivi îmbunătățesc o singură proprietate a lubrifiantului, numindu-se aditivi monofuncționali, iar alți aditivi îmbunătățesc mai multe caracteristici deodată, numindu-se aditivi polifuncționali.

Principalele cerințe ale aditivilor sunt:

- să fie dizolvabili în ulei sau să formeze soluții coloidale;
- să prezinte stabilitate termică; - să nu corodeze suprafețele;
- să nu se descompună în funcționare sau în timp;
- să nu formeze depuneri și în special depuneri abrazive;
- să nu formeze cu apa produși de reacție;
- să nu distrugă etanșările;

De reținut că întrebuințarea abuzivă a aditivilor poate conduce la diminuarea efectelor dorite și chiar la înrăutățirea acestora. Aditivul nu corectează defectele uleiului de bază. Nu trebuie neglijat rolul jucat de suprafețele de frecare la acțiunea aditivilor. De exemplu, oțelurile inoxidabile nu se ung bine cu lubrifianți aditivați sau oțelurile aliate cu Cr reacționează bine cu aditivii pe bază de Cl și nu reacționează la cei cu S, etc.

Cursul V

5. REGIMURI DE FRECARÉ - UZARE - UNGERE

În funcție de existența lubrifiantului între suprafețele de frecare se disting următoarele tipuri de regimuri de frecare-ungere-uzare (fig. 5.1).

5.1. REGIMUL DE FRECARÉ-UZARE ÎN ABSENȚA LUBRIFIANTULUI. FRECARÉA USCATĂ

Frecarea uscată, privită în mod riguros, presupune absența oricărui fel de lubrifiant între suprafețele în mișcare relativă și implicit, posibilitatea contactului direct între neregularitățile suprafețelor. Acest fapt conduce la valorile cele mai mari ale coeficientului de frecare de alunecare

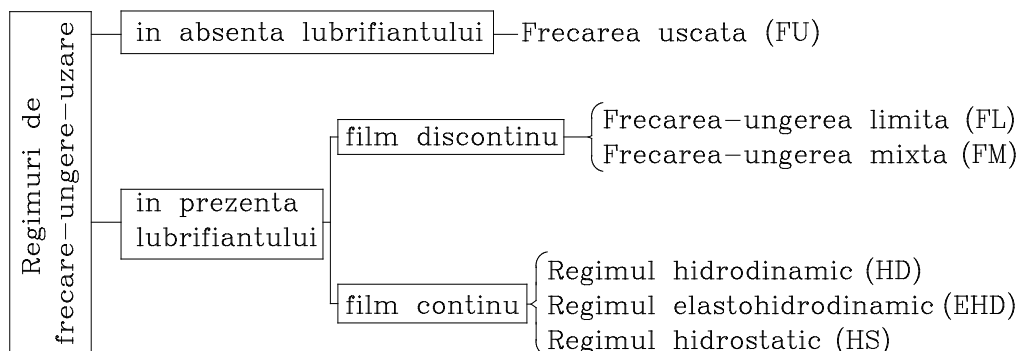


Fig. 5.1. Clasificarea regimurilor de frecare-ungere-uzare

μ_{ak} (tabelul 5.1) și la o uzură intensă, mergând chiar până la blocarea pieselor (gripajul).

Tabelul 5.1

Intervale de valori ale coeficienților de frecare cinematici la alunecare

Regimul de frecare-ungere	μ_{ak}
Frecarea uscată (FU)	$\geq 0,3$
Frecarea limită (FL)	0,1...0,3
Frecarea mixtă (FM)	0,05...0,1
Frecarea fluidă (HD, HS)	0,001...0,005

În realitate nu se poate vorbi de o frecare uscată „ideală”. Totdeauna, prin manipulare sau în condiții de exploatare, pe suprafețele pieselor se depun straturi moleculare de lubrifiant din mediul ambiant. În aceste condiții se acceptă denumirea de *frecare uscată tehnică*. Un astfel de regim este de dorit în unele situații funcționale ale organelor de mașini: pene, frâne, cuplaje, transmisii prin fricțiune - curele, roți cu fricțiune.

La deplasarea a două corpuri ce formează o cuplă de frecare se întâmpină o rezistență. Referitoare la această rezistență s-au emis o serie de teorii: *mecanică* (interacțiunea asperităților), *moleculară* (adeziuni moleculare), *microsudurilor* (crearea și forfecarea microsudurilor formate între asperitățile suprafețelor), *energetică* (energia necesară pentru deformarea elastică, plastică sau elastoplastică a asperităților), *electrică sau magnetică* (formarea de câmpuri electrostatice și electromagnetice). Nici una din teoriile amintite nu corespund cu realitatea fapt pentru care s-au emis *teoriile mixte (compuse)* care sunt cele mai apropiate de fenomenele reale. Rezistențele la deplasarea

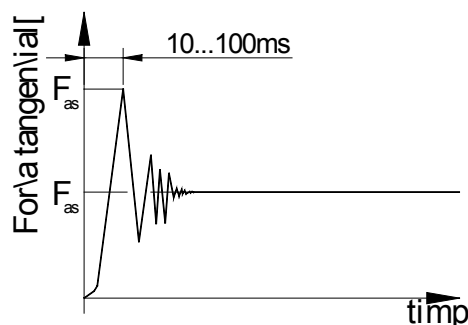


Fig.5.2. Variația forței de frecare în timp

suprafețelor de frecare sunt procese complexe de natură molecular-mecanic-energetice.

Forța de frecare, situată în planul de tangență a două corpuri încărcate, care trec din starea de repaus în starea de mișcare, are variația din figura 5.2. Se constată că de la valoarea zero în câteva milisecunde atinge o valoare maximă, iar după câteva oscilații se stabilizează.

5.1.1. Frecarea de alunecare. Forțele de frecare de alunecare când viteza relativă între suprafețele de frecare este diferită de zero sunt denumite *forțe de frecare cinematice*, F_{ak} , iar când viteza relativă este nulă sunt numite *forțe de frecare statice*, F_{as} . Corespunzător celor două situații coeficienții de frecare au fost denumiți *coeficientul de frecare de alunecare cinematic* μ_{ak} și, respectiv, *coeficientul de frecare de alunecare static* μ_{as} .

Primele observații referitoare la frecarea uscată au fost făcute de Guillaume Amontons încă din 1699 sau Charles Augustin Coulomb în 1785, dar trebuie spus că mai devreme cu cca 200 de ani pe Leonardo da Vinci l-a preocupat problema frecării. Și ulterior, chiar în zilele noastre, cercetările în domeniul frecării uscate de alunecare au preocupat și preocupă mulți cercetători: D. Tabor (1939, 1950), F. P. Bowden (1950), I. V. Kragelskii (1965), B. Bhushan și A. V. Kulkarni (1996), etc.

Coeficientul de frecare de alunecare este o mărime adimensională, iar după legile enunțate de Amontons-Coulomb este constant și se determină cu relațiile:

$$\mu_{ak} = \frac{F_{ak}}{F_n} \text{ si respectiv } \mu_{as} = \frac{F_{as}}{F_n} \quad (5.1)$$

unde F_n este forța normală la suprafața de frecare.

Convențional, coeficientul de frecare static, conform figurii 5.3, se exprimă ca fiind tangenta unghiului de frecare:

$$\mu_{as} = \frac{F_{as}}{F_n} = \frac{G \cdot \sin \varphi}{G \cdot \cos \varphi} = \operatorname{tg} \varphi \quad (5.1')$$

Relațiile de mai sus rămân valabile atâta timp cât deformările rămân în domeniul elastic.

Pe baza unor observații empirice făcute de Amontons și Coulomb, care de fapt au redescoperit fenomenele descrise de Leonardo da Vinci, ce se regăsesc în relația (5.1'), se pot enumera trei legi ale frecării uscate:

1⁰ forța de frecare (coeficientul de frecare) este independentă de sarcina normală pe suprafețele de contact;

2⁰ forța de frecare este independentă de aria aparentă de contact;

3⁰ forța de frecare cinetică este independentă de viteza de alunecare.

Primele două legi sunt atribuite lui Amontons, iar a III-a lui Coulomb. Aceste legi descriu faptul că forța de frecare, respectiv, coeficientul de frecare rămân constante, ceea ce nu este adevărat.

Conform noilor teorii a forțelor de frecare de alunecare, forța de frecare are două componente: una de natură mecanică și alta de natură moleculară.

• *Componenta mecanică a frecării de alunecare* se poate justifica prin deformarea vârfurilor rugozităților suprafețelor. Pentru determinarea ei se consideră două modele geometrice: vârful rugozității în formă de con și în formă de calotă sferică.

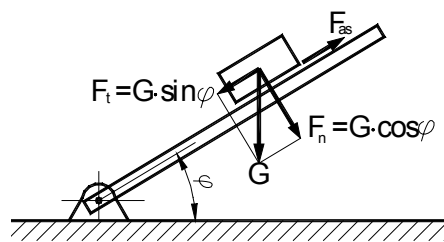


Fig. 5.3. Echilibrul unui corp pe un plan înclinat

• *Componenta moleculară a frecării de alunecare.* Pe suprafețele de contact ale cuplelor de frecare se află straturi absorbite sau chemiabsorbite prin legături chimice covalente (legătură realizată prin perechi de electroni ai atomilor neutri, fiind o legătură tipic homeopolară) sau legături Van der Waals (forțe de interacțiune a doi atomi produse de un moment electric dipolar diferit de zero creat ca urmare a mișcării electronilor în jurul nucleului) și straturi de oxizi sau alți compuși chimici. Sub acțiunea forțelor normale, ca urmare a presiunilor de contact ridicate, se formează niște puncte de aderență numite microjoncțiuni (fig. 5.4). Microjoncțiunile se rup prin forfecare datorită mișcării relative între suprafețe, ca apoi să se formeze din nou, ca rezultat al interacțiunii moleculare între suprafețe. Procesul de ruperea și reformarea microjoncțiunilor este continuu. Ruperea poate fi *adezivă* dacă

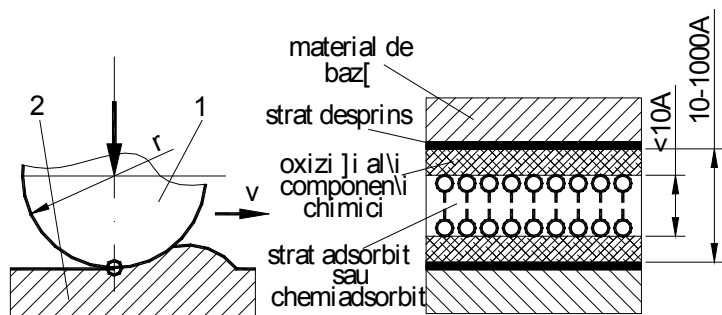


Fig. 5.4. Modelarea componentei moleculare a frecării de alunecare

stratul este suficient de mobil și *coezivă* dacă stratul este imobil. Dacă vitezele de alunecare sunt mari, procesul este însoțit de degajarea unei cantități mari de căldură cu dezvoltarea unor temperaturi mari într-un timp scurt - numite **temperaturi fulger** - când microjoncțiunile local devin microsuduri, iar ruperea lor se face cu desprinderi de material. Pornind de la definirea coeficientului de frecare de alunecare atunci acesta se poate determina pe baza teoriei lui Bowden și Tabor cu relația:

$$\mu_{ak} = \frac{F_{ak}}{F_n} = \frac{A_r \cdot \tau}{A_r \cdot \sigma_c} = \frac{\tau}{\sigma_c} \quad (5.2)$$

unde τ este tensiunea tangențială de forfecare a stratului aderent din cupla de frecare;

σ_c - tensiunea de curgere a materialului mai moale din cupla de frecare.

Kragelschi recomandă ca tensiunea de forfecare τ să se determine cu relația:

$$\tau = \tau_0 + \beta \cdot \sigma_c \quad (5.3)$$

unde β este piezocoeficientul componentei moleculare a frecării;

τ_0 - tensiunea tangențială de forfecare.

Deci, coeficientul de frecare la alunecare se determină cu relația:

$$\mu = \mu_{mol} + \mu_{mec} \quad \cup \quad \begin{cases} \mu_{mol} = \frac{\tau_r}{\sigma_c} + \beta \\ \mu_{mec} = k\alpha_h \sqrt{\frac{\delta}{r}} \end{cases} \quad (5.4)$$

În realitate, coeficientul de frecare de alunecare mai depinde de viteza de alunecare, tipul contactului, starea suprafețelor, etc., și de aceea se impune măsurarea acestuia în condițiile situației reale.

Frecarea are o serie de efecte cum ar fi cele de natură termică, metalurgică, uzură, etc., care pot acționa singular sau împreună, cu implicații asupra durabilității și fiabilității organelor de mașini sau a sistemelor tehnice în care intră acestea.

5.1.2. Frecarea de rostogolire. Să considerăm un cilindru greu, omogen, așezat pe un plan înclinat cu unghiul α față de orizontală (fig. 5.5). Sub efectul forțelor care lucrează asupra

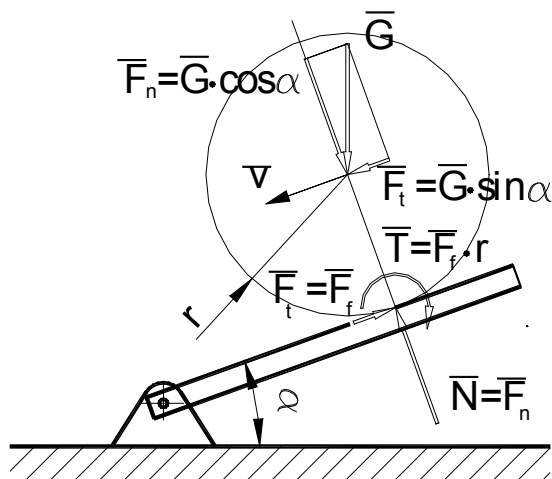


Fig. 5.5. Echilibrul la rostogolirea unui cilindru pe un plan înclinat

cilindrului (greutatea sa și reacțiunea planului) cilindrul se rostogolește la vale cu mișcare accelerată. Dacă nu ar fi forța de frecare, F_f , cilindrul nu s-ar rostogoli, ci ar aluneca. Când unghiul de înclinare al planului, α , este mic cilindrul stă pe loc, nici nu alunecă și nici nu se rostogolește. Înseamnă că tendinței de rostogolire a cilindrului i se opune o rezistență, numită *rezistență la rostogolire*. Această rezistență la rostogolire este un cuplu (moment de torsiune) care anulează cuplul activ al forței de frecare. Mărimea acestui cuplu este:

$$T_r = r \cdot G \sin \alpha = r \cdot F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (5.5)$$

$$\text{unde } F_n = G \cos \alpha \Rightarrow G = \frac{F_n}{\cos \alpha}$$

Dacă pe planul înclinat se lasă să se rostogolească de la același nivel, fără a le imprima o viteză inițială, doi cilindri din același material și cu aceleași dimensiuni, dar de greutatea diferite (unul plin și altul gol) se constată că cilindrul plin va ajunge mai repede la baza planului. Deci, rezistența la rostogolire este direct proporțională cu forța normală la plan.

Se așază cilindrul pe un plan înclinat la care există posibilitatea modificării unghiului α . Se consideră inițial o valoare mică a unghiului de înclinare a planului. Crescând continuu unghiul se constată că cilindrul începe să se rostogolească la o anumită valoare α_0 . La momentul respectiv a fost învinsă rezistența la rostogolire, deci a fost învins cuplul de rostogolire

$$T_r = r \cdot F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

Notând cu

$$\mu_r = \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (5.6)$$

coeficientul de frecare de rostogolire cuplul de rostogolire se poate scrie:

$$T_r = \mu_r \cdot F_n \cdot r \quad (5.7)$$

În manualele de Mecanică teoretică coeficientul de frecare de rostogolire se consideră că are dimensiune de lungime, pentru că i se atribuie notația:

$$f = r \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (5.8)$$

Și la rostogolirea unui cilindru pe un plan orizontal se întâmpină, de asemenea, o rezistență la rostogolire. Pentru scoaterea cilindrului situat pe un plan orizontal din starea de repaus trebuie aplicat un moment de torsiune la nivelul axei sale de rotație, cel puțin egal cu momentul de rostogolire dat de relația (5.6), sau a unei forțe la nivelul unui plan ce conține axa de rotație paralel cu planul orizontal, egală cel puțin cu forța de frecare.

Este știut că rularea materialelor este mult mai ușoară decât alunecarea acestora. Rularea celor două corpuri (fig. 5.6) poate fi văzută, la modul general, prin combinarea mișcărilor de rostogolire, de alunecare și de pivotare (de spin).

Rostogolirea este viteza relativă unghiulară dintre cele două corpuri în jurul unei axe situată în planul de tangență, $\omega_{1x} - \omega_{2x}$, iar alunecarea și pivotarea sunt vitezele liniare de alunecare în punctul de contact situat în planul tangent.

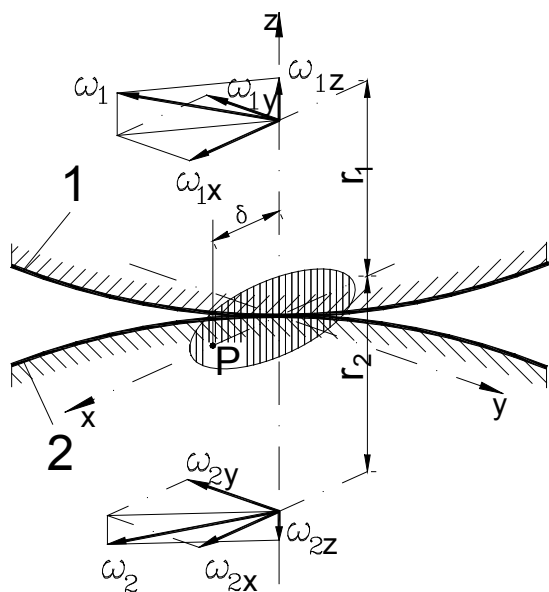


Fig. 5.6. Contactul cu rostogolire a două corpuri

forța tangențială nu mai este nulă, dar mai mică ca forța de alunecare- $\mu \cdot F_n$.

Rostogolirea este un fenomen complex, care se datorează combinării fenomenelor de: adeziune, deformății plastice, microalunecări, histerezis elastic.

Adeziunea a fost discutată anterior, o dată cu explicarea componentei moleculare a frecării de alunecare, iar *fenomenul de deformare plastică* apare pentru contactele cu rostogolire o dată cu fenomenul de curgere a materialului ($p_c = \sigma_H \geq 3 \cdot \tau_c$), unde: $p_c = \sigma_H$ este tensiunea herțiană de contact, iar τ_c - este tensiunea de curgere a materialului cu duritatea mai mică.

Explicarea *microalunecărilor* se poate face pe modelul de dezvoltare a tracțiunii la contactul a doi cilindri, staționari, supuși unei forțe tangențiale mai mici forței de alunecare. Ca urmare a apăsării celor doi cilindri pe suprafața de contact se dezvoltă tensiunile de contact variabile cu poziția considerată (x, y): tensiuni normale, $\sigma(x,y)$ și tensiuni tangențiale, $\tau(x,y)$.

În 1952 Tabor a afirmat că rezistența la rostogolire este influențată de fenomenul de *histerezis elastic* din materialul solicitat.

5.1.3. Frecarea materialelor

Coeficientul de frecare al unui material este dependent de o serie de factori printre care se amintesc: cuplul de materiale, condițiile de suprafață (rugozitatea suprafețelor, duritatea suprafețelor, structura cristalină a straturilor în contact) și condițiile de operare cu suprafețele (viteza de alunecare, temperatura suprafețelor, presiunea de contact, manipularea, conservarea, depozitarea, mediul de utilizare/experimentare). Din acest motiv în literatura de specialitate se întâlnesc valori ale coeficienților de frecare cu o dispersie mare față de valorile reale. În tabelele 5.3, 5.4, 5.5 se dau câteva valori ale coeficienților de frecare statici și/sau dinamici.

Coeficientul de frecare în vid la metale cu suprafețe curate poate fi foarte mare, tipic, având valori de 2 sau chiar mai mari.

Natura materialului își pune puternic amprenta pe coeficientul de frecare, mai cu seamă la materialele care se oxidează în atmosferă. La metalele moi și elastice, datorită suprafeței de contact mari ca urmare a deformățiilor, coeficientul de frecare este ridicat. Metalele cu structura

Pentru un punct de contact, P, situat pe suprafața eliptică de contact, aflat la distanțele r_1 și r_2 de centrele de rulare și $\delta(x,y)$ față de centrul elipsei componenta $(\omega_{z1} - \omega_{z2}) \cdot \delta$ se numește alunecare de spin (această mișcare apare când rezultanta vitezei unghiulară proiectată pe normala la planul elipsei de contact este diferită de zero), iar componenta $(\omega_1 \cdot r_1 - \omega_2 \cdot r_2)$ este viteza liniară de alunecare.

Johnson a definit două tipuri de mișcări de rostogolire:

- *rostogolirea liberă*, când forța tangențială este nulă;
- *rostogolirea de tracțiune*, când

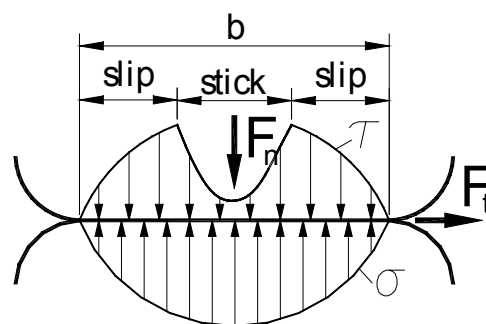


Fig. 5.7. Zonele de contact la rostogolire

hexagonală, cum sunt Mg și Co, dar și altele cu rețeaua nehexagonală ca Mo și Cr au coeficienți de frecare mici deoarece fie formează un strat vâscos (Cr), fie prin aliere reduc forțele de frecare (Co, Mo și Cr). Sunt aliaje care conțin faze metalurgice care conduc la formarea de straturi subțiri pe suprafețele de contact, cu frecare redusă, cum sunt metalele albe pe bază de plumb, alamele, bronzurile. La fonta cenușie responsabilă cu forța de frecare redusă este constituintul de grafit.

Tabelul 5.3

Valori tipice ale coeficienților de frecare ale lemnului, pielei și pietrei la temperatura camerei

Cuplul de materiale	μ_{as}	μ_{ak}
Lemn de esență tare-lemn de esență tare	-	0,15
Stejar-stejar	0,5	0,14
Lemn-cărămidă	0,6	-
Lemn-metal	0,2-0,6	-
Piele -stejar	0,6	0,5
Piele-fier	-	0,26
Piele--metal	0,6	-
Gresie-gresie	-	0,35
Granit-granit	-	0,3

Tabelul 5.4

Valori tipice ale coeficienților de frecare cinematic pentru ceramică nelubrifiată la temperatura camerei

Ceramica	μ_{ak}
Al ₂ O ₃	0,3-0,6
BN	0,25-0,5
Cr ₂ O ₃	0,25-0,5
SiC	0,3-0,7
Si ₃ N ₄	0,25-0,5
TiC	0,3-0,7
WC	0,3-0,7
TiN	0,25-0,5

5.2. REGIMURI DE FRECAR-UNGERE CU FILM DISCONTINU

5.2.1. Frecarea-ungerea la limită.

Frecarea-ungerea limită are la bază proprietatea de onctuoitate a lubrifiantului. Din acest motiv regimul de frecare-ungere se mai numește regim de frecare-ungere onctuos. Suprafețele cuplei de frecare sunt separate de un strat foarte subțire ($\text{cca. } 2,5 \cdot 10^{-5} \mu\text{m}$) de lubrifiant (oxizi, metale moi, uleiuri sau alt lubrifiant) absorbit sau chemisorbit, care este străpuns destul de greu de vârfurile rugozităților (fig. 5.8).

Tabelul 5.6

Valori tipice ale coeficientului de frecare cinematic pentru câțiva polimeri, lubrifianți solizi și lubrifianți lichizi

Materialul	μ_{ak}
Polimeri plastici	Poliamidă (Nylon)
	Poliamidă de mare densitate
	Polimide
	Polifenil sulfidic
	Politetrafluoretilenă (PTFE, teflon)
Polimeri-elastomeri	Cauciuc natural și sintetic
	Cauciuc Buna N (Perbutan)
	Cauciuc Buna S (Butadien-stiren)
	Cauciuc siliconic
Lubrifianți solizi cu rețea stratificată	MoS ₂
	Grafit
	Grafit - florid
Lubrifianți solizi cu rețea nestratificată	CaF ₂ , BaF ₂
	C ₆₀
Lubrifianți lichizi	Grăsimi de animale și uleiuri vegetale
	Uleiuri minerale
	Uleiuri sintetice

Ca urmare, uzura se reduce de mii de ori față de frecarea uscată, iar forța de frecare de alunecare și, respectiv, coeficientul de frecare de alunecare se reduce de câteva ori.

Acest regim se întâlnește destul de des: lagărele aparatelor din mecanica fină, șuruburi, pene, lagărele de alunecare în fazele de început și sfârșit de funcționare, angrenaje în condiții de încărcare și ungere grele, angrenaje cu roți dințate din material plastic unse numai la montaj, ghidaje, etc.

Regimul de frecare-ungere limită este influențat de energia de legătură a moleculelor pe suprafețele cuplelor, rugozitatea suprafețelor, temperatura locală, etc.

Pentru determinarea forței de frecare și a coeficientului de frecare limită se consideră că aria totală de forfecare a microjoncțiunilor, A_j , este o fracțiune α din aria de frecare A , ($A_j = \alpha \cdot A$), iar aria de forfecare a straturilor de fluid aderent la suprafețele solide va fi $A_a = (1 - \alpha) \cdot A$. Considerând rezistența de forfecare a microjoncțiunilor vârfurilor rugozităților τ_j și rezistența la forfecare a straturilor aderente τ_a forța totală de frecare (de rezistență la mișcare) va fi:

$$F_f = \alpha \cdot A \cdot \tau_j + (1 - \alpha) \cdot A \cdot \tau_a, \quad 0 \leq \alpha \leq 1, \quad (5.9)$$

iar cum forța normală este $F_n = A \cdot p_c$, unde p_c este presiunea de contact dintre suprafețele în

contact ($p_c \approx \min[HB_1, HB_2]$) rezultă expresia coeficientului de frecare limită:

$$\mu_l = \frac{F_f}{F_n} = \alpha \frac{\tau_j}{p_c} + (1 - \alpha) \frac{\tau_a}{p_c} \quad (5.10)$$

Această relație nu poate fi utilizată în calcule efectiv deoarece nu poate fi precizată fracțiunea α , dar ea explică complementaritatea celor două componente ale forței de frecare: mecanică și moleculară.

Înlăturarea acestui neajuns se poate face prin calculul coeficientului de frecare la nivelul unei singure asperități considerând două modele geometrice ale acestora: un corp rigid conic sau sferic care brăzdează un corp cu duritate mai mică.

► *Modelul cu asperitatea conică.* Fie o asperitate conică 1 care brăzdează o suprafață mai moale 2 (fig. 5.9). Pe aria elementară dA forțele elementare normale și tangențiale corespunzătoare echilibrează forțele elementare provenite din tensiunile normale și tangențiale:

$$\begin{aligned} dF_n &= \sigma \cdot \cos \varphi \cdot dA & a) \\ dF_f &= \sigma \cdot \sin \varphi \cdot \cos \gamma \cdot dA + \tau \cdot \sin \gamma \cdot dA & b) \end{aligned} \quad (5.11)$$

$$\text{unde } dA = \frac{r \cdot d\gamma \cdot dr}{\cos \varphi}$$

Prin integrarea celor două relații pe suprafața de contact se obține:

$$\begin{aligned} F_n &= \iint_A \sigma \cdot \cos \varphi \cdot dA = \iint_A \sigma \cdot \cos \varphi \cdot \frac{r \cdot dr \cdot d\gamma}{\cos \varphi} = \\ &= 2 \cdot \sigma \cdot \int_0^{\frac{D}{2}} r \cdot dr \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} d\gamma = \frac{\pi \cdot D^2}{8} \sigma \end{aligned} \quad (5.12)$$

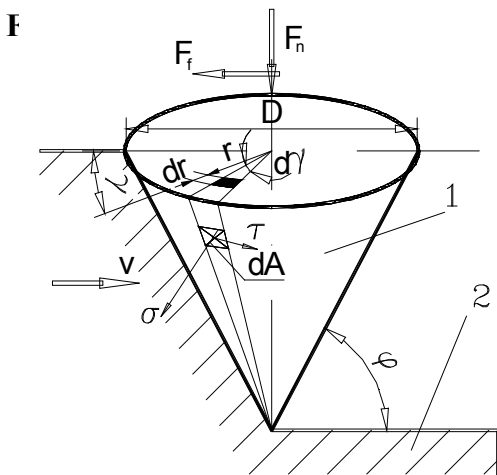
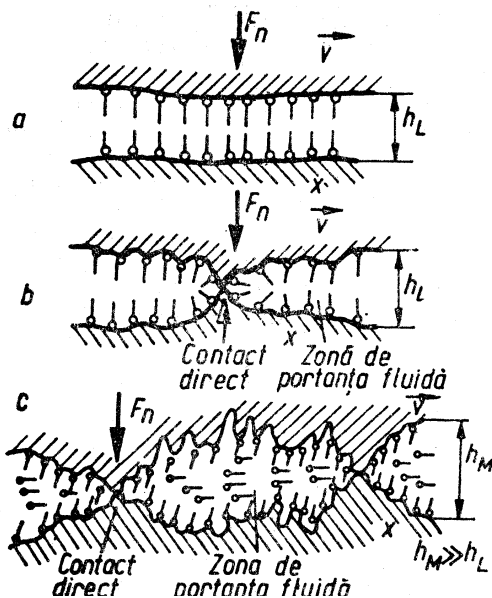


Fig. 5.9. Modelarea regimului de frecare limită cu rugozitatea sub formă de con

$$F_f = \iint_A dF = 2 \cdot \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \int_0^{\frac{D}{2}} r \cdot dr \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \gamma \cdot d\gamma + 2 \frac{\tau}{\cos \varphi} \cdot \int_0^{\frac{D}{2}} r \cdot dr \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \gamma \cdot d\gamma =$$

$$= \frac{D^2}{4} \cdot \sigma \cdot \left(\operatorname{tg} \varphi + \frac{\tau}{\sigma} \cdot \sec \varphi \right), \quad (5.13)$$

iar coeficientul de frecare este

$$\mu = \frac{F_f}{F_n} = \frac{2}{\pi} \left(\operatorname{tg} \varphi + \frac{\tau}{\sigma} \cdot \sec \varphi \right) \quad (5.14)$$

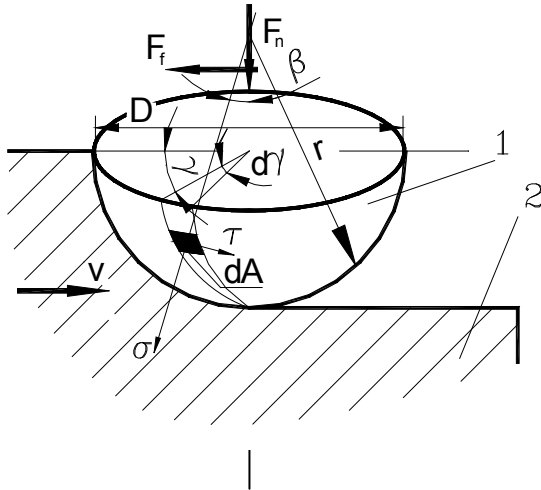


Fig. 5.10. Modelarea regimului de frecare limită cu rugozitatea sub formă de calotă sferică

► *Modelul cu asperitatea sferică.* Se consideră asperitatea sferică 1 care brăzdează suprafața mai moale 2 (fig. 5.10). Procedând asemănător ca pentru modelul anterior se poate scrie:

$$dF_n = \sigma \cdot \cos \beta \cdot dA \quad (5.15)$$

$$dF_t = (\sigma \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \tau \cdot \sin \gamma) \cdot dA \quad (5.16)$$

cu $dA = r^2 \cdot \sin \beta \cdot d\beta \cdot d\gamma$ (5.17)

Atunci forța normală este:

$$F_n = \iint_A \sigma \cdot \cos \beta \cdot dA = \frac{\pi \cdot D^2}{8} \sigma \quad (5.18)$$

iar forța tangențială se calculează succesiv din relațiile:

$$F_t = \iint_{\beta \gamma} r^2 \cdot [\sigma \cdot \sin^2 \beta \cdot \cos \gamma + \tau \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma] d\beta \cdot d\gamma =$$

$$= 2 \cdot \sigma \cdot r^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \gamma \cdot d\gamma \int_0^{\arcsin \frac{D}{2 \cdot r}} \sin^2 \beta \cdot d\beta + 2 \cdot \tau \cdot r^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \gamma \cdot d\gamma \int_0^{\arcsin \frac{D}{2 \cdot r}} \sin \beta \cdot d\beta =$$

$$= \sigma \cdot r^2 \left\{ \frac{1}{\sin \frac{D}{2r}} - \frac{D}{2 \cdot r} \sqrt{1 - \left(\frac{D}{2 \cdot r} \right)^2} \right\} - 2 \cdot \tau \cdot r^2 \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{D}{2 \cdot r} \right)^2} \right\}$$

Din relațiile (5.18) și (5.19) rezultă coeficientul de frecare:

$$\mu = \frac{2}{\pi} \left(\frac{2 \cdot r}{D} \right)^2 \left\{ \frac{1}{\sin \frac{D}{2r}} - \frac{D}{2 \cdot r} \sqrt{1 - \left(\frac{D}{2 \cdot r} \right)^2} \right\} - 2 \cdot \frac{\tau}{\sigma} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{D}{2 \cdot r} \right)^2} \right\} \quad (5.20)$$

care pentru situația frecvență, când $\sigma \approx 6 \cdot \tau_m$, coeficientul de frecare ia forma:

$$\mu = \frac{2}{\pi} \left(\frac{2 \cdot r}{D} \right)^2 \left\{ \frac{1}{\sin \frac{D}{2r}} - \frac{D}{2 \cdot r} \sqrt{1 - \left(\frac{D}{2 \cdot r} \right)^2} \right\} - \frac{1}{3} \cdot \frac{\tau_m}{\sigma} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{D}{2 \cdot r} \right)^2} \right\} \quad (5.21)$$

5.2.2. Frecarea-ungerea mixtă.

Stratul de lubrifianț este mai mare decât în cazul regimului limită ($\geq 10 \mu\text{m}$) existând și molecule în stare liberă. Cu toate că stratul de lubrifianț este mai gros, rugozitățile îl străpung des,

fenomenele ce au loc sunt foarte complexe și greu de pus în evidență sub aspect teoretic. Se poate aprecia existența concomitentă a zonelor cu ungere cu film gros și a zonelor cu film de lubrifiant subțire, străpuns de rugozitățile cele mai înalte.

Regimul acesta se întâlnește în cuplele de frecare mai rugoase încărcate și funcționând la viteze mici: angrenaje (în special la angrenajele melcate), cupla piston-cilindru, ghidaje ce schimbă sensul de mișcare și în general, lagărele cu alunecare în fazele de pornire și oprire ale mașinilor.

Ca urmare a contactelor directe numeroase, uzura suprafețelor cuplelor este mai intensă.

Frecarea și uzura în acest regim este influențată de caracteristicile fizico-chimice ale materialelor și lubrifianților, tratamentele suprafețelor cuplei de frecare, rugozitatea suprafețelor, viteza, sarcina, temperatura, etc.

5.2.3. Fenomene vibratorii la regimurile de frecare cu film subțire și viteze mici.

La viteze de alunecare foarte mici ($v_a \leq v_{cr} \approx 3...4$ mm/s) la regimurile de frecare-ungere uscată, limită și mixtă mișcarea de alunecare are întreruperi periodice. Acest fenomen se numește „alunecare cu intermitență” sau „alunecare sacadată” sau „stick-slip”, iar cu creșterea vitezei de alunecare amplitudinea fenomenului scade mereu (autovibrații) până ce dispare ($v_a \geq v_{cr}$) (fig. 5.11).

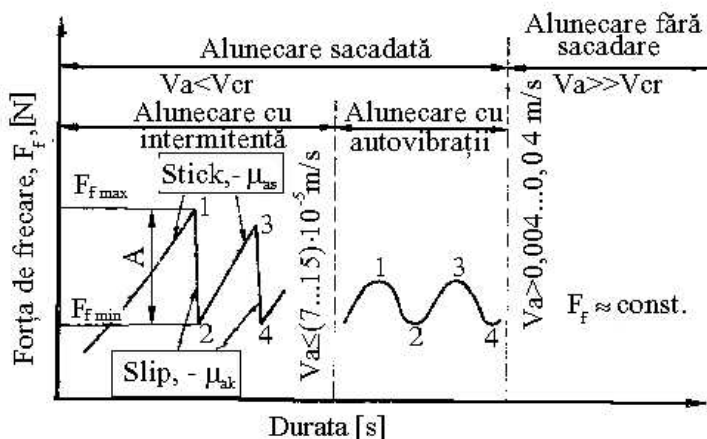


Fig. 5.11. Variația forței de frecare la o cuplă de frecare

Fenomenul este caracteristic ghidajelor cilindrilor hidraulici, căilor de rulare la materialul rulant (tramvaie, locomotive, macarale, etc.), ambreiajelor, frânelor, ghidajele mașinilor - unelte, ascensoarelor, etc. Aceste fenomene de lipiri (*stick*) urmat de dezlipiri cu alunecări (*slip*) a suprafețelor se datorează proceselor de adeziune moleculară între microneregularitățile suprafețelor de contact.

Organele de mașini conducătoare se deformează elastic până ce forța de frecare de adeziune este

depășită, atunci apărând o desprindere bruscă și trecere instantanee la frecarea de alunecare. Apoi apare din nou fenomenul de aderență și procesul de lipire-desprindere se repetă.

Amplitudinea fenomenului scade atât cu scăderea sarcinii F_n și rugozității cât și cu creșterea vitezei relative de alunecare v_a .

Fenomenul scade prin:

- creșterea rigidității sistemului din care face parte cupla de frecare;
- realizarea unei diferențe mici dintre μ_{as} și μ_{ak} , care se obține printr-o alegere corespunzătoare a materialelor cuplei de frecare;
- scăderea vâscozității lubrifiantului;
- aditivarea uleiurilor cu aditivi antistick-slip
- creșterea grosimii filmului de lubrifiant;
- aplicarea unui tratament antigripant la una din suprafețele în frecare (fosfatare, sulfinizare);
- placarea suprafeței mobile cu materiale plastice; un exemplu în acest sens este placarea suprafeței mobile cu teflon (PTFE), care are $\mu_s = 0,02...0,05$ și $\mu_{ak} = 0,08...0,15$ în regim uscat.

5.2.4. Curba lui Stribeck

S-a constatat experimental că valoarea coeficientului de frecare cinetic μ_{ak} și grosimea filmului de lubrifiant h se modifică funcție de sarcina F_n , viteza relativă dintre suprafețe v și vâscozitatea dinamică a lubrifiantului η .

Variația celor două mărimi este dependentă de raportul $\frac{\eta \cdot v}{F_n}$ pentru cuplele superioare și de raportul $\frac{\eta \cdot \omega}{p}$ - numărul lui Gumbel, pentru cuplele de frecare inferioare (fig. 5.12), unde $\bar{p}$ este presiunea medie de contact. Această dependență este cunoscută în literatura de specialitate sub denumirea "curba lui Stribeck".

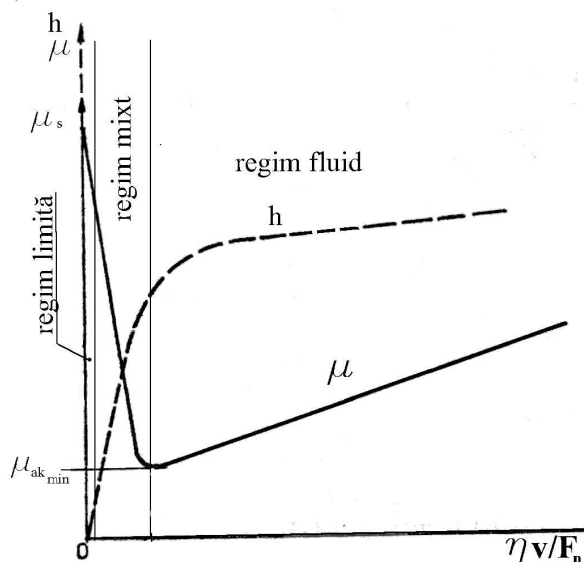


Fig. 5.12. Curba lui Stribeck

Curba lui Stribeck oferă informații, pe deoparte despre localizarea regimului de frecare-ungere mixt, cât și a regimurilor adiacente acestuia: regimul limită și regimul fluid, dar și despre zonele unde se recomandă utilizarea cuplelor de frecare de tipul metal-plastic pentru regimul mixt sau metal-metal pentru regimul fluid.

Punctul de pe curbă corespunzător lui μ_{akmin} este un punct de instabilitate, el putându-se deplasa rapid spre stânga prin mărirea rugozității suprafețelor.

5.3. REGIMURI DE FRECAR-UNGERE CU FILM CONTINU

Regimurile de frecare-ungere cu film continuu se mai numesc *regimuri de frecare-ungere fluide* când între suprafețele de frecare trebuie asigurată o peliculă de lubrifianț lichid sau gazos *continuă și portantă*.

Pentru asigurarea condiției de continuitate grosimea minimă a filmului de lubrifianț trebuie

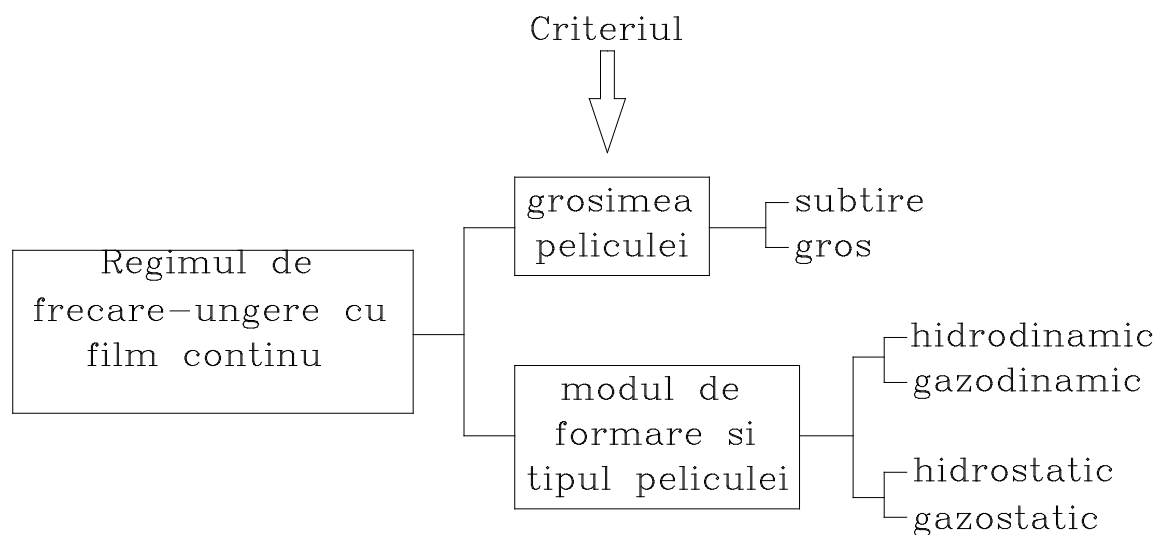


Fig. 5.13. Clasificarea regimului de frecare-ungere cu film continuu

să fie mai mare decât suma înălțimii rugozităților suprafețelor de frecare. Aceste regimuri de frecare-ungere se pot clasifica după mai multe criterii. O clasificare uzuală este dată în figura 5.13.

Aplicații ale acestui regim se întâlnesc des la: organe de mașini și transmisii mecanice (lagăre cu alunecare, lagăre cu rostogolire, angrenaje, transmisii prin fricțiune), vehicule cu pernă de aer, etc.

5.3.1. Regimul hidrodinamic

Acest regim, care se prescurtează **HD**, se mai numește *lubrefiere hidrodinamică*, *lubrefiere cu peliculă fluidă* sau *lubrefiere cu peliculă groasă*.

Dacă între două suprafețe convergente se află fluid din abundență și există o mișcare relativă în direcția convergenței, datorită onctuoității, un strat subțire de fluid este pus în mișcare și comprimat în zona de convergență creând o presiune (hidrodinamică) suficientă pentru a suporta o sarcină suficient de mare fără altă intervenție externă (fig. 5.14). Pelicula portantă poate fi creată și când suprafețele se află în mișcarea relativă după direcția normală la suprafețe.

Acest fenomen, de creare a unei presiuni între suprafețele convergente aflate în mișcare relativă situate în fluid din abundență, se explică prin faptul că un fluid vâscos nu poate fi comprimat (presat) instantaneu. Datorită rezistenței la extrudare a fluidului este nevoie de o perioadă de timp pentru ca suprafețele să se atingă, perioadă în care se formează presiunea capabilă să suporte o sarcină.

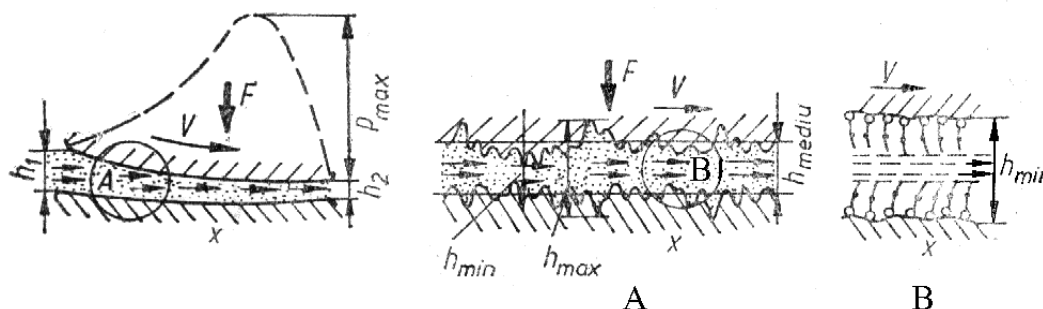


Fig. 5.14. Crearea presiunii hidrodinamice între suprafețe convergente

Fenomenul este *util* în multe aplicații printre care se amintesc lagărele cu alunecare, dar și *inutil* cum este cazul la *fenomenul de acvoplanare a anvelopelor autovehiculelor și aeronavelor* ce rulează pe drumurile și pistele umede.

În regimul HD grosimea stratului de fluid este mult mai mare ca înălțimea neregularităților (5...500 μm) de pe suprafața portantă, neexistând contacte solide ale neregularităților suprafețelor.

Pierderile energetice prin frecare în lubrificația HD sunt reduse (coeficientul de frecare poate fi mai mic ca 0,001), crescând ușor cu viteza de alunecare. Caracteristicile de frecare provin din forfecarea straturilor de fluid vâscos.

Uzura suprafețelor este foarte mică, singura uzură posibilă ca urmare a interacțiunii acestora cu lubrifianul este uzura chimică (corozivă). Uzura abrazivă nu se produce nici în perioadele tranzitorii (pornire, oprire) datorită proprietății de onctuoitate a lubrifianului. Uzura chimică se poate reduce substanțial dacă lubrifianții se aditivează cu aditivi anticorozivi, antioxidanți, antirugină. Pentru suprafețele feroase aditivii au conținut fosfatic sau conțin săruri organo-metalice, când suprafețele capătă culoarea albastră sau maron.

Formarea peliculei portante a fost pusă în evidență la sfârșitul secolului al XIX-lea (mai precis în anul 1883) independent de Towner în Anglia și de N.P. Petroff în Rusia, care studiind ungerea unui lagăr cu alunecare au constatat cum uleiul este expulzat prin orificiile practicate cu scopul alimentării lagărului, în zona portantă a cuzinetului, când fusul se mișcă.

Petroff a dat chiar o relație pentru determinarea forțelor de frecare, cunoscută în literatura de specialitate ca ecuația lui Petroff:

$$F_f = \eta_0 \frac{v}{h} A \quad (5.22)$$

unde η_0 este vâscozitatea la presiunea ambiantă;

A - suprafața de interferență dintre fus și cuzinet care preia sarcina;

h - grosimea peliculei sau jocul radial din lagăr;

v - viteza relativă din lagăr.

Pentru un lagăr radial cu raza fusului r , ce se rotește cu viteza unghiulară ω , într-un cuzinet de lățime b și jocul radial h , forța de frecare este:

$$F_f = \frac{2\pi\eta_0 r^2 b \omega}{h} \quad (5.23)$$

Observațiile experimentale făcute de Towner și Petroff au fost studiate teoretic de O. Reynolds în anul 1886 la Universitatea din Manchester, acesta arătând că se crează un câmp de presiune în filmul de lubrifianț capabil să suporte o sarcină de încărcare, dacă sunt îndeplinite, în principal, trei condiții:

- formarea unei pene de ulei prin existența jocului dintre fus și cuzinet,
- există mișcare relativă între suprafețele în mișcare,
- uleiul în exces aderă de suprafețele fusului și cuzinetului.

Câmpul de presiune este influențat și de vâscozitatea lubrefiantului, presiunea creată variind de la zero, la intrarea și ieșirea uleiului dintre suprafețe, la un maxim situat între intrarea și ieșirea lubrifianțului și mai aproape de ieșire.

În calculele ingineresti se pune problema de a determina: sarcina (portanța) care o suportă o suprafață aflată în mișcare relativă față de o altă suprafață, între care se află fluid, cantitatea de fluid ce trebuie completată pentru ca între suprafețele în mișcare să fie asigurat filmul continuu și pierderile energetice (forțele de frecare). Pentru aceasta trebuie pus în evidență câmpul de presiuni dintre suprafețe, viteza de curgere a fluidului dintre suprafețe și coeficienții de frecare dintre straturile de fluid. Toate acestea sunt rezolvate de *ecuațiile Navier-Stokes* și *ecuația Reynolds*.

5.3.2. Regimul hidrostatic.

Película portantă în regimul hidrostatic se realizează prin introducerea lubrifianțului cu presiune între suprafețe, chiar dacă suprafețele nu sunt în mișcare.

Un sistem de ungere hidrostatică conține, în general, două suprafețe plane, cilindrice, sferice, iar pe una din suprafețe se află una sau mai multe cavități, numite buzunare de alimentare (fig. 5.15), formându-se două zone distincte pe suprafața de frecare:

- o zonă cu grosimea filmului mai mică, h ;
- o zonă cu grosimea filmului mai mare (cca. de 10 ori decât h).

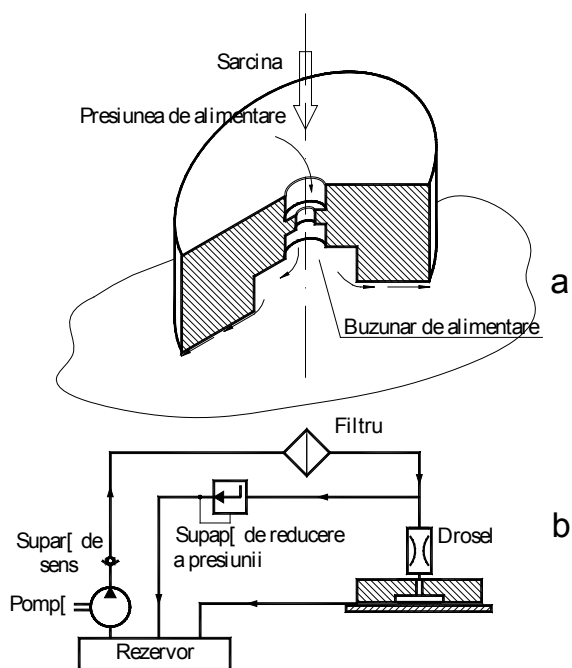


Fig. 5.15. Schema unei ungeri hidrostatice
a- un lagăr axial; b- sistemul de alimentare

Regimul hidrostatic (HS) face parte din categoria regimurilor fluide cu film continuu gros (mai gros față de regimul HD). Acest regim oferă o serie de avantaje:

- asigură frecări mici, la viteze mici, la pornirea și oprirea sistemelor tehnice;
- asigură capacitate portantă ridicată chiar la viteze reduse sau la imobilitatea suprafețelor;
- asigură reglarea portanței;
- asigură o stabilitate dinamică bună prin amortizarea vâscoasă a vibrațiilor;
- răcirea bună a suprafețelor asigură stabilitatea termică a suprafețelor unse;
- asigură o durabilitate mare a suprafețelor unse (teoretic, uzura este zero).

Folosirea regimului hidrostatic pe scară largă este îngreunată de unele inconveniente:

- construcția complicată;
- necesită echipamente hidraulice pentru realizarea presiunii;

- consum energetic suplimentar prin energia consumată pentru vehicularea fluidului de ungere.

Regimul hidrostatic își găsește multe aplicații cum ar fi funcționarea lagărelor radiale și axiale greu încărcate (peste 20 kN), la viteze foarte mici dar și foarte mari, la vehiculele cu pernă de aer, etc.

Alimentarea cu lubrifianț se poate realiza în două moduri:

- cu debit constant, folosind pompe cu debit constant;
- cu presiune constantă prin utilizarea unor rezistențe hidraulice.

Alimentarea la debit constant se recomandă când suprafețele au un singur buzunar de alimentare, iar alimentarea cu presiune constantă se recomandă când suprafețele au mai multe buzunare de alimentare.

5.5.3. Regimul elastohidrodinamic.

Regimul elastohidrodinamic (EHD) este un regim cu film subțire. Înălțimea filmului de lubrifianț este mică, de $10\ \mu\text{m}$ sau chiar mai mică de $1\ \mu\text{m}$.

Regimul se caracterizează prin:

- deformarea elastică a suprafețelor în zona de contact;
- creșterea rapidă a vâscozității lichidului de ungere, lubrifianțul devenind pentru perioade scurte de timp un quasisolid;
- creșterea presiunii din filmul de lubrifianț, de sute de ori și chiar mai mult.

Prin această stare se explică durabilitatea ridicată a cuplurilor de frecare hertziane (rulmenți, angrenaje, variatoare mecanice cu roți de fricțiune, came, etc.) unse cu film subțire.

Regimul EHD este caracteristic cuplurilor superioare. La ungerea acestor cuple apar două efecte care nu sunt cuprinse în teoria ungerii hidrodinamice:

- a) modificarea vâscozității cu presiunea;
- b) deformațiile elastice în zona de contact.

Reținerea lubrifianțului și formarea filmului portant se poate explica prin aplatizarea suprafețelor prin deformațiile elastice ce au loc cât și creșterii vâscozității lubrifianțului.

În anul 1970 Johnson a pus în evidență patru regimuri de ungere cu fluid într-o cuplă superioară:

a) regimul *"îzovâscos-rigid (IVR)"*, care apare atunci când presiunea de contact nu este suficient de mare pentru ca vâscozitatea lubrifianțului să se modifice substanțial și să producă deformații elastice mari;

b) regimul *"piezovâscos-rigid (PVR)"*, care apare când deformațiile elastice sunt mici, dar cu o variație pronunțată a vâscozității;

c) regimul *"îzovâscos-elastic (IVE)"*, care apare în situația deformațiilor elastice însemnate, iar lubrifianțul nu își modifică vâscozitatea cu presiunea. Acest regim este specific cuplurilor de frecare din materiale cu modul de elasticitate mic (materialele plastice, cauciucul, etc.);

d) regimul *"piezovâscos-elastic (IVE)"*, caracterizat de deformații elastice însemnate ale suprafețelor și modificarea vâscozității lubrifianțului cu presiunea semnificativ. Acest regim este cunoscut în literatura de specialitate sub denumirea EHD. El a fost pus în evidență pentru prima dată de Grubin în 1949. Este specific funcționării rulmenților, angrenajelor, variatoarelor cu tracțiune EHD, mecanismelor cu came, etc.

Regimurile EHD, funcție de natura contactului, liniar sau punctual, sunt tratate diferențiat din cauza complexității fenomenelor.

5.3.4. Aplicații ale regimului de frecare-ungere cu film continu

Aplicațiile la care se face referire în continuare se bazează pe principiul obținerii presiunii, debitului, sau portanței, în mod natural, la curgerea fluidului printre două suprafețe înclinate sau printre două suprafețe paralele cu treaptă, prin mișcarea relativă a suprafețelor.

5.3.4.1. Lagăre hidrodinamice radiale. Lagărele hidrodinamice radiale sunt reazeme ale arborilor, axelor sau osiilor încărcate radial. Pana de lubrifianț se formează ca urmare a jocului existent între fus și cuzinet, cât și așezării excentrice a acestora (fig. 5.16).

Parametrii caracteristici. În funcționarea unei mașini pentru ansamblul fus-cuzinet se disting următoarele faze (fig. 5.16).

O stare îndelungată în repaus poate duce la un contact metalic, fapt ce face ca în primul moment, la pornire, fusul să aibă tendința să se urce pe cuzinet (fig. 5.16, b). În mișcarea sa fusul antrenează lubrifianul care aderă la el, și datorită vâscozității formează pelicula portantă. Cum s-a văzut de la teoria plăcilor plane, rezultanta portanței este excentrică, fapt ce se constată și în această situație, iar consecința este așezarea excentrică a centrelor fusului și cuzinetului (fig. 5.16, c și d). Fusul se autocentrează când $n \rightarrow \infty$ (fig. 5.16, e)

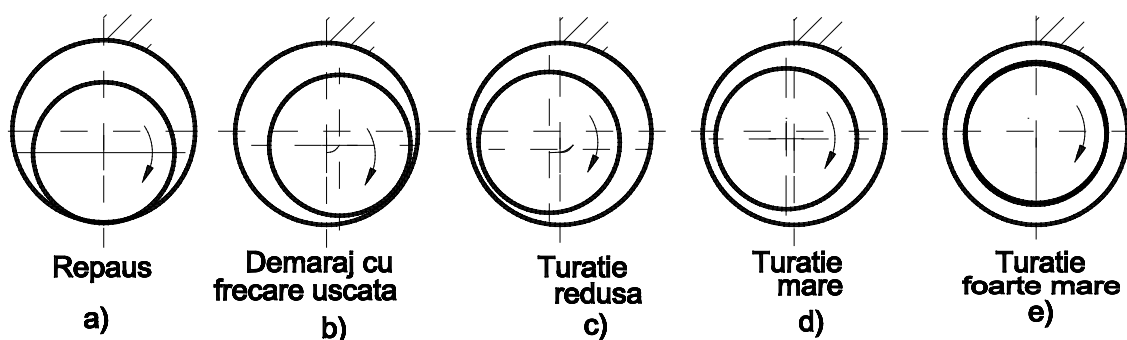


Fig. 5.16. Fazele de funcționare ale ansamblului fus-cuzinet

Aplicarea ecuațiilor de bază de la ungerea hidrodinamică, stabilite anterior, în cazul fusurilor radiale este pe deplin justificată pentru că:

1. în timpul funcționării, de obicei fusul se rotește, iar cuzinetul este în repaus, asigurându-se deci viteza relativă de alunecare pentru formarea peliculei de lubrifian (există și situația inversă când fusul este fix iar cuzinetul se rotește);
2. formarea peliculei este asigurată și de jocul existent între fus și cuzinet, ajustajul fus-cuzinet fiind un ajustaj cu joc;
3. existența permanentă a stratului de lubrifian se poate asigura prin folosirea unor soluții constructive adecvate.

Cursul VI

6. STAREA DE UNGERE ȘI UZARE

6.1. Introducere

6.2. Efectele uzării

6.3. Indicatori ai uzării

6.4. Tipuri de uzare

6.4.1. Uzarea de adeziune

6.4.2. Uzarea de abraziune.

6.4.3. Uzarea de oboseală.

6.4.4. Uzarea de coroziune.

6.4.5. Alte forme de uzare.

6.1. Introducere

Un sistem tehnic este considerat "bun" dacă lucrează la parametrii performanți. Acești parametrii sunt mereu în schimbare ca urmare a cercetării și progresului tehnico-economic. Obligația menținerii unui sistem tehnic în limitele parametrilor tehnico-economici performanți revine corpului tehnic (inginer, economist, maestru, muncitor), care pe durata de viață a sistemului tehnic mereu trebuie să-l *întrețină, repare, modifice* în limitele performanțelor economice. Un sistem tehnic se menține în funcțiune atâta timp cât este economic pentru a realiza produsul pentru care a fost creat competitiv.

Scoaterea din funcțiune a sistemului tehnic se impune din două motive principale:

1. *Uzarea morală* a sistemului - produsele obținute cu el sunt depășite din punct de vedere tehnico-economic;
2. *Uzarea tehnică* a sistemului - produsele obținute cu el sunt cu defecte ca urmare a ieșirii din parametrii proiectați prin ruperi, deformări, etc.

Uzarea este procesul de modificare al stării inițiale a suprafețelor de frecare prin desprinderea de material din cupla de frecare, modificării dimensiunilor, formei, proprietăților fizico-mecanice, caracteristicilor constructive și funcționale prin acțiuni mecanice, termice, chimice, electrice, radioactive, etc.

Uzura reprezintă efectul uzării, adică materialele desprinse și urmele de deteriorare ale suprafețelor cuplelor de frecare.

6.2. Efectele uzării

La nivelul tribosistemelor sau ansamblelor acestora uzura produce o serie de efecte, care pot fi percepute sau nu. Dintre cele percepute se amintesc:

- *Rezistența la frecare.* Modul cum variază în timp forța de frecare (F_f) sau momentul de frecare la încovoiere (M_f) sau torsiune (T_f) caracterizează cantitativ evoluția uzări:

- o evoluție *constantă* în timp a forței sau momentului de frecare produce o *uzare slabă* a suprafețelor;
- o evoluție *aleatoare* în timp a forței sau momentului de frecare produce o *uzare importantă* a suprafețelor;
- o evoluție *sacadată* în timp a forței sau momentului de frecare produce o *uzare cu caracter oscilatoriu* a suprafețelor.

- *Vibrații.*
- *Fenomene termice.*
- *Transformări mecanice și chimice.*
- *Modificări geometrice.*
- *Modificări masice.*

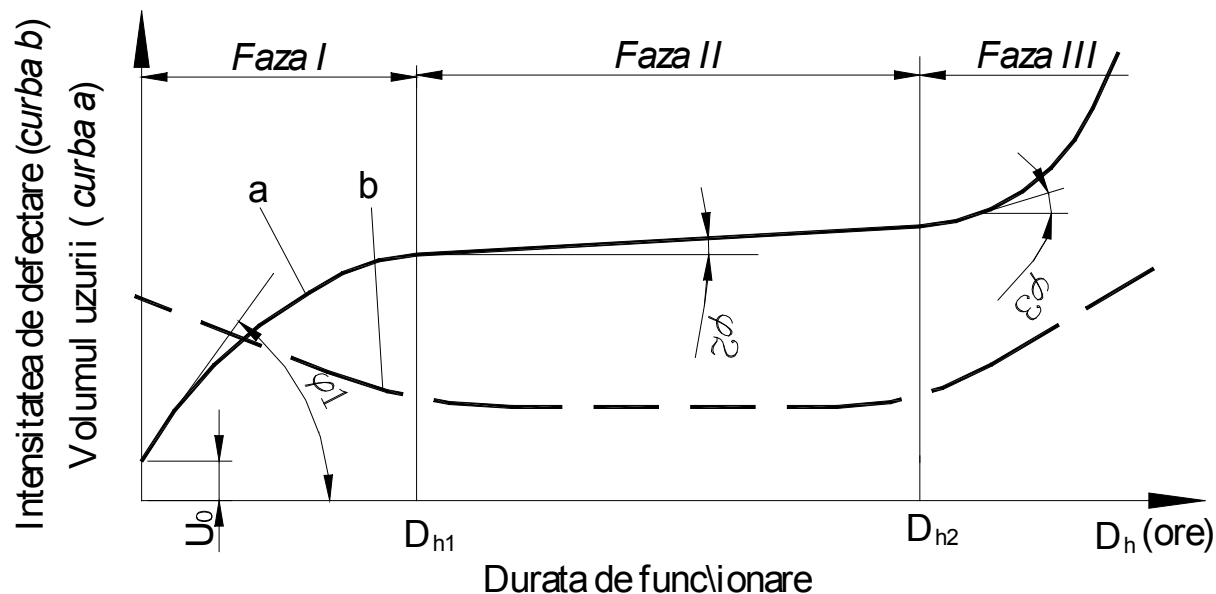


Fig. 6.1. Evoluția uzurii și fiabilității cuplelor de frecare

Reprezentând evoluția uzării unei cuple de frecare (pierdere de material) se disting trei faze (fig. 6.1):

Faza I - perioada de *rodaj*, în care intensitatea uzurii, pentru început, crește foarte repede, ca apoi să scadă mereu până ce se stabilizează. În această perioadă vârfurile microneregularităților suprafețelor de frecare se distrug până se formează un strat cu proprietăți bune de frecare.

Perioada de rodaj poate fi descrisă de o lege de creștere a uzării de tip parabolic:

$$U_I = U_0 + a \cdot t^k, \quad t \in (0, t_1] \quad (6.1)$$

unde U_0 este uzura inițială;

a - constanta condițiilor de rodaj: sarcină, temperatură, viteză, etc.;

t - timpul de funcționare

k - exponent subunitar.

Faza II - perioada de *uzare stabilă*, care este perioada funcționării normale, durata ei depinzând de calitatea rodajului și a ungerii. Durata acestei faze este cea mai lungă, cu panta uzării mică ($\varphi_1 < \varphi_2$).

Perioada uzurii stabile este descrisă, aproximativ, de o creștere liniară:

$$U_{II} = U_I + b \cdot t, \quad t \in [t_1, t_2] \quad (6.2)$$

Faza III - perioada de *uzare distructivă*, când datorită uzurilor mari cupla de frecare trebuie scoasă din uz, putând sau nu să se recondiționeze. Această perioadă depinde de perioada precedentă (perioada a II-a). Perioada se poate caracteriza matematic printr-o lege exponențială:

$$U_{III} = U_{I\max} \cdot e^{C \cdot t}, \quad t > t_2 \quad (6.3)$$

în care C este o constantă caracteristică ritmului de distrugere.

Perioada de rodaj este formată din două faze:

a) rodajul primar sau rodajul microgeometric, când asperitățile se netezesc progresiv și aria reală de contact se extinde (fig. 6.2). În această fază există pericolul microsudării și gripării suprafețelor. De aceea, cuplele de frecare se rodează la viteze și sarcini reduse.

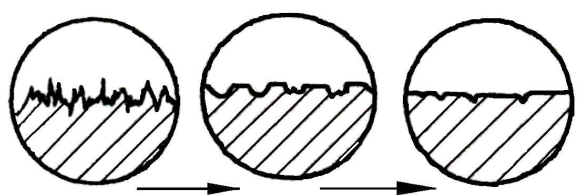


Fig. 6.2. Evoluția rugozității suprafețelor în timpul rodajului

b) rodajul secundar sau rodajul macrogeometric, când se realizează o corectare mai accentuată a abaterilor de formă și ondulațiilor.

Din punct de vedere economic perioada de rodaj trebuie să fie scurtă. Câțiva din factorii care influențează durara rodajului sunt: rugozitatea inițială, orientarea rugozităților, diferența durităților suprafețelor cuplei de frecare, calitatea lubrifiantului aditivat special, tratamentele aplicate suprafețelor.

6.3. Indicatori ai uzării

Uzura se poate exprima prin unități absolute (masă, lungime, volum), sau unități relative ca *intensitatea de uzare* când uzura absolută este raportată la lungime și *viteza de uzare* când raportarea se face la timp.

Se disting pentru măsurarea uzurii: uzura liniară (U_h) cu unități de măsură ale lungimii, uzura volumetrică (U_v) cu unități de măsură ale volumului, uzura gravimetrică (U_m) cu unități de măsură ale masei.

Intensitatea de uzare se măsoară în unități de măsură ale lungimii, volumului sau masei raportate la unitatea de lungime.

$$\begin{aligned} I_h &= \frac{U_h}{L_f} \quad [mm / km] \text{ sau } [\mu m / km] \\ I_h &= \frac{U_v}{L_f} \quad [mm^3 / km] \\ I_h &= \frac{U_m}{L_f} \quad [g / km] \text{ sau } [mg / km] \end{aligned} \quad (6.4)$$

Important este să se exprime corect *lungimea de frecare* pentru determinarea intensității de uzare.

Se definește *lungimea de frecare* ca fiind distanța pe parcursul căreia, un punct de pe suprafața unei cuple de frecare vine în contact nemijlocit cu suprafața conjugată.

Se dau în continuare pentru câteva cuple de frecare expresiile lungimilor de frecare (L_f) în [mm], ale ariilor nominale (A_n) și ariilor de frecare (A_f) în [mm²]:

a) cupla de alunecare tip disc-sabot (fig. 6.4)

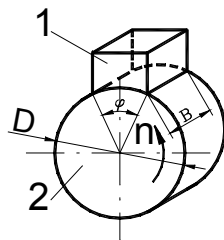


Fig. 6.4

$$\begin{aligned} L_{f1} &= \pi \cdot D \cdot 60 \cdot n \cdot t; & L_{f2} &= \varphi \cdot \frac{D}{2} \cdot 60 \cdot n \cdot t \\ A_n &= \varphi \cdot \frac{D}{2} \cdot B \\ A_{f1} &= \pi \cdot D \cdot B; & A_{f2} &= \varphi \cdot \frac{D}{2} \cdot B \end{aligned} \quad (6.5)$$

b) cupla de rostogolire cu contact liniar (fig. 6.5)

$$L_{fi} = \varphi_i \frac{D_i}{2} 60n_i t = 2b \frac{v_{r-i}}{v_i} 60n_i t; \bigcup i = \overline{1,2}; \begin{cases} v_{r-1} = v_1 \left(1 - \frac{n_2 D_2}{n_1 D_1} \right) \\ v_{r-1} = v_1 \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} - 1 \right) \end{cases} \quad (6.6)$$

Înlocuind se obține:

$$L_{f1} = 2b \left(1 - \frac{n_2 D_2}{n_1 D_1} \right) 60n_1 t;$$

$$L_{f2} = 2b \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} - 1 \right) 60n_2 t$$

$$A_n = \varphi_1 \cdot \frac{D_1}{2} B = \varphi_2 \cdot \frac{D_2}{2} B$$

$$A_{f1} = \pi \frac{D_1}{2} B; \quad A_{f2} = \pi \frac{D_2}{2} B$$

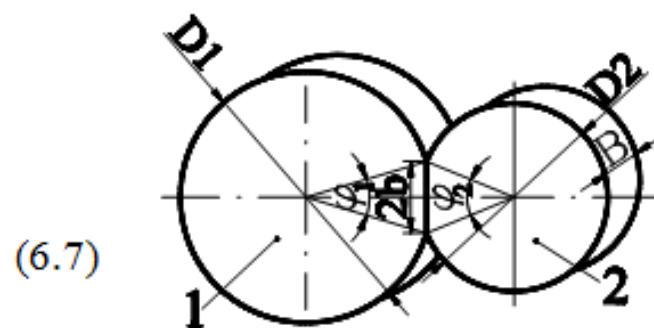


Fig. 6.5

a) cupla plană de translație (fig. 6.6)

$$L_{f1} = x \cdot 60 \cdot 2 \cdot n \cdot t; \quad L_{f2} = L \cdot 2 \cdot n \cdot t$$

$$A_n = ab$$

$$A_{f2} = (L + a) \cdot b; \quad A_{f1} = ab$$

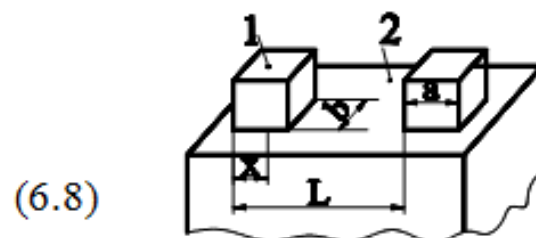


Fig. 6.6

d) cupla plană de rotație disc-știft (fig. 6.7)

$$L_{f1} = d \cdot 60 \cdot n \cdot t; \quad L_{f2} = \pi D_m \cdot 60 \cdot n \cdot t$$

$$A_n = \frac{\pi d^2}{4} \quad (6.9)$$

$$A_{f1} \approx \pi \cdot D_m \cdot d; \quad A_{f2} = \frac{\pi d^2}{4}$$

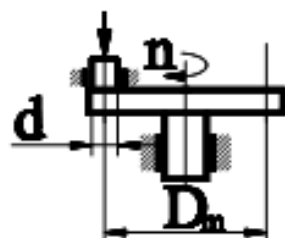


Fig. 6.7

e) cupla de rotație tip lagăr de alunecare (fig. 6.10)

$$L_{f1} = \varphi_0 \frac{d}{2} 60nt, \quad L_{f2} = \pi d 60nt$$

$$A_n = \varphi_0 dB$$

$$A_{f1} = \pi dB; \quad A_{f2} = \varphi_0 \frac{d}{2} B$$

(6.6)



Fig. 6.8

f) cupla plană de rotație tip pivot (fig. 6.9)

$$L_{f1} = 2\pi r; \quad L_{f2} = \alpha \cdot z \cdot r \bigcup r \in \left[\frac{D_i}{2}, \frac{D_e}{2} \right]$$

$$A_n = \frac{\alpha \cdot z}{8} (D_e^2 - D_i^2) \quad (6.11)$$

$$A_{f1} = \frac{\alpha \cdot z}{8} (D_e^2 - D_i^2); \quad A_{f2} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)$$

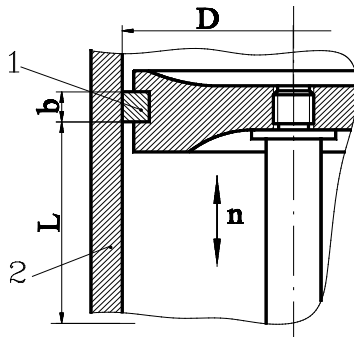


Fig. 6.10

g) cupla de translație tip segment-cilindru (fig. 6.10)

$$L_{f2} = L \cdot n \cdot 60 \cdot t; \quad L_{f1} = b \cdot n \cdot 60 \cdot t$$

$$A_n = \pi \cdot D \cdot b \quad (6.12)$$

$$A_{f1} = \pi \cdot D \cdot b; \quad A_{f2} = \pi \cdot D \cdot L$$

unde n reprezintă numărul de curse duble pe minut, egal cu turația arborelui cotit.

Viteza de uzare se definește ca fiind variația uzurii în timp, exprimându-se printr-o relație de tipul:

$$v_u = \frac{dU}{dt} = \frac{\Delta U}{\Delta t} \quad (6.13)$$

unde ΔU este variația uzurii ca lungime, volum sau masă într-o perioadă dată de timp de Δt .

6.4. Tipuri de uzare

Din punct de vedere al naturii și evoluției uzării se consideră ca predominante *patru tipuri fundamentale de uzare*: adeziunea, abraziunea, oboseala și coroziunea, dar se pot manifesta și forme *derivate* (gripajul, pittingul, oxidarea) sau *particulare* (brinelarea, impactul, cavitația, prin arc electric).

6.4.1. Uzarea de adeziune (de aderență) se prezintă sub două forme:

-*formarea și ruperea microsudurilor* care se formează între vârfurile microneregularităților suprafețelor cuplelor de frecare, conducând la smulgere de material din corpul mai moale, a căror existență pe zone întinse produce *gripajul* (blocarea mișcării relative din cuplele de frecare);

-*transferul de material* de la o suprafață la alta ca o consecință a adeziunii moleculare.

S-au stabilit relații experimentale pentru calculul uzării, ca de exemplu volumul de material uzat prin adeziune este proporțional cu sarcina ce încarcă culpa de frecare, F_n , lungimea de frecare, L_f , și invers proporțională cu duritatea suprafețelor, $D_{HB(HV)}$ și poate fi exprimat prin relația:

$$U_V = K_{ader} \cdot \frac{F_n \cdot L_f}{D_{HB(HV)}} [mm] \quad \text{cu } D_{HB} \approx 3 \cdot p_c \quad (6.14)$$

unde: K_{ader} este coeficient de uzură, cu valori date în literatură;

F_n - forța normală pe suprafața de contact, în [N];

$L_f = v \cdot t$ - lungimea de frecare, în [mm];

v – viteza relativă dintre suprafețele cuplei de frecare, [mm²/s];

t - timpul, [s];

$D_{HB (HV)}$ - duritatea corpului mai moale, în [HB (HV)];

p_c - presiunea de curgere mai moale.

Se pot formula cele trei legi ale uzării abrazive:

- Volumul de material uzat este proporțional cu sarcina;
- Volumul de material uzat este proporțional cu lungimea de frecare;
- Volumul de material uzat este invers proporțional cu duritatea.

Rezultatele unor experimente nu au putut fi cu cuprinse cantitativ în relațiile volumului de material uzat prin adeziune cum este cazul compatibilității metalurgice (gradul de solubilitate totală), structura materialelor sau granulația structurii:

- creșterea gradului de incompatibilitate reduce uzura;
- structura hexagonală a metalelor conduce la uzură redusă față de structura cubică;
- granulația mică conduce la uzuri mai mari decât o granulație mare a structurii cristaline.

O formă severă de uzare adezivă este *gripajul*. Apare la presiune de contact ridicată, viteze de alunecare mari, ungere insuficientă, când între rugozitățile suprafețelor cuplei de frecare se formează joncțiuni prin microsuduri. Aceste joncțiuni se produc în prezența sau nu a unui flux termic însemnat.

Gripajul poate fi pe zone reduse, numindu-se *gripaj incipient*, sau pe zone extinse, numit *gripaj total*, ducând la blocarea cuplei de frecare. Până în prezent uzura prin gripaj nu se poate aprecia datorită informațiilor insuficiente pentru a putea stabili o teorie unitară. Totuși, literatura de specialitate indică câteva criterii de evitare a fenomenului de gripare: criteriul termic, criteriul $(p \cdot v) = \text{constant}$, sau criteriul ruperii filmului microelastohidrodinamic.

Din analiza fenomenelor de uzare adezivă se intuesc câteva *posibilități de prevenire* a acesteia:

- ° formarea cuplei de frecare din materiale neantagoniste;
- ° realizarea unui rodaj corect;
- ° asigurarea unui film gros de ulei, mai ales la cuplele din materiale antagoniste;
- ° folosirea lubrifianților cu aditivi antigripare (EP) ;
- ° menținerea unei temperaturi joase în zona contactului;
- ° utilizarea uleiurilor cu vâscozitate ridicată;
- ° creșterea durităților suprafețelor de contact

6.4.2. Uzarea de abraziune. Uzarea de abraziune are loc ca urmare a deformațiilor plastice locale, zgârieturilor fine și detașărilor de metal provocate de prezența unor particule dure între suprafețele în contact provenite din exterior sau dintr-o fază anterioară a procesului de uzare, cât și a unor asperități dure ale uneia din suprafețele în contact, care acționează ca niște microscule așchietoare. Când uzarea este produsă de o parte mai dură a unei suprafețe procesul este denumit *abraziune cu două corpuri* (fig. 6.11, a), iar când uzarea este produsă de corpuri desprinse procesul se numește *abraziune cu trei corpuri* (fig. 6.11, b și c).

Acest tip de uzare este des întâlnit la organele active ale mașinilor de prelucrat solul (mașini agricole, mașini și utilaje miniere și petroliere, etc.), utilaje de mărunțit (mori cu bile și role, concasoare, etc.), cuple de frecare ce lucrează în mediu impurificat (ghidajele mașinilor unelte, aspiratoare, angrenaje deschise, etc.), dar se întâlnește și în perioada de rodaj a mașinilor.

La materialele elastice (ductile) cu rezistență mare la rupere (metalele și aliajele lor) asperitățile și particulele dure conduc la deformarea (curgerea plastică) a materialului mai moale, iar la materialele ceramice casabile suprafețele în contact se deformează în mod egal. Deformațiile plastice ale asperităților apar chiar și la sarcini mici la metale.

La prima vedere se crede că teoria uzării de abraziune este relativ simplă, dar în realitate este complicată datorită caracterului său complex.

Pentru micșorarea uzurii de abraziune se recomandă creșterea durității suprafețelor, filtrarea lubrifiantului, etanșarea suprafețelor.

Creșterea durității suprafețelor se poate realiza prin:

- tratamente termice de călire superficială sau călire izotermă, care conduc la obținerea martensitei sau bainitei inferioare la suprafața pieselor;
- tratamente termochimice cum ar fi carburarea și carbonitrurarea urmate de călire, nitrurare, cromizare, titanizare, borurare ;
- placarea suprafețelor cu aliaje dure și carburi metalice ;
- folosirea oțelurilor bogat aliate cu mangan, care au tendința de ecruisare;
- utilizarea fontelor albe ledeburitice.

Desigur, duritatea suprafețelor ce formează o cuplă de frecare trebuie să difere cu raportul $DV_1/DV_2 < 0,8$, având duritatea mai mare pentru suprafața cu lungimea de frecare mai mare.

Câteva durităților ale suprafețelor oțelurilor obținute prin diferite tratamente se dau în tabelul 6.1 pentru a avea o imagine deplină a condiției durității.

Prin filtrare trebuie să particulele dure. Acest lucru vederea tehnic nu se poate și apelează la câteva soluții:

- practicarea unor din suprafețe unde se pentru o perioadă particulele
- unele materiale (Ag, proprietatea de a încorpora o particulele dure ;

- utilizarea grosimilor de lubrifianți mai mari față de dimensiunile particulelor abrazive.

Tabelul 6.1		asupra
Tratamentul aplicat	Duritatea DV	raportului
Călire superficială	600...700	se rețină toate din punct de atunci se
Carburare	550...700	
Carbonitrurare	550...700	
Nitrurare în gaz	600...900	canale pe una depozitează abrazive ; In, Pb) au parte din
Nitrurare ionică	700...1100	
Borurare	1400...2200	
Cromizare	1400...2000	
Vanadizare	1800...2500	

6.4.3. Uzura de oboseală. Uzura de oboseală apare ca urmare a solicitărilor ciclice a stratului superficial, apariției deformațiilor plastice și/sau apariția fisurilor.

Mai des se manifestă prin ciupituri (pitting) și cojire (peeling).

Pittingul (uzura de ciupire) constituie un tip specific de uzare la oboseală la tribosistemele cu contact hertzian, cum este cazul angrenajelor, rulmenților, camelor, căilor de rulare și bandajelor, etc. Apariția pittingului se explică prin oboseala stratului superficial cu apariția fisurilor, în care pătrunde lubrifiant. La trecerea contra-piese în lubrifiantul pătruns în fisură se crează presiuni mari care propagă fisura (fig. 6.12). Întâlnirea a două, trei fisuri face să se desprindă material de pe suprafața pieselor de mărimea unui vârf de ac (ciupituri) care, dacă nu se iau măsuri, poate să progreseze ducând până la *exfoliere*. S-a constatat experimental că acest fenomen apare, în special, la oțelurile netratate și îmbunătățite ($HB < 3500 \text{ MPa}$). Micșorarea riscului de apariție se realizează prin durificarea suprafețelor sau utilizarea lubrifianților cu vâscozitate mare.

Peelingul (uzura prin cojire) apare ca urmare a "petelor moi" rămase de la tratamentele termice, zgârieturilor de la finisarea suprafețelor, ungerea insuficientă, etc.

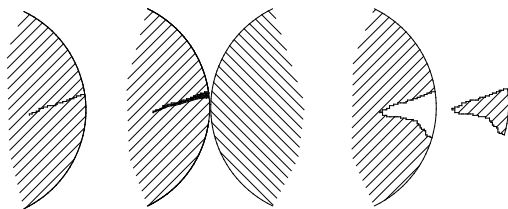


Fig. 6.12. Formarea fisurii și desprinderii de material

Din analiza lui R. Hertz se constată că tensiunile normale maxime apar la suprafață, iar tensiunile de forfecare sunt maxime în adâncime, la cca. $0,47 \cdot a$ pentru contactul punctual și la $0,78 \cdot b$ pentru contactul liniar, unde a și b sunt semiaxele suprafețelor de contact. Aceste tensiuni se modifică permanent ca valoare ca urmare a ciclicității fenomenului, ducând la oboseala materialului la suprafață și apariția fisurilor ce au o înclinare de aproximativ 45^0 față de direcția de rostogolire. Consecința este apariția ciupiturilor și cojirii superficiale. Pittingul apare ca urmare a propagării fisurii în adâncime (fig. 6.12), iar peelingul datorită propagării fisurii la suprafață.

Durata de apariție a fenomenului de deteriorare prin oboseala de contact a fost pus în evidență de cercetătorii de la SKF matematicianul G. Lundberg și inginerul A. Palmgren prin anii 1947-1951, acestea fiind dependentă de amplitudinea tensiunii de forfecare, condițiile de lubrifiere și rezistența la oboseală a materialelor. Ulterior prin cercetările întreprinse la Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" din Iași și SC Rulmenți Bârlad s-a arătat că durata de apariție a uzurii de contact este influențată nu numai de tensiunile tangențiale ci de toate tensiunile ce se dezvoltă la nivelul contactului.

Un exemplu tipic de oboseală de contact este apariția fisurilor pe căile de rulare la rulmenți. Pe baza datelor experimentale realizate în anii 40 ai secolului al XX-lea pentru rulmenți a fost elaborată cea mai veche metodă de evaluare a durabilității lagărelor cu rulmenți. Această metodă se bazează pe distribuția statistică Weibull, fiind o metodă de predicție a durabilității. Ulterior această metodă a fost îmbunătățită de Lundberg și Palmgren, care a și fost standardizată de ISO (în 1962). Pe baza ei se determină durabilitatea lagărelor cu rulmenți:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad \cup \begin{cases} p = 3 \text{ pentru contact punctu (rulmenți cu bile)} \\ p = \frac{10}{3} \text{ pentru contact liniar (rulmenți cu role)} \end{cases} \quad (6.15)$$

unde C este capacitatea (sarcina) dinamică de bază a rulmenților lagărului ;

P - sarcina dinamică echivalentă care încarcă lagărul.

Dacă C și P se măsoară în [N] rezultă durabilitatea lagărului pentru o fiabilitate de 90%, L_{10} , în [milioane de cicluri (rotații)].

De la apariția metodei s-au îmbunătățit materialele, procedeele de fabricare a rulmenților și materialele de ungere, astfel că relația (6.15) s-a completat cu o serie de coeficienți de corecție. În România această corecție este pusă sub forma următoare:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} = a_1 a_{23} L_{10} \quad (6.16)$$

unde L_{na} este durabilitatea lagărului pentru un nivel n al fiabilității;

a_1 - coeficientul de corecție al durabilității pentru o fiabilitate dată ;

a_2 - coeficientul de corecție pentru material ;

a_3 - coeficientul de corecție a durabilității pentru condițiile de funcționare a lagărului ;

a_{23} - coeficientul de corecție (combinat) al materialului și condițiilor de funcționare.

Oboseala de contact nu apare numai la contactul cu rostogolire ci și la contactul cu rostogolire și alunecare, sau numai la contactul cu alunecare. La aceste tipuri de contacte fisurile apar mai aproape de suprafață deoarece tensiunile de forfecare sunt mai mari mai aproape de suprafață.

Reducerea uzării de contact se face luând o serie de măsuri, dintre care se amintesc :

- utilizarea materialelor cu un grad ridicat de puritate. Oțelurile cu conținut ridicat de carbon (0,95...1,10%C) din care se realizează rulmenții se elaborează sau se retopesc în vid, reducându-se conținutul de oxizi, nitruri, fosfuri, sulfuri, posibile amorse de fisuri ;

- straturile superficiale, supuse rostogolirii, trebuie să aibă o structură omogenă, cu posibilitate de durificare superficială. Adâncimea de durificare trebuie să fie mai mare ca adâncimea unde se situează tensiunea maximă de contact;

- aplicarea tratamentelor termice și termochimice care introduc tensiuni remanente de compresiune. Aceste tratamente sunt: călirea superficială, carburarea, carbonitrurarea, nitrurarea în gaz, nitrurarea ionică;

- asigurarea unui fibraj paralel cu direcția de rostogolire, crescând durata de viață a contactului cu cca. 20% față de fibraj transversal, sau 40...50% pentru un fibraj perpendicular de suprafață ;

- utilizarea uleiurilor la care vâscozitatea lui crește rapid cu presiunea, iar relaxarea să se facă lent. Uleiurile naftenice îndeplinesc cel mai bine această recomandare;

- eliminarea agenților corozivi care pătrunși în fisuri grăbesc apariția oboselii de contact.

6.4.4. Uzarea de coroziune. Uzarea de coroziune se produce când frecarea are loc într-un mediu agresiv (coroziv) datorându-se, în principal, reacțiilor chimice a unor factori activi din lubrifiantul sau mediul unde lucrează suprafețele.

Mediul cel mai răspândit în care lucrează cuplele de frecare este aerul, iar substanța agresivă din aer este oxigenul.

Ruginirea este un caz particular al coroziunii, datorându-se prezenței umidității atmosferice sau apei în lubrifiant.

Căldura amplifică fenomenul de coroziune.

Produsele chimice de oxidare formează pe suprafețele de frecare straturi subțiri (sub 1 μm), care tind să încetinească sau chiar să oprească coroziunea. Într-o cuplă de frecare existând mișcare între suprafețe oxidate stratul de oxid este îndepărtat și oxidarea continuă.

Gradul mare de aciditate al uleiurilor poate produce coroziunea chimică a suprafețelor cu care vine în contact.

Dacă coroziunea se produce într-un mediu în care reacția chimică este însoțită de trecerea unui curent electric ca urmare a unei diferențe de potențial în regiunile unde are loc reacția chimică uzura se numește *uzură (coroziune) electrochimică*.

Datorită solicitărilor ciclice mecanice conjugate cu acțiunea de natură chimică are loc o uzare mai intensă, numită *coroziunea mecanică* sau *tribocoroziunea*.

În condițiile de exploatare foarte variate ale metalelor și aliajelor acestora se întâlnesc diferite forme de atac coroziv:

- *coroziunea de suprafață*, când suprafața metalului este atacată, în general, uniform. Se observă pe suprafața pieselor o peliculă de culoare închisă care este un produs de coroziune - săruri bazice, carbonați, etc. Pelicula creată este pasivă la agentul coroziv, protejând piesa, dar ca urmare a proceselor de frecare fiind îndepărtată coroziunea continuă.

- *coroziunea punctiformă*, când metalul este atacat numai în unele puncte de pe suprafața pieselor. Acest tip de coroziune este foarte periculoasă, putând înainta în profunzime până la perforarea piesei. Este greu de controlat, iar evaluarea este dificilă.

- *coroziunea intercristalină* se produce când atacul se produce în lungul limitelor grăunților cristalului. Rezistența mecanică a pieselor scade, structura devenind sfărâmicioasă. Tendința spre o astfel de coroziune o au oțelurile, chiar inoxidabile, austenitice prelucrate la cald (deformări plastice sau sudări) și aliajele aluminiului (duraluminul) în urma tratamentului de îmbătrânire artificială sau naturală. O astfel de coroziune este un proces periculos deoarece nu poate fi sesizat din exterior.

- *coroziunea selectivă* apare când un constituent este atacat sau soluțiile solide dizolvate separându-se din nou în componentele inițiale.

Combaterea uzării de coroziune se face prin:

- schimbarea lubrifiantului la intervale mai mici, când agresivitatea chimică crește pronunțat ;

- utilizarea uleiurilor aditivate (AC, AO, AR);

- alegerea materialelor cuplelor în mod corespunzător;

- reducerea temperaturii suprafețelor de frecare prin creșterea debitului de lubrifiant. Prin această măsură reacțiile chimice la nivelul interacțiunilor suprafețelor se reduc. Creșterea debitului de lubrifiant nu trebuie să ducă la scăderea exagerată a vâscozității uleiului pentru că vâscozitatea scade cu temperatura, crescând, astfel, forțele de frecare ;

- etanșarea incintelor, evită infestarea interacțiunii suprafețelor cu apă sau agenți chimici corozivi ;

- utilizarea materialelor pentru cuplele de frecare care să nu formeze micropile galvanice, etc.

6.4.5. Alte forme de uzare: Coroziunea de fretare. La asamblările prin forță (de frecare) între suprafețele în contact pot avea loc mișcări relative de amplitudine mică producând o uzură a contactului suprafețelor. Dacă în zona contactului predomină și o reacție chimică se produce o coroziune de contact, numită în tehnică și coroziune de fretaj.

Uzarea de cavitație apare datorită solicitărilor pulsatorii, de origine fluidă, a suprafețelor paletelor mașinilor hidraulice, turbocompressoarelor, elicelor, etc. Fenomenul se explică prin smulgerea de metal ca urmare a spargerii unor bule de vapori și gaze produse ca efect a vitezelor relative mari și, apoi, a depășirii punctului de fierbere al fluidului. Reducerea efectului se face prin durificarea suprafețelor și folosirea unor oțeluri aliate.

Brinelarea este degradarea prin deformare plastică, în special, a căilor de rulare a rulmenților sub formă de imprimări de calote sferice.

Uzarea de impact este specifică utilajelor ce lucrează cu șoc: mori cu bile, concasoare cu ciocane, utilaje de perforat. Această uzare îmbracă mai multe aspecte- abrazivă, adeziune, deformare plastică.

7. PROPRIETĂȚI ALE MATERIALELOR UTILIZATE ÎN PROCESELE DE FRECARĂ-UZARE

La dimensionarea, verificarea sau determinarea capacității portante a unui organ de mașină se iau în considerare anumite proprietăți mecanice ale materialelor stabilite la nivelul întregului volum de material:

- modulele de elasticitate, E , G ;
- limita la rupere, R_m ;
- limita la curgere, $R_{p0,2}$;
- limitele de rupere prin oboseală, R_{-1} , R_{-0} ;
- limita la fluaj (reziliența), etc.

Aceste mărimi variază însă mult atât cu natura, structura și puritatea materialului, cât și cu temperatura de regim, tehnologia de execuție, mediul de lucru.

În multe condiții, printre care și procesele de frecare-uzare unele din proprietățile mecanice trebuie considerate la nivelul zonei de lucru (contact), unde își au originea procesele de distrugere ca urmare a distribuției presiunii de contact, tensiunilor tangențiale, temperaturilor de contact sau a atacului chimic și descărcărilor electrice.

Din punct de vedere tribologic caracteristicile materialelor se pot grupa în două mari grupe:

1° caracteristici de suprafață: structura superficială, rezistența la oboseală, duritatea, reactivitatea chimică, afinitatea metalurgică, conformabilitatea, încorporabilitatea.

2° caracteristici de volum: modulele de elasticitate, rezistențele de curgere și rezistență de rupere, coeficienții de dilatare termică, tenacitatea, capacitatea de amortizare a vibrațiilor.

Ca urmare a evoluției contradictorii a multora dintre aceste caracteristici mecanice menționate, pentru procesele de frecare-uzare nu există un cuplu de materiale perfecte, care să satisfacă toate cerințele.

7.1. Modul de influență al caracteristicilor mecanice în procesele de frecare - uzare

7.1.1 Structura superficială. În procesele de frecare-uzare are loc un transfer de atomi între suprafețele cuplelor de frecare. Acest transfer reciproc se datorează legăturilor slabe ale atomilor ce formează rețeaua cristalină și este dependent de natura elementelor componente, mărimea presiunii de contact, nivelul temperaturii de contact. Ca urmare a acestui transfer la nivelul suprafețelor de frecare se formează soluții solide sau compuși, care au proprietăți diferite comparativ ce cele ale materialelor inițiale.

Alunecările între cristale au loc după planurile de densitate maximă de atomi. Sistemul cubic cu fețe centrale are 12 planuri de alunecare, iar sistemul hexagonal compact are un singur plan principal de alunecare. Distribuția tensiunilor de contact și tangențiale măresc tendința de alunecare a cristalelor ca urmare a reorientării acestora. Temperatura locală de pe suprafețele de frecare poate contribui la orientarea

structurilor. Astfel, temperatura de la suprafața cuplelor de frecare poate depăși, în multe situații, temperatura de recrystalizare a multor metale. Astfel structurile deformate se refac și se reorientează. Cea mai mare tendință de reorientare o au structurile hexagonale față de structurile cubice (cu fețe centrate sau volum centrat) care au tendința de rotire limitată a planurilor. De asemenea, la structurile formate din cristale dure și stabile alături de cele ductile și ușor fuzibile temperatura superficială are o influență în procesele de frecare-uzare prin topirea unor constituenți și transformarea alotropică a acestora. (Alotropia este proprietatea unor elemente chimice de a exista în două sau mai multe forme care diferă între ele din punct de vedere fizic, iar uneori și din punct de vedere chimic.

S-a observat că forfecarea maximă la cuplele de frecare herteziene se produce în profunzime (0,2...0,4 mm) la structurile cu cristale de dimensiuni mici (sutimi de milimetru) și către suprafață la structurile cu cristale de dimensiuni mari. Explicația provine din efortul critic de dislocare, care la structura fină este mai mare ca urmare a legăturilor strânsse între cristalele mici.

Defectele submicroscopice (distorsiuni, dislocări, lacune) și defectele microscopice (microfisuri, micropori, impurități) sunt amorse de alunecări și distrugeri superficiale.

În concluzie se poate afirma că structura superficială a cuplelor de frecare intervine în procesele de frecare-uzare prin:

- transferul de atomi la nivelul contactului;
- reorientarea rețelei cristaline;
- dimensiunile rețelei cristaline;
- natura și stabilitatea constituenților.

7.1.2. Rezistența la oboseala superficială. Solicitățile ciclice ale suprafețelor cuplelor de frecare produc deformarea periodică și solicitarea variabilă a stratului superficial, și astfel materialul devine mai fragil.

Rezistența la oboseala superficială este dependentă de mulți factori, cum ar fi: structura superficială, orientarea rețelei cristaline în raport cu direcția solicitării, tehnologia de execuție, tratamentele termice, termochimice sau mecanice, acoperiri anticorozive, condiții de lucru și mediu, mărimea pieselor și precizia de execuție, factorii chimici ai mediului și lubrifianului, etc.

Sub efectul solicitărilor exterioare, până la o anumită limită a încărcării, suprafețele se deformează elastic. Când aceste limite sunt depășite, apar deformații plastice însoțite de deformații remanente cu alunecări și ruperi ale rețelei cristaline. În aceste zone se formează microfisuri.

Aceste microfisuri pot apare și la încărcări inferioare deformațiilor plastice, datorate unor factori interni (incluziuni, goluri sau structuri neomogene, cu cristale dure într-o matrice metalică moale) sau a unor factori externi (formarea pieselor cu concentratori sau aplicarea concentrată a sarcinilor).

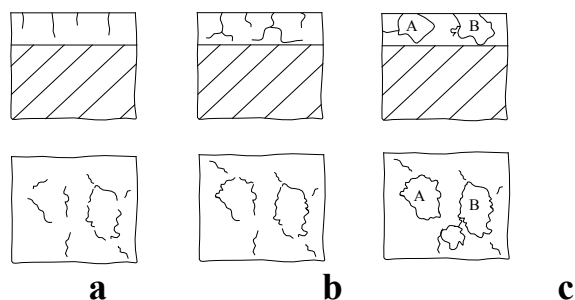


Fig. 7.1. Schema distrugerii prin oboseală

Capătul microfisurilor este un nou concentrator de tensiuni, care la noi solicitări se produc alte fisuri, iar cele vechi se propagă și se măresc. Intersecția mai multor fisuri conduce la dislocări de material din stratul superficial (fig.7.1).

Oboseala termică poate genera fisuri ca urmare a dilatărilor și contracțiilor materialelor. Oboseala termică este mai intensă la materialele care nu cristalizează în

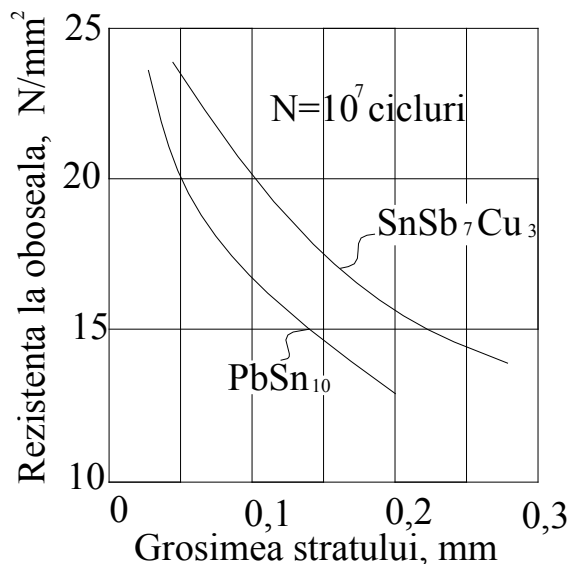


Fig. 7.2. Evoluția rezistenței la oboseală cu grosimea stratului antifricțiune

sistem cubic. Astfel se explică de ce aliajele pe bază de staniu, cu rețea tetragonală și cele de cadmiu, cu rețeaua hexagonală, au o rezistență scăzută la oboseala termică.

Calitatea stratului superficial are o mare importanță asupra rezistenței la oboseala superficială. Dacă se încearcă creșterea acesteia prin mărirea stratului antifricțiune din cuplele de frecare nu se reușește datorită deformărilor plastice însoțite de o ecrusare. În figura 7.2 se observă această tendință, iar în tabelul 7.1 funcție și de natura materialului.

7.1.3. Afinitatea metalografică.

Unele metale într-un contact alunecător au tendința de a forma noi constituenți cu proprietăți diferite de cele ale materialelor de

Tabelul 7.1

Materialul antifricțiune	Grosimea stratului, în [mm]	Rezistența la oboseală pentru $4,8 \cdot 10^6$ cicluri, în [MPa]
Cu Pb22 Sn4 sinterizat	0,38	50,7
Al Pb3 Cu1	0,38	48,5
Al Sn20 Cu1	0,38	43,0
Pb In5	0,11	40,0
Pb In10	0,11	40,0
Cu Pb30 sinterizat	0,38	36,4
Sn Sb9 Cu4	0,30	14,0
Sn Sb7 Cu3	0,30	13,4
Pb Sb15 Sn1	0,30	13,0
Pb Sb15 Sn10	0,30	13,0

bază. Această tendință se numește afinitate metalografică sau solubilitate reciprocă.

În figura 7.3 este prezentată o grilă care indică în mod calitativ afinitatea metalografică (solubilitatea reciprocă) a principalelor metale care intră în componența materialelor în frecare.

Se observă că metalele cu același nume (identice) au tendința cea mai mare de a forma soluții (au afinitatea maximă). La nivelul contactului are loc un proces intens de transfer reciproc de atomi, care în scurt timp conduce la blocarea cuplei. Deci cuplurile de metale care formează soluții solubile sunt incompatibile din punct de

vedere tribologic. Prin tratamentele termochimice se reduce afinitatea metalurgică ca urmare a modificării compoziției chimice și a structurii stratului superficial .

	W	Mo	Cr	Co	Ni	Fe	Nb	Pt	Zr	Ti	Si	Cu	Au	Ag	Al	Zn	Mg	Cd	Sn	C	Pb	In
In				●	●	●		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Pb	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
C	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Sn	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cd			○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Mg		○		○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Zn		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Al	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Ag	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Au	○	○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cu	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Si	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Ti	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Zr	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Pt	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Nb	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Fe	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Ni	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Co	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cr	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Mo	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
W	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

- Incompatibil
- Partial incompatibil
- Partial compatibil
- Compatibilitate mare
- Identice

Fig. 7.3. Grila solubilității reciproce a principalelor metale

Un coeficient mic de frecare se obține dacă la împerecherea materialelor cuplurilor de frecare se respectă următoarele condiții :

- cele două metale sunt insolubile în stare solidă și nu formează compuși intermetalici.
- unul dintre metale se situează în dreapta coloanei Ni-Pd-Pt din Tabelul periodic al elementelor, al lui Mendeleev (fig. 7.4).

		1		Num[rul atomic Simbolul Masa atomica]		Metale de tranziție											
		H		1.00794													
		</															

7.1.4. Duritatea. Mărimea durității este strâns legată de natura și dimensiunile rețelei cristaline care preiau sarcina. Pe măsură ce crește finețea rețelei se constată o creștere a durității suprafeței de frecare la aceeași compoziție chimică. Această

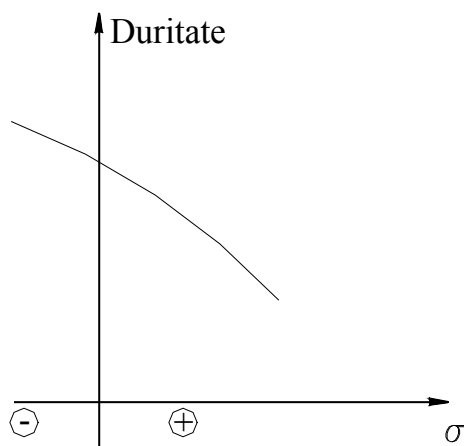


Fig. 7.5. Tendința creșterii durității prin existența tensiunilor de compresiune în stratul superficial

tendință se explică prin apropierea cristalelor, creșterea densităților și astfel se împiedică dislocațiile. Creșterea durității se poate asigura și prin introducerea tensiunilor de compresiune remanente în stratul superficial (fig 7.5). Se credea că fenomenul de uzare este legat direct de duritatea superficială a cuplurilor de frecare, lucru ce nu este concludent.

Duritatea metalelor și aliajelor se măsoară în mai multe unități: Brinell, Rockver, Vickers, MPa. În STAS R 883-82 se dă corespondența dintre aceste unități de măsurare a durității.

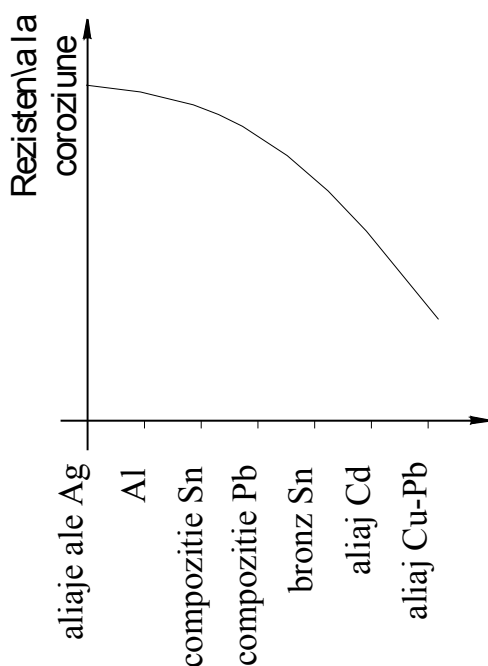


Fig. 7.6. Rezistența la coroziune a unor aliaje

7.1.5. Rezistența la coroziune. Nu toate materialele cuplurilor de frecare se comportă identic din punct de vedere chimic cu compușii și substanțele mediului de lucru sau de ungere, existând reacții chimice. Chiar unii aditivi ai lubrifianților reacționează chimic cu Ca, Pb, Zn, Al, Cu. Solicitățile ce introduc tensiuni normale pozitive și temperaturile intensifică procesele de coroziune. Aliajele de argint au comportarea cea mai bună la coroziune, iar cea mai slabă aliajele cupru-plumb (fig 7.6).

Agentul chimic nu atacă numai stratul superficial. El poate pătrunde și sub strat, iar sub acțiunea forțelor tangențiale se poate ajunge la exfolierea stratului superficial și chiar distrugerea cuplei.

7.1.6. Conformabilitatea aliajelor antifricțiune. Conformabilitatea este calitatea unui aliaj antifricțiune de a se deforma plastic în

zona de încărcare maximă, luând o altă formă geometrică favorabilă formării și menținerii peliculei lubrifiante.

Într-o cuplă de frecare cel puțin o suprafață trebuie să cedeze plastic. De aceea cel puțin unul din materiale trebuie să aibă limita de curgere mai scăzută.

O comportare bună la conformabilitate o au aliajele pe bază de Sn, Pb, mase plastice și elastomerii. Prin conformabilitatea aliajelor nu se pot corecta erorile de formă și poziție ale suprafețelor și nici erorile de montaj.

7.1.7. Încorporabilitatea materialelor antifricțiune. Încorporabilitatea este proprietatea materialului antifricțiune de a reține și a încorpora particulele dure,

abrazive în el. Pentru ca aceste particule să poată fi înglobate trebuie să fie mai mici comparativ cu grosimea stratului de material antifricțiune.

Particulele dure și abrazive pătrund din mediul de lucru sau prin uzarea suprafețelor de frecare. Ele pot fi aduse și de lubrifiant dacă acesta nu este filtrat.

Materialele antifricțiune au o capacitate redusă de încorporare. În practică nu se urmărește creșterea acestor capacități, ci împiedicarea pătrunderii corpurilor străine între suprafețele în frecare.

7.2. Materialele cuplelor de frecare

Cantitatea de material uzat depinde de tipul materialelor folosite dintr-o cuplă de frecare, starea suprafețelor de contact și condițiile de lubrifiere.

Materialele utilizate la formarea cuplelor de frecare pot fi feroase și neferoase, metale sau materiale pure și aliaje, ceramice, anorganice moi, polimeri, lubrifianți solizi și autolubrifianți. La alegerea materialelor pentru diferite aplicații tribologice, în primul rând, se urmărește mecanismul de uzare și apoi se identifică materialele care satisfac, pe cât este de posibil, toate condițiile de lucru. Pentru aplicațiile tribologice există o largă paletă de materiale. Acestea se pot grupa astfel:

- metale feroase: fontă, oțel, oțel aliat;
- neferoase și aliaje: aur, argint, plumb, staniu, cupru, aliaje ale aluminiului, cobaltului, nichelului;
- ceramice și compuși: diamant, carburi, nitriți, boruri, silicați, oxizi;
- anorganice și nemetale: disulfura de molibden, grafit;
- polimeri: politetrafluoretilenă, acetati, politilenă, poliamide, elastomeri;

Proprietățile tribologice ale cuplelor de frecare se pot asigura și prin acoperiri ale suprafețelor de frecare cu straturi subțiri sau prin tratarea termică, mecanică și chimică a suprafețelor. Prin acoperirea sau tratarea suprafețelor se urmărește fie obținerea unor straturi moi, fie obținerea unor straturi dure.

Acoperirea suprafețelor de frecare se realizează cu straturi metalice subțiri prin depuneri electrochimice, metalizare, placare, transferare de metal.

Rezultate bune în obținerea unor proprietăți tribologice se obțin și prin tratarea suprafețelor cuplelor de frecare prin:

- tratamente termice și termochimice aplicate oțelurilor și fontelor: îmbunătățirea, călirea superficială prin curenți de înaltă frecvență (CIF), flacără oxiacetilenică (CF), laser sau fascicul de electroni, călirea izotermă, carburarea, carbonitrurarea, nitrurarea în gaz sau ionică, cromizarea, borurarea;
- tratamente aplicate aliajelor neferoase: recoaceri de recristalizare, omogenizare, detensionare, călire și revenire;
- tratamente antigripante: fosfatarea, sulfinizarea;
- ecrusarea: rulare, cu jet de alce.

Materialele cuplelor de frecare trebuie să nu aibă tendință de gripare, o conductivitate termică bună, modul de elasticitate redus, coeficient de frecare corespunzător (mic în unele situații și mare în alte situații), preț de cost redus. Nu există nici-un material să satisfacă toate cerințele enumerate mai sus: unele satisfac bine o parte din cerințe și satisfăcător sau slab pe altele. De aceea materialele se pot

grupa funcție de cerințele îndeplinite în procesele tribologice în materiale rezistente la uzare, materiale antifricțiune și materiale de fricțiune.

7.2.1. Materiale rezistente la uzare.

- *Oțelurile* sunt materialele cu cea mai mare răspândire la formarea cuplelor de frecare. Din această categorie se enumeră oțelurile rezistente la impact și șoc (bile și role ale morilor de măcinat, ciocanele și nicovalele mașinilor-unelte de deformat plastic, utilaje de construcții), oțelurile rezistente la uzarea de contact (angrenaje, came, rulmenți, etc.). Aceste oțeluri trebuie să aibă conținut ridicat de carbon (0,8...1%). În această categorie intră oțelurile de rulmenți (RUL 1, RUL 2), care după un tratament complex de recoacere de normalizare, recoacere de globulizare a carburilor și călire urmată de o răcire imediată pentru eliminarea austenitei reziduale se nitrucează la temperaturi joase precum și oțelurile de scule (MCW14, VMoC120, C120) supuse de asemenea unor tratamente complexe.

Oțelurile carbon și oțelurile slab aliate care au o comportare bună la uzare trebuie să aibă $C \geq 0,4\%$. Rezistența la uzare a oțelurilor se poate îmbunătăți prin aplicarea unor tratamente când se urmărește obținerea unei structuri fine: structura perlitică la oțelurile eutectoide se comportă mai bine la gripare decât structura martensitică rezultată în urma călirii. Structura martensitică rezultată la călire ridică rezistența la uzarea abrazivă, dar o scade dată cu modificarea temperaturii la revenire sau rezultată prin frecare dacă este peste 125°C .

O comportare bună la uzare o au oțelurile grafitizate, cu conținut ridicat de carbon (1,5...1,65 %) care conțin elemente de aliere ce intensifică formarea grafitului: bor, vanadiu, wolfram, aluminiu, cupru, cadmiu, titanul. Ele au o rezistență ridicată la uzare și un coeficient de frecare bun recomandându-se pentru confecționarea lagărelor ce lucrează în condiții grele: presiuni de contact de până la 30 MPa , viteze de alunecare de maxim 5 m/s , produsul $p \cdot v = 50\text{ MPa m/s}$ în condiții de șoc și vibrații.

Oțelurile bogat aliate cu mangan (105Mn120, 130Mn135, 70CrNiMn110), numite oțeluri manganoase (de tip "Hadfield") au o puternică tendință de ecruisare în exploatare ca urmare a solicitărilor de contact, duritatea stratului superficial ajungând de la 200...220 HV la 500...550 HV, miezul rămânând tenace. Deoarece tenacitatea acestor oțeluri scade mult peste 400°C ca urmare a apariției structurii perlitice în ele se adaugă până la 4% nichel și crom (T120CrMn130, T100NiMn130), menținându-le rezistența la uzare până la 600°C . Din aceste oțeluri se recomandă să se realizeze piese supuse la șoc: concasoare, șenile, ciocane, cupe de excavator, lame la utilaje terasiere, căptușeli și bile pentru mori, macaze de cale ferată, brăzdare și cormane de pluguri, discuri pentru grape și semănători și alte părți active de la mașinile agricole.

Oțelurile inoxidabile se utilizează unde predomină uzura specifică de coroziune.

- *Fontele* sunt aliajele fierului și carbonului, care în unele situații, sunt mai favorabile în procesele de frecare-uzare decât oțelurile.

Fontele cu grafit lamelar au o largă utilizare la cuplele de frecare. Structura lor este perlitică lamelară, fină, fără ferită. Unele elemente de adaos îmbunătățesc în mod direct comportarea la uzare a fontelor. Siliciu în proporție de 1,8...2,2 % ca element grafitizant, reduce cantitatea de cementită liberă și favorizează structurile bainitice și

martensitice favorabile frecării de alunecare. Fosforul se recomandă ca element de aliere funcție de elementele componente ale cuplei de frecare: la fontă/fontă - 0,045...0,075% (saboți/tamburi de frână), la fontă/oțel - 0,065...0,085% (saboți pentru materialul rulant), fontă/ nisip - 1,2% (duze la instalații de sablat). Manganul în proporție de 1,4...1,5% conduce la formarea de carburi cu rol în creșterea rezistenței la uzare. Și alte elemente de aliere conduc la creșterea rezistenței la uzare a fontelor cu grafit nodular cu ar fi: Cr ($>2,5\%$), Mo (0,3...0,6%), Sb ($<2\%$).

Fontele cu grafit nodular oferă cuplelor de frecare rezistență sporită la uzare dacă conținutul de carbon este între 3,4 și 4,1 %, având o structură perlitică. Elementele de aliere: Cr și Ni ($> 0,5\%$), Cu ($< 1,5\%$), V ($<0,25\%$), Mo ($<1\%$), Si (4...5%), Ti ($<0,1\%$) cresc rezistența la uzare a fontei cu grafit nodular. Fontele nodulare cu siliciu sunt bune pentru frecarea lubrifiată în condiții de temperatură ridicată cum este cazul la saboții de frână ai vagonelor de la calea ferată și segmentii de pistone la motoarele termice. De asemenea, prin tratamentele termice de normalizare, călire simplă, călire izotermă, călire superficială sau îmbunătățire conduc la o rezistență mai bună a fontelor cu grafit nodular la uzare ca urmare a obținerii unei structuri mai fine, de tip bainitic, cu duritate mai mare față de fonta netratată.

Fonta maleabilă cu miez alb, cu o structură perlitică, poate lucra în condiții de șocuri ușoare și vibrații ca urmare a miezului tenace. Prin elementele de aliere care nu frânează grafitizarea (Cr, Ni, Al, Mo) se îmbunătățește rezistența la uzare.

Fontele albe având duritatea mare sunt recomandate pentru uzările cu caracter abraziv și eroziv. Din ele se recomandă să se confecționeze cilindrii de laminor, calandrii din industria celulozei și hârtiei, fâlcile de concasare, roțile materialului rulant, axe cu came la motoarele termice, cilindrii și alte piese ale pompelor de noroi din industria petrolieră și minieră, etc.

- Reducerea uzării dar și a coeficienților de frecare se pot realiza prin depunerea electrochimică de straturi de metale - *crom dur*, *fier electrolitic* și aliaje de *cupru-staniu* la nivelul suprafețelor din oțel.

Depunerea de crom dur cu o grosime minimă de 60...80 μm asigură o duritate ridicată a suprafețelor (950...1050 HV) ceea ce conduce la creșterea rezistenței la uzarea abrazivă, dar și de coroziune. Depunerea de crom dur se face atât la piesele noi, cât și la piesele uzate, asigurându-se refacerea dimensiunilor. Stratul de crom dur este fragil și nu acceptă deformații locale.

Depunerea de fier electrolitic este mai economică decât cromarea dură dacă sunt rezolvate problemele de coroziune și toxice ale procedeului.

O categorie aparte de materiale rezistente la uzare sunt aliajele dure de compziție - *stelitul* (2...4%C, 25...%Cr, 10...25%W, 35...65%Co, $<10\%$ Fe) și aliajele dure sinterizate - *carburile* (WC, TiC, TaC, NbC, SiC, B₄C, Cr₃C₂). Primul -steitul - se utilizează în piese turnate, forjate, dar în special depuse prin încărcare, iar carburile se folosesc ca piese de sine stătătoare sau atașate prin sudare. Din ele se confecționează duze, lagăre de precizie, scaune de supape, piese de turbine, scule așchietoare, matrițe, etc.

7.2.2. Materiale antifricțiune

Materialele antifricțiune trebuie să posede câteva proprietăți printre care se amintesc: coeficient de frecare mic, tendință redusă de gripare, rezistență la uzare, conformabilitate, rezistență mecanică la compresiune și oboseală, conductivitate termică. Nu toate materialele antifricțiune satisfac în aceeași proporție aceste proprietăți.

Cuplele de frecare se confecționează, în principal, din aliaje și mai puțin din metale pure. În această categorie intră alamele antifricțiune, bronzurile, aliajele ușoare, fontele antifricțiune, copozții, materialele plastice.

- *Alamele antifricțiune* sunt aliaje pe bază de cupru aliat cu zincul. Au proprietăți de alunecare mai slabe, pretându-se pentru solicitări puternice. Proprietățile tribologice ale alamelor se îmbunătățesc dacă se adaugă elemente de aliere ca Pb, Sn, Al. Prezența fierului ce provine din forma de turnare sau rețeaua de turnare reutilizată înrăutățește caracteristicile mecanice și tribologice ale alamei.

- *Bronzurile antifricțiune* sunt aliajele cuprului cu staniu, plumbul, aluminiul, sau beriliul.

Cele mai utilizate sunt bronzurile cu staniu, acestea folosindu-se pentru confecționarea cuzinetelor lagărelor cu alunecare, glisierelor, roților melcate. Ele au o duritate mare ceea ce impune ca piesa conjugată să aibă suprafețele dure, cu o rugozitate mică și fără abateri de formă și poziție mari. Prețul lor datorită staniului este ridicat. Reducerea prețului se poate face prin înlocuirea staniului cu plumb, sau zinc. Plumbul îmbunătățește calitățile tribologice, prelucrabilitatea, dar înrăutățește rezistența la coroziune.

Bronzurile cu plumb (aliaje Cu-Pb), unde plumbul poate fi între 10% și 25%, chiar 40%, este cel mai simplu aliaj antifricțiune. Prin faptul că plumbul este solubil în cupru la temperaturi ridicate rezultă că pentru un interval destul de mare (cca. 700°C) insolubilitatea celor două metale face ca aliajul să fie format dintr-o matrice din cupru și incluziuni din plumb care servesc ca rezervoare pentru menținerea unui film continuu pe suprafețele conjugate de frecare. Elemente de aliere ca nichel, mangan, arsen, mangan, fosfor, sulf îmbunătățesc proprietățile tribologice ale aliajului.

Bronzurile cu plumb se utilizează sub formă de straturi subțiri turnate centrifugal pe suport de oțel cu $C < 0,15\%$ având conținut redus de fosfor și sulf. Pentru împiedicarea trecerii fierului în aliaj, mai întâi, suportul se acoperă galvanic cu un strat subțire (1...1,5 μm) de nichel. Caracteristicile antifricțiune ale acestora sunt prezentate în figura 7.7 (curba 1 CuPb25 cu OLC15, curba 2 CuPb20Sn5 cu oțel aliat, curba 3 CuPb20Sn5 cu oțel călit la 44HRC).

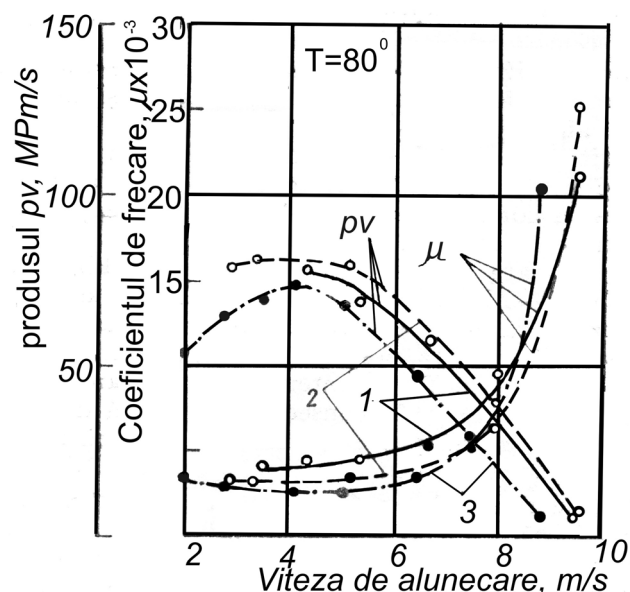


Fig. 7.7. Caracteristici antifricțiune ale unor bronzuri cu plumb

Bronzurile cu aluminiu utilizate în scopuri tribologice au 10...12% Al, fiind obținute numai din materiale noi, fără fosfor și carbon. Menținerea îndelungată a acestor bronzuri în stare topită conduce la oxidarea lor, formându-se compusul Al_2O_3 ce produce fragilitatea aliajului, impropriu cuplelor de frecare.

Prin alierea bronzurilor de aluminiu cu fier (<3%), nichel (<6%), mangan (<3%), plumb se îmbunătățesc caracteristicile mecanice și tribologice ale lor. Caracteristicile mecanice ale bronzurilor cu aluminiu se îmbunătățesc prin tratamente termice de îmbunătățire și mecanice (presate), cu excepția bronzurilor aliate cu plumb care nu pot fi prelucrate prin tratamente mecanice (deformarea plastică).

Din astfel de bronzuri se realizează roțile melcate (Al=8,5...11%, Fe=1,5...5%, Ni=2...5,5%, Mn<2,5%) care au rezistența la contact de cca. 10 ori mai mare decât bronzurile cu staniu, fiind rezistente și la coroziune.

Bronzurile cu aluminiu sau aluminiu-fier se pot depune prin sudură pe suport de oțel. Încărcarea se recomandă să se facă în două straturi deoarece primul strat este moale prin prezența dendritelor, chiar și după tratamentul de călire. Prin difuzia fierului se formează compusul dur $\text{Al}_6\text{Cu}_2\text{Fe}$ care are tendință de gripare. Reducerea acestei tendințe se realizează prin încărcarea contrapiesei cuplei de frecare cu stelit. S-au obținut cuple de frecare cu durabilitate ridicată, presiuni specifice de 35...45 MPa la viteze de alunecare de 0,2...0,3 m/s, iar în prezența unsorii consistente cu disulfură de molibden un coeficient de frecare de 0,11...0,15.

Rezistență bună la uzare o au bronzurile cu aluminiu-staniu depuse prin sudură, iar prin deformare de 5...7% se obține o duritate a stratului de cca. 200HB. În prezența uleiului coeficientul de frecare este 0,12...0,14, iar dacă în ulei se introduce disulfura de molibden coeficientul de frecare ajunge 0,09...0,1. În figura 7.8 se prezintă caracteristici antifricțiune pentru două marci de bronz cu aluminiu (curba 1 Y-AlSn6CuNi cu oțel aliat durificat la 60 HRC, iar curba 2 Y-AlSb5 cu OLC 15 durificat la 55 HRC).

- *Aliajele pe bază de aluminiu.* Dacă aluminiul pur nu are calități antifricțiune, prin aliera sa cu staniu, cupru, nichel, plumb, siliciu, etc. se obțin aliaje cu un comportament tribologic bun ca urmare a structurilor alcătuite dintr-o matrice moale și ductilă de aluminiu și compuși intermediari duri, insolubili în aluminiu. Majoritatea aliajelor antifricțiune pe bază de aluminiu se utilizează sub formă de straturi subțiri depuse pe suporti de oțel sau chiar aluminiu. Pe oțel, deoarece aderența este slabă, mai înainte de depunere se face o acoperire cu nichel sau cupru.

Dintre aliajele pe bază de aluminiu o utilizare mare o au aliajele de aluminiu - cupru (Al peste 80%). Aceste aliaje, din cauza tendinței de gripare, se folosesc pentru

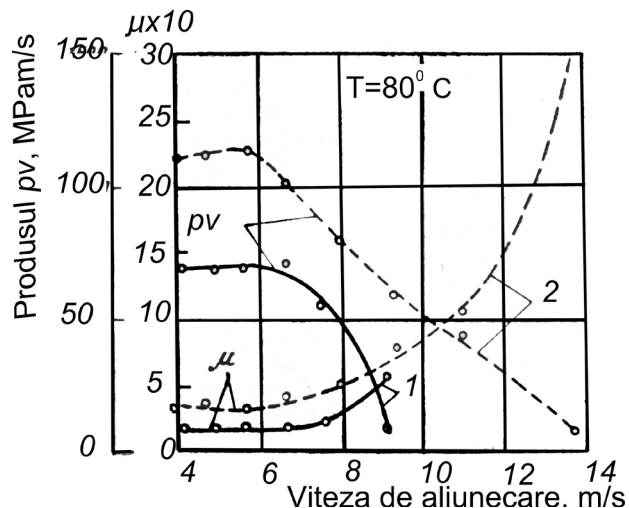


Fig. 7.8. Caracteristici antifricțiune ale unor aliaje de bronz cu aluminiu

viteze de alunecare mici și temperaturi reduse. Comportamentul tribologic se îmbunătățește dacă aliajelor de Al-Cu li se aplică tratamentul termochimic numit zinal prin care se îmbogățește stratul superficial cu zinc și indiu. Acest tratament constă dintr-o zincare chimică și o depunere galvanică a unui strat de 25...30 μm de indiu, după ce în prealabil aliajului i se aplică un tratament de călire și îmbătrânire. Prin acest tratament se obțin două straturi subțiri cu proprietăți diferite: un strat profund de 7...8 μm mai moale (200...250 HV) și stratul exterior de 15...23 μm mai dur (400 HV) bogat în indiu (în matricea de zinc indiu ajunge până la 50%) care absoarbe lubrifianțul creând premisele unei ungeri cu film gros.

Un alt aliaj pe bază de aluminiu este aliajul pe bază de aluminiu-siliciu. Prezența siliciului mărește rezistența la gripare pentru presiuni și viteze medii și mari. Cuplele de frecare cu un astfel de aliaj pot lucra în condițiile grele ale mișcărilor alternative sau de pornirilor și opririlor dese sub sarcină. Dintr-un astfel de aliaj cu cca. 11% Si - AT(N,C,P)Si12CuMgNi, STAS 201/2-80 se confecționează pistoanele motoarelor cu ardere internă.

- *Fontele antifricțiune* datorită prețurilor mai scăzute și a proprietăților tribologice bune înlocuiesc, în bună parte, aliajele neferoase la cuplele de frecare ale mașinilor de ridicat (macarale, elevatoare, cricuri), mașinilor agricole, mașinilor unelte, etc. Se folosesc fontele cu conținut normal sau mare de carbon, fontele aliate perlitice cu Cr, Ni, Cu, fontele aliate austenitice cu Mn, Al, Ni. Sunt fonte fără cementite, structura lor fiind un eutectic fosforos: fonte cenușii cu grafit lamelar, cu grafit nodular sau maleabile.

- *Aliaje de tip compoziție* (compozițiile) sunt alaje complexe de mică duritate, care se utilizează pentru acoperirea suprafețelor cu straturi subțiri în vederea reducerii frecării și tendinței de gripare. Compozițiile folosite la formarea cuplelor de frecare sunt pe bază de Sn, Pb, Zi și mai rar Ag, Ca.

Structurile comozițiilor au o matrice eutectoidă moale și ductilă în care sunt înglobați compuși intermetalici duri. Matricea moale asigură frecari și tendințe la gripare reduse, iar compușii duri asigură portanța stratului.

Suprafețele de frecare sunt acoperite cu compoziție prin turnare sau metalizare.

Coeficienții de frecare sunt influențați de viteza de alunecare, presiunea de contact și asigurarea ungerii. Unele compoziții (compozițiile pe bază de zinc) sunt sensibile la acțiunea corozivă a uleiurilor uzate.

- *Materialele sinterizate antifricțiune* din piese au calități tribologice mai bune decât aceleași materialele folosite la fabricarea pieselor masive. Dacă la piesele masive trebuie luate o serie de măsuri constructive (orificii, canale, inele, dispozitive de ungere) pentru asigurarea condițiilor de funcționare optime, la piesele utilizate în cuplele de frecare realizate cu materiale sinterizate antifricțiune nu este nevoie de astfel de măsuri. Datorită porozității lor deschise, dispuse omogen și controlat în piese acestea se umplu cu lubrifianț capabil de a forma o peliculă portantă. La aceste cuple de frecare intervențiile legate de întreținere se fac mai rar. Există o mare diversitate de materiale sinterizate antifricțiune autohtone sau în țări cu tradiție.

- *Materialele nemetalice antifricțiune*. Folosirea materialelor nemetalice antifricțiune a luat o extindere deosebită în ultima perioadă de timp. În categoria

acestor materiale intră materialele ceramice, materialele carbunoase, cauciucul, materiale plastice, materialele compozite.

Materialele ceramice care au calități antifricțiune au structura alcătuită din cristale poligonale cu pori intra și intercristalini. Prin adăugarea de molibden, oxid de magneziu caracteristicile mecanice și tribologice se modifică.

Materialele carbunoase cele mai folosite sunt pe bază de cărbune sintetic și de grafit, care se sinterizează. Pentru asigurarea condițiilor tribologice materialele carbunoase se impregnează, în vid sau sub presiune, cu diverse materiale: rășini sintetice, sticlă, metale și aliajele lor, nylon, PTFE, etc. Tehnologia de impregnare este în vid sau sub presiune deoarece materialele de impregnare nu udă materialele carbunoase. Coeficienții de frecare sunt dependenți de materialul de impregnat și condițiile de lucru astfel la frecarea uscată în prezența vaporilor de apă și dioxidului de carbon sunt minimi, iar la frecarea mixtă folosind materiale metalice cu punctul de topire coborât, prin dilatarea metalului se îndepărtează piesele cuplelor de frecare, permițând pătrunderea lubrifianului între ele, astfel asigurându-se atât ungerea cât și etanșarea subansamblului (fig. 7.9).

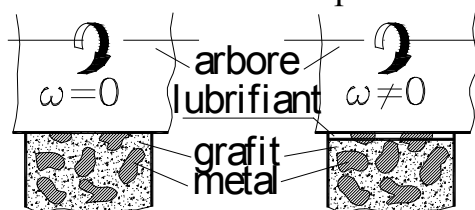


Fig. 7.9. Model de lubrifiere și etanșare cu materiale carbunoase

7.2.3. Materiale de fricțiune.

Spre deosebire de materialele antifricțiune materialele de fricțiune trebuie să asigure un coeficient de frecare ridicat, durabilitate mare, uzură redusă, stabilitate la încărcări și temperaturi diferite în timp. Datorită condițiilor de funcționare grele (viteze de alunecare mari, tensiuni de contact până la 6 MPa, temperaturi ridicate pe suprafețele de frânare de până la 1200°C, protecția mediului) materialele de frânare s-au diversificat. Garniturile de frânare pe bază de azbest încep să fie înlocuite din cauza condițiilor de mediu impuse (sunt cancerigene). Ca materiale de fricțiune se utilizează fontele de fricțiune, și materialele de fricțiune sinterizate pe bază de cupru sau fier.

- *Fontele de fricțiune* se folosesc la saboții de frână de la materialul rulant pe calea ferată, tamburii de frână ai autovehiculelor și macaralelor. Aceste fonte trebuie să aibă o structură perlitică sau perlito-sorbitică și martensitică. Pentru solicitări grele (autocamioane, autobuze) se folosesc fontele cu 2,8...3,3% C aliate cu nichel și îmbunătățite la 300...550 HB.

- *Materialele de fricțiune sinterizate* se utilizează, mai cu seamă, pentru garnituri de frânare sau transmitere (cuplare) solicitate puternic, cărora li se cere o mare eficiență în procesele energetice dinamice de pornire, transmitere sau oprire a mașinilor. Li se cere, pe lângă coeficient de frecare mare, uzare mică, rezistență la temperaturi ridicate, conductibilitate termică bună. Aceste materiale de fricțiune au la bază fie fierul aliat cu cupru, nichel, molibden, crom, fie cuprul aliat cu staniu, zinc, aluminiu. Se pot folosi, mai rar, fierul și cuprul nealiați. În compoziția materialelor de fricțiune sinterizate obligatoriu trebuie să intre materiale antigripante până la 30% din greutatea lor ca: grafit, disulfura de molibden, metale fuzibile cum este plumbul, bismutul, indiul. Pentru creșterea coeficientului de frecare se adaugă până la 15% și materiale "fricționale" ca Al_2O_3 , SiO_2 , SiC. Garniturile de frânare și cuplare se

asamblează mecanic pe niște suporturi sau se sinterizează direct pe suport. Câteva caracteristici ale materialelor de fricțiune sunt prezentate în tabelul 7.2. Materialele de fricțiune cu baza de fier sunt mai ieftine ca cele cu baza de cupru.

Materialele de fricțiune sinterizate pot lucra fie fără ungere fie cu ungere. Căldura dezvoltată în procesul de frecare trebuie repede disipată pentru o bună funcționare.

Tabelul 7.2.

Caracteristici ale materialelor de fricțiune

Caracteristica	Materiale de fricțiune cu baza de	
	Fe	Cu
Densitatea, [g/cm ³]	5-7	5,8-7
Conductivitatea termică pe intervalul 20-500°C [cal/(cm·s·°C)]	0,025-0,07	0,08-0,12
Coeficientul de dilatare termică pe intervalul 20-500°C, [1/°C]	(9-12)·10 ⁶	(17-22)·10 ⁶
Rezistența la tracțiune, [MPa]	70-100	20-45
Rezistența la compresiune, [MPa]	470-700	220-300
Rezistența la încovoiere, [MPa]	40-150	40-120
Reziliența, [J/cm ²]	2,5-3	3-5
Alungirea, [%]	0,3-0,4	0,5-0,6
Duritatea, [HB]	25-80	18-50
Coeficient de frecare, [-]	0,28-0,6	0,2-0,45
Uzura la p=0,9 MPa și v=10 m/s, [g/km]	0,3	0,8
Produsul p·v, [MPa·m/s]	15-20	8-10
Presiunea, [MPa]	< 6	< 5
Viteza de alunecare, [m/s]	< 60	< 40
Puterea specifică de frecare, [kW/mm ²]	0,008	0,005
Temperatura admisibilă momentană, [°C]	800-1000	650
Temperatura admisibilă de regim, [°C]	600 (800)	450 (500)

- *Materialele de fricțiune ceramice* se utilizează pentru condiții de funcționare severe, când se cer gabarite reduse: avioane, vehicule șenilate, roboți, etc. Peste 50% din volumul lor este alcătuit din componenți nemetalici ca Al₂O₃ sau SiO₂. Pentru legarea acestor componenți se folosește un liant metalic ca fier, nichel, crom, molibden. Drept contrapiese se utilizează stelit-ul și aliajele dure. Materialele de fricțiune ceramice rezistă la temperaturi ridicate (1200°C), au μ=0,3...0,8.

Lucrarea 1

DETERMINAREA CURBEI DE PORTANȚĂ PENTRU CUPLELE DE FRECARÉ

1. Scopul lucrării.

Lucrarea de laborator își propune trasarea profilogramelor pentru suprafețele unor cuple de frecare și determinarea curbei de portanță pentru cuplele de frecare.

2. Elemente teoretice

Transmiterea energiei și sarcinilor prin cuplele de frecare presupune dezvoltarea unor forțe și momente de interacțiune ce se transmit de la un element la altul al cuplei de frecare.

Suprafețele reale ale cuplelor de frecare rezultă în urma unor procese tehnologice: turnare, forjare, presare, așchiere etc. Aceste suprafețe de frecare se caracterizează prin geometria și microgeometria suprafețelor, atât sub aspect dimensional, cât și al distribuției abaterilor și neregularităților.

În calculele ingineresti se lucrează cu trei noțiuni referitoare la suprafețele de contact: *aria nominală*, *aria aparentă* și *aria reală*.

Aria nominală, A_n , reprezintă aria geometrică a contactului la nivelul cuplei de frecare, sau altfel spus este proiecția suprafeței de contact mai mici pe suprafața mai mare a cuplei de frecare în zona

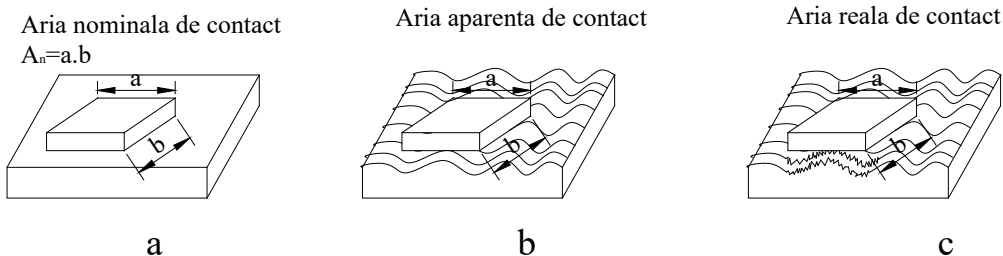


Fig. 1.1

de interacțiune (fig. 1.1, a).

Aria aparentă, A_a , reprezintă însumarea zonelor de contact la nivelul vârfurilor undulațiilor (fig. 1.1, b).

Aria reală, A_r , este însumarea contactelor directe la nivelul microzonelor de contact dintre rugozitățile cuplei de frecare (fig. 1.1, c).

La nivelul cuplei de frecare încărcată cu sarcina F , corespunzător celor trei arii de contact, se definesc trei presiuni:

- presiunea nominală, $p_n = \frac{F}{A_n}$
- presiunea aparentă, $p_a = \frac{F}{A_a}$
- presiunea reală, $p_r = \frac{F}{A_r}$.

Cum între cele trei arii există relația de ordine

$$A_n \geq A_a \geq A_r \quad (1.1)$$

rezultă că între presiuni există relația:

$$p_n \leq p_a \leq p_r \quad (1.2)$$

Presiunea reală poate ajunge sau depăși limita de curgere a materialelor cuplei de frecare.

Presiunea reală de contact joacă rolul principal în procesele de frecare-uzare. Cu ajutorul presiunii reale de contact se poate aprecia nivelul de deformare al rugozităților: elastic, elasto-plastic sau plastic. Pentru aprecierea presiunii reale trebuie cunoscuți parametrii topografiei suprafețelor de contact.

Suprafețele de contact, caracterizate de parametrii topografici, participă la preluarea sarcinilor externe. Modul cum participă la preluarea sarcinilor este dat de *curba de portanță* numită și *curba Abbot-Firstone*.

3. Determinarea curbei de portanță.

Pentru trasarea curbei de portanță și determinarea parametrilor specifici rugozităților suprafețelor cuplei de frecare trebuie trasate profilogramele suprafețelor de frecare.

3.1. Trasarea profilogramelor. Pentru trasarea profilogramelor se utilizează rugozimetrul SJ 201 P.

Acest aparat se compune din palpatorul 1, unitatea de deplasare 2, unitatea de afișare 3 (fig. 1.2) și o serie de accesorii (fig. 1.3).

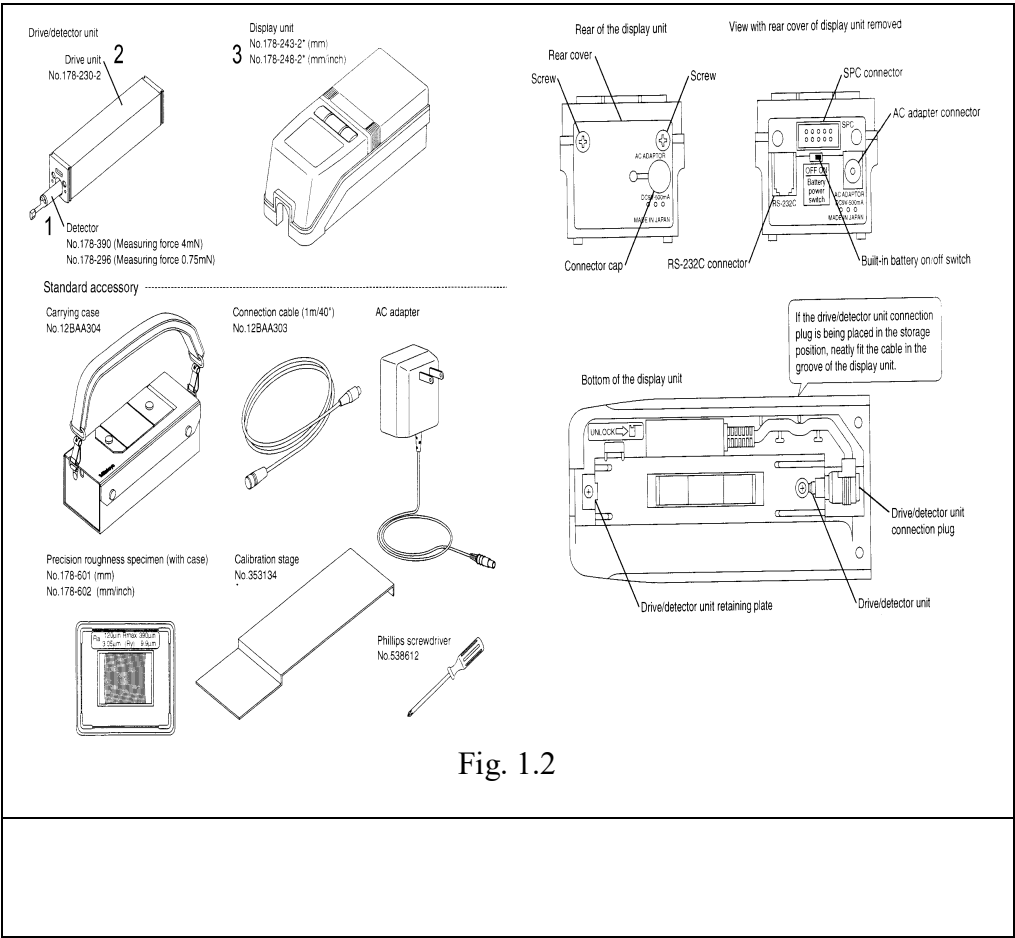
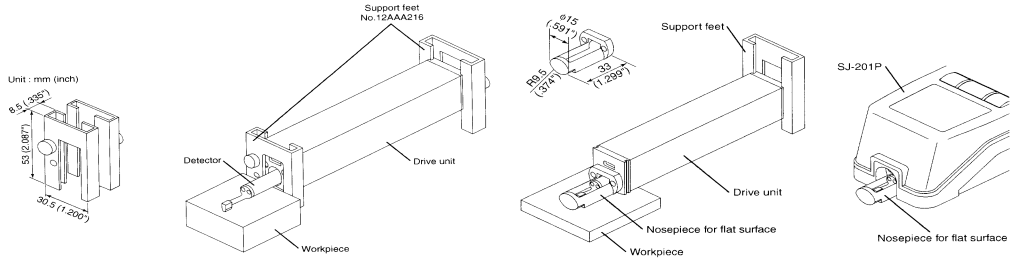


Fig. 1.2



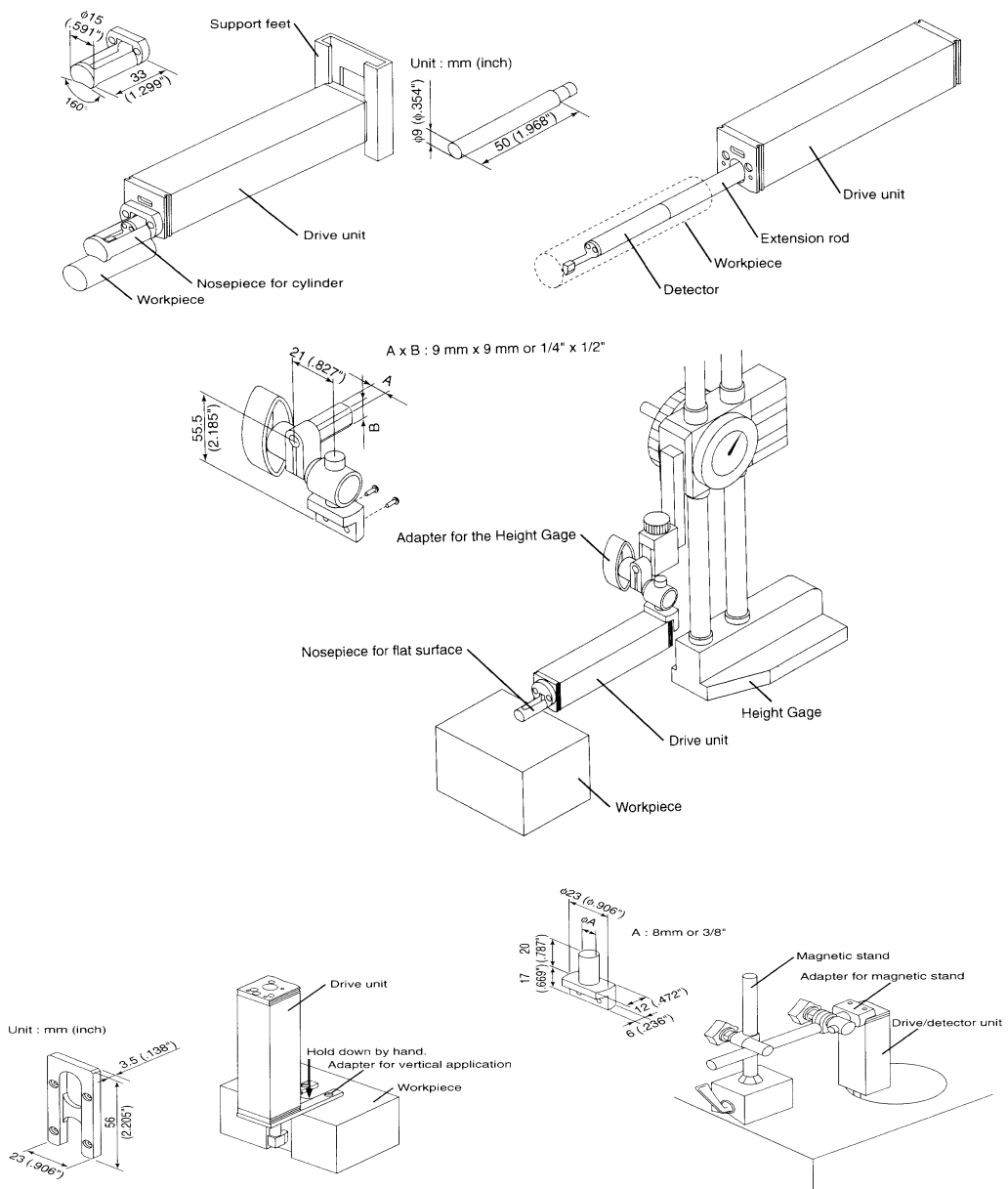


Fig. 1.3

Unitatea de deplasare, la care se atașează palpatorul, poate lucra montată în interiorul unități de afișare sau independent, când se conectează cu unitatea de afișare printr-un cablu.

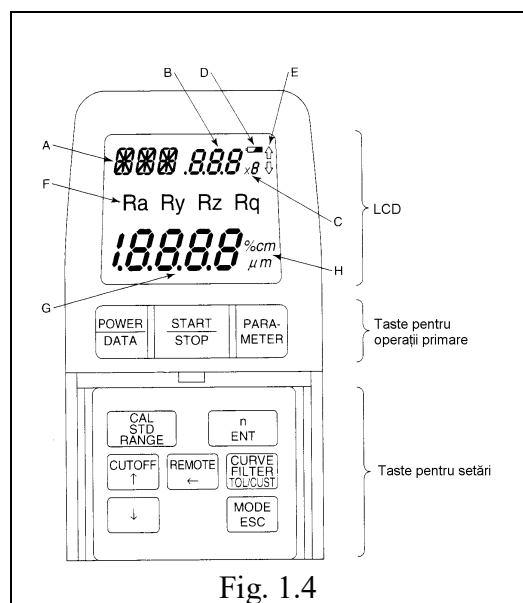


Fig. 1.4

UNITATEA DE AFIȘARE conține un ecran cu cristale lichide LCD și două grupe de taste, una pentru operații primare formată din 3 taste și alta pentru setarea aparatului care conține un număr de 7 taste acoperite cu un capac retractabil. Denumirile tastelor și zonele de afișare pe ecran sunt prezentate în figura 1.4.

A – abrevierea modului (numai pentru setări);

B – lungimea de bază;

C – numărul lungimilor de bază

pe care se măsoară profilul;

D – indicator de baterie cu voltaj scăzut;

F – parametrul de rugozitate;

G – valoarea calculată (măsurată);

H – unitatea de măsură.

Calibrarea aparatului

Calibrarea se face în scopul asigurării preciziei măsurărilor și trebuie să se execute ori de câte ori palpatorul este demontat și apoi montat în unitatea de deplasare. Pentru calibrare rugozimetrul și mostra se așează pe suportul de calibrare ca în figura 1.5, cu palpatorul în poziție corectă în raport cu mostra.

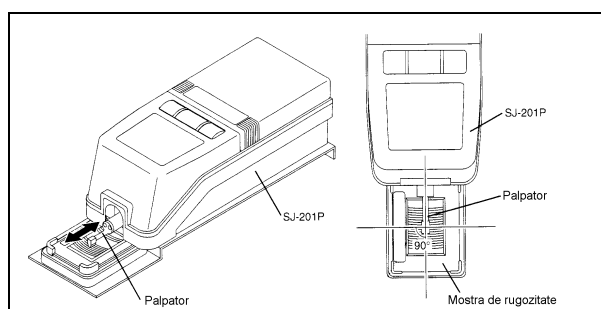


Figura 1.5

<i>Condițiile de calibrare</i>	<i>Valori implicite</i>
<i>Parameter</i>	<i>Ra</i>
<i>Parity</i>	<i>Even</i>
<i>Stop bit</i>	<i>1</i>
<i>Xparameter</i>	<i>Xon/Xoff</i>

Pentru mostra de rugozitate cu care a fost livrat aparatul, condițiile de calibrare sunt prezentate în tabelul 2.

Procedura de calibrare presupune acționarea în ordine a următoarelor taste:

- [CAL/STD/RANGE], pe ecran se afișează CAL și valoarea de calibrare (Ra a mostrei);
- dacă valoarea lui Ra trebuie modificată se acționează tastele cu săgeți [CUTOFF↑],[↓] sau [REMOTE←] și apoi se fixează valoarea stabilită cu tasta [n/ENT] (această etapă se poate sări dacă valoarea parametrului Ra coincide cu cea mostrei de rugozitate);
- [START/STOP] și după ce pe ecran este afișată noua valoare a parametrului Ra, pentru a încheia calibrarea se apasă tasta [n/ENT];
- [MODE/ESC] pentru a ieși din modul calibrare.

Verificarea funcționării normale a aparatului

Aparatul lucrează în condiții normale dacă, după calibrarea cu mostra de rugozitate, dispersia parametrului Ra este de până la $\pm 0,05\mu\text{m}$. Verificarea se face prin măsurători repetate, fără a modifica poziția mostrei sau a rugozimetrului pe suportul de calibrare.

EFFECTUAREA MĂSURĂTORILOR CU RUGOZIMETRUL CUPLAT LA CALCULATOR

Acest mod de lucru permite comanda rugozimetrului de la calculator, salvarea rezultatelor măsurărilor într-un fișier și întocmirea unui document care să certifice rezultatele obținute.

Conectarea rugozimetrului la calculator presupune următoarele acțiuni:

- legarea rugozimetrului la interfața RS 232C a calculatorului prin intermediul cablului de comunicație (figura 1.6)
- setarea portului calculatorului la care s-a legat cablul (de preferință COM1) conform tabelului 1
- setarea ratei de schimb (figura 1.7) acționând în ordine următoarele taste:
 - [MODE/ESC] de mai multe ori până când se ajunge la modul SPD;
 - [CUTOFF↑] sau [↓] până când este afișată valoarea dorită a ratei de schimb (9600 sau 19200 bps);
 - [n/ENT] pentru a încheia setarea.
- aducerea rugozimetrului în modul RMT acționând tastele [REMOTE←] + [POWER/DATA] (figura 1.8).

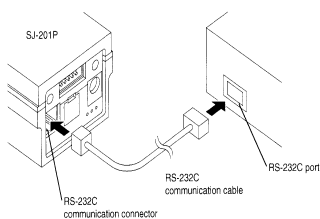


Figura 1.6

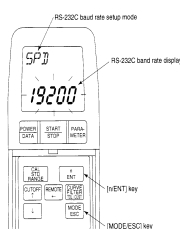


Figura 1.7

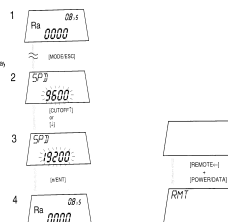


Figura 1.8

Tabelul1

<i>Baud rate</i>	<i>9600 sau 19200</i>
<i>Data bits</i>	<i>8</i>
<i>Parity</i>	<i>Even</i>
<i>Stop bit</i>	<i>1</i>
<i>Xparameter</i>	<i>Xon/Xoff</i>

Realizarea unui certificat de măsurători presupune parcurgerea următoarelor etape:

- se deschide programul „201 Certificate”;
- se selectează limba făcând clic pe butonul „Bilingual” și se alege de exemplu English, după care se confirmă selecția cu OK și se revine în program (figura 1.9);
- se face clic pe butonul „Measure” care deschide programul SurfTest SJ 201 Serial Communication Ver 3,20 (figura 1.10);

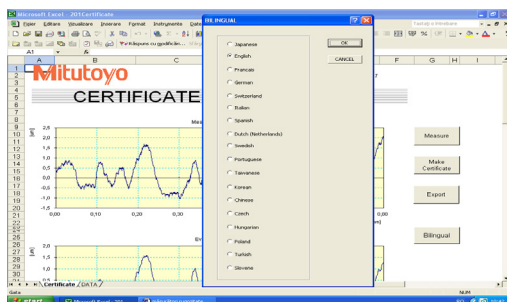


Figura 1.9

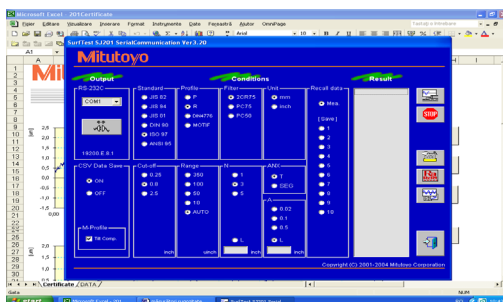


Figura 1.10

- în acest program se merge mai întâi cadrul notat RS 232C și se selectează în fereastră portul la care s-a cuplat cablul de la rugozimetru (COM1) și apoi se face clic pe butonul de conectare (sub acest buton este afișată valoarea ratei de schimb care trebuie să fie aceeași pentru rugozimetru și interfață);
- se merge apoi în celelalte cadre și se selectează standardul, profilul, filtrul etc;
- se face clic pe iconul  pentru a începe o nouă măsurare (procesul putând să fie întrerupt dacă se acționează cu iconul );
- după încheierea măsurării sunt afișați parametrii de rugozitate și se poate reveni în programul „201 Certificate” acționând iconul ;
- se salvează fișierul cu alt nume, de exemplu „201 Certificatul”;
- se face clic pe butonul „Make Certificate” și se deschide fereastra „Certificate making” în care se selectează „yes”;

- noul certificat se salvează sau se scoate direct la imprimantă.

Oprirea și retragerea unității de deplasare

1. REMOTE ←
2. START/STOP+POWER/DATA rezultând OFF
3. REMOTE când se stinge ecranul

Ieșirea unității de deplasare

START/STOP rezultând ON

3.2. Trasarea curbelor de portanță. Pentru înțelegerea modului de obținere a unei curbe de portanță se consideră profilograma din figura 1.11, a, procedându-se astfel:

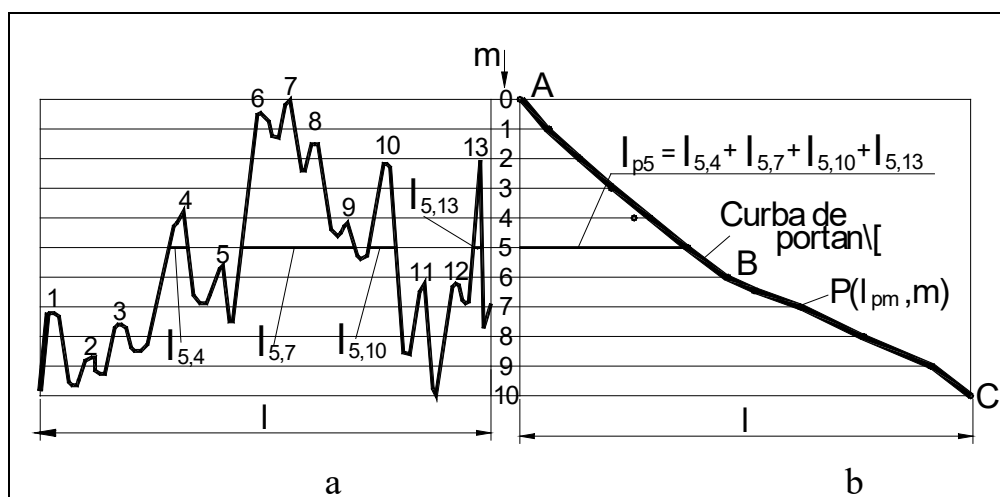


Fig. 1.11

- se intersectează profilograma cu un număr m ($m \geq 10$) linii de nivel echidistante și paralele la direcția de înregistrare a profilului (fig. 1,11, a) rezultând pe aceste linii segmentele l_{mi} , unde m reprezintă nivelul liniei, iar $i = \overline{1, n}$ este numărul vârfului rugozității corespunzător segmentului de linie.

- pentru fiecare linie de nivel se însumează segmentele $l_{m,i}$ rezultând linia de portanță a nivelului m :

$$l_{pm} = \sum_{i=1}^n l_{m,i} \quad (1.3);$$

- pe sistemul plan de axe ortogonale, cu axa absciselor paralelă cu liniile de nivel și axa ordonatelor perpendiculară pe liniile de nivel, se trasează punctele P de coordonate (l_{pm}, m) ;

- se interpolează punctele cu o curbă, rezultând astfel *curba de portanță* (fig. 1,11, b);

- se trasează pe curba de portanță a celor două suprafețe nivelul de portanță

P-P' astfel încât cele două arii obținute A^+ și A^- să fie egale.

4. Modul de lucru.

Cu ajutorul profilografului se înregistrează profilogramele suprafețelor de la o cuplă de frecare;

Se măresc profilogramele la scară convenabilă.

Se trasează curbele de portanță conform metodologiei expuse mai sus.

Studentul(a) _____

Laboratorul de TRIBOLOGIE

Grupa _____

Data _____

FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR

Nr. _____

cu titlul: ***Determinarea curbei de portanță pentru cuplele de frecare***

1. Scopul lucrării. Lucrarea de laborator își propune trasarea profilogramelor pentru suprafețele unor cuple de frecare și determinarea curbei de portanță pentru cuplele de frecare.

2. Schița instalației

3. Date măsurate și prelucrate

(se lipesc profilogramele determinate și prelucrate)

1. Observații și concluzii.

Lucrarea 2

DETERMINAREA PARAMETRILOR TOPOGRAFICI ȘI PRESIUNEA REALĂ PENTRU CUPLELE DE FRECARÉ

1. Scopul lucrării

În această lucrare se învață cum se stabilesc parametrii topografici ai unei cuple de frecare și se determină presiunea de contact dintr-o cuplă de frecare încărcată cu o sarcină.

2. Elemente teoretice

Transmiterea sarcinilor prin cuplele de frecare se realizează cu ajutorul cuplelor de frecare. Suprafețele reale ale cuplelor de frecare rezultă în urma unor procese tehnologice: turnare, forjare, presare, aşchiere etc. Aceste suprafețe de frecare se caracterizează prin geometria și microgeometria suprafețelor, atât sub aspect dimensional, cât și al distribuției abaterilor și neregularităților.

În calculele tehnice se lucrează cu trei noțiuni referitoare la suprafețele de contact: *aria nominală*, *aria aparentă* și *aria reală*.

Aria nominală, A_n , reprezintă aria geometrică a contactului la nivelul cuplei, sau altfel spus este proiecția suprafeței de contact mai mici pe suprafața mai mare a suprafeței de contact (fig. 2.1, a).

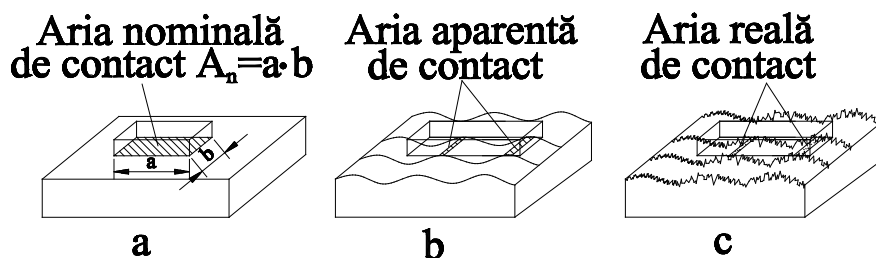
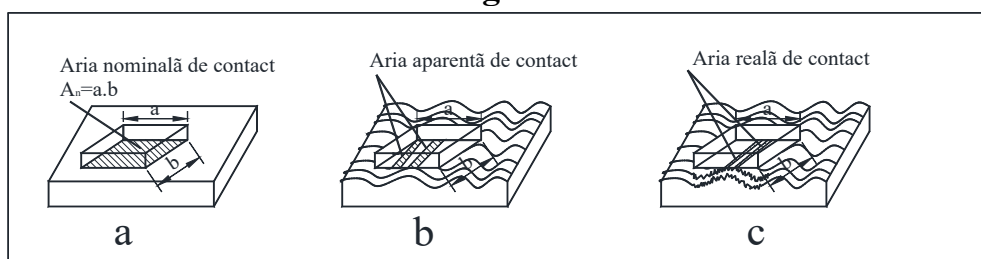


Fig. 2.1



Aria aparentă, A_a , reprezintă însumarea zonelor de contact la nivelul vârfurilor undulațiilor (fig. 2.1, b).

Aria reală, A_r , este însumarea contactelor directe la nivelul microzonelor de contact dintre rugozitățile cuplei de frecare (fig. 2.1, c).

La nivelul cuplei de frecare încărcată cu sarcina F , corespunzător celor trei arii de contact, se definesc trei presiuni:

- presiunea nominală, $p_n = \frac{F}{A_n}$

- presiunea aparentă, $p_a = \frac{F}{A_a}$
- presiunea reală, $p_r = \frac{F}{A_r}$.

Cum între celor trei arii există relația de ordine

$$A_n \geq A_a \geq A_r \quad (2.1)$$

rezultă că între presiuni există relația

$$p_n \leq p_a \leq p_r \quad (2.2)$$

Presiunea reală poate ajunge sau depăși limita de curgere a materialelor cuplei de frecare.

Presiunea reală de contact joacă rolul principal în procesele de frecare-uzare. Cu ajutorul presiunii reale de contact se poate aprecia nivelul de deformare al rugozităților: elastic, elasto - plastic sau plastic. Pentru aprecierea presiunii reale trebuie cunoscuți parametrii topografiei suprafețelor în contact.

2. Calculul parametrilor topografici ai cuplei de frecare

Parametri topografici se determină pentru cuplele de frecare pentru care s-au obținut profilogramele în *Lucrarea 1* și pentru care s-a trasat curbele de portanță (fig.2.2).

Pe profilograma pe care s-a trasat linia centrală PP' se determină adâncimile de nivel ale celor două suprafețe, R_{p1} , R_{p2} , ca fiind distanța de la această linie până la linia paralelă cu aceasta ce trece prin cel mai înalt "vârf" (fig. 2.2).

5	Portanța suprafeței	$t_{p1(2)}$ [-]	$t_{p1(2)} = \frac{l_{p,p1(2)}}{L_{1(2)}}$ unde $l_{p,p1(2)}$ se măsoară pe curba de portanță de la intersecția acesteia cu linia centrală și axa ordonatelor (fig. 2.2)
---	---------------------	----------------------	--

6	Portanța cuplei de frecare	t_p [-]	$t_p = \frac{2 \cdot t_{p1} \cdot t_{p2}}{t_{p1} + t_{p2}}$
7	Parametrii complecși ai rugozității suprafețelor	$x_{1(2)}, x$ [-] $b_{1(2)}, b$ [-]	$x_{1(2)} = 2 \cdot t_{p1(2)} \cdot \frac{R_{p1(2)}}{R_{al(2)}} - 1$ $x = x_1 + x_2$ $b_{1(2)} = t_{p1(2)} \left(\frac{R_{\max 1(2)}}{R_{p1(2)}} \right)^{\mu_{1(2)}}$ $b = b_1 \cdot b_2 \frac{\Gamma(x_1 + 1) \cdot \Gamma(x_2 + 1)}{\Gamma(x_1 + x_2 + 1)} \cdot \frac{\left(\frac{R_{\max 1}}{x_1} + \frac{R_{\max 2}}{x_2} \right)^{x_1 + x_2}}{R_{\max 1}^{x_1} R_{\max 2}^{x_2}}$
8	Abaterea medie pătratică a înălțimilor rugozităților suprafețelor cupei de frecare	$\sigma_{1(2)}, \sigma$ [μm]	$\sigma_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (R_{i1,2} - R_{p1,2})^2}$ $\sigma = \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2}$
9	Raza de curbură medie a rugozităților	$r_{1,2}$ r [μm]	Se aleg câte cinci vârfuri reprezentative pentru fiecare profilogramă și se intersectează cu linii de nivel la $h_{i1,2} = \frac{R_{\max 1,2}}{10}$, față de vârf, pe care se determină lungimile $d_{i1,2}$ razele determinându-se cu relațiile: $r_{1,2} = 2 \frac{k_V}{k_H} \sum_{i=1}^5 \frac{d_{i1,2}}{R_{\max 1,2}}$ $r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2}$

3. Determinarea presiunii reale de contact

Mai întâi se calculează indicele de plasticitate ψ

$$\psi = \frac{2\sqrt{\frac{\sigma}{r}}}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right) \cdot HB}$$

unde ν_1, ν_2 sunt coeficienții lui Poisson ai celor două materiale din cupla de frecare;

σ – abaterea medie pătratică a suprafețelor de contact;

E_1, E_2 – modulele de elasticitate ale materialelor care formează cupla de frecare;

HB - duritatea materialului celui mai moale material din cupla de frecare, în $[N/mm^2]$.

Presiunea reală de contact se determină conform tabelului 2.2.

Tabelul 2.2

Nr. crt.	Regimul de deformare al rugozităților	Relația de calcul
1	$\psi \leq 0,6$ domeniul elastic	$p_r = \left[\frac{\Gamma(x+1) \cdot \Gamma(x+2)}{\Gamma(x+\omega+1)} B \right]^{\frac{x}{x+\omega}} \cdot \left(\frac{R_p}{r} \right)^{\frac{x\omega}{x+\omega}} \left(\frac{F}{A_a \alpha p} \right)^{\frac{\omega}{x+\omega}}$ unde x și $\Gamma(x)$ se aleg conform tabelului 2.4, iar B, α și ω conform tabelului 2.3, F-forța normală pe suprafață, A_a- aria aparentă
2	$\psi > 1$ domeniul plastic	$p_r = \frac{\Gamma(x+1) \cdot \Gamma(x+2)}{\Gamma(x+\omega+1)} HB$

Tabelul 2.3

Nr. crt.	Rugozitatea	B [MPa]	α	ω
1	- suprafețe metalice cu $R_a \leq 0,16 \mu m$ - suprafețe din materiale plastice	0,86E'	0,5	0,5
2	- suprafețe metalice cu $R_a > 0,16 \mu m$	HB	1	0

Tabelul 2.4

x	$\Gamma(x)$	x	$\Gamma(x)$	x	$\Gamma(x)$	x	$\Gamma(x)$
1,00	1,0000	1,25	0,9064	1,50	0,8862	1,75	0,9190
1,05	0,9735	1,30	0,8974	1,55	0,8888	1,80	0,9313
1,10	0,9513	1,35	0,8911	1,60	0,8935	1,85	0,9456
1,15	0,9330	1,40	0,8872	1,65	0,9001	1,90	0,9617
1,20	0,9181	1,45	0,8856	1,70	0,9086	1,95	0,9798
Pentru $x < 1 \rightarrow \Gamma(x) = \frac{\Gamma(x+1)}{x}$ Pentru $x > 2 \rightarrow \Gamma(x) = (x-1) \cdot \Gamma(x-1)$							

În tabelele 2.3 și 2.4 B, α , ω sunt parametrii de suprafață, $E' = \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ și $\Gamma(x)$ este funcția

repartiției Gauss a rugozităților.

Rezultatele prelucrări profilogramei din tabelul 2.1, care devine tabelul 4.1, se trec în FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR în tabelul 4.2.

UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA

Studentul(a) _____

Facultatea de Mecanică

Grupa

Laboratorul de TRIBOLOGIE

Data _____

FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR

Nr. _____

cu titlul: ***Determinarea parametrilor topografici și presiunea reală pentru***

cuplele de frecare

1. Scopul lucrării

3. Schița instalației

(nu este)

4. Date măsurate și prelucrate

Tabelul 4.1

Nr. crt.	Denumirea parametrului	Simbolul [UM]	Relația de calcul și înlocuiri	Valoare
0	1	2	3	4
1	Denumirea parametrului	Simbolul [UM]	Relația de calcul. Modul de determinare	
2				
3	Înălțimea maximă a rugozităților	$R_{\max 1(2)}$ [μm]	Se duc două linii paralele la direcția de înregistrare a profilogramei prin cele mai adânci "văi" și prin cele mai înalte "vârfuri". Distanța dintre cele două paralele reprezintă înălțimea maximă: $R_{\max 1(2)} = y_{\max 1(2)} - y_{\min 1(2)}$	
4	Adâncimea de nivel a rugozităților	$R_{p1,2}$ [μm]	Distanța de la cel mai înalt "vârf" până la linia centrală, în limita lungimii de referință : $R_p \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad [\mu m]$	
5	Adâncimea medie aritmetică a rugozităților	$R_{a 1(2)}$ [μm]	$R_{a1(2)} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{i1(2)} $ unde $y_{i 1(2)}$ sunt vârfurile abaterilor profilului față de linia centrală	

6	Adâncimea medie în 10 puncte a rugozităților	$R_{z\ 1(2)}$ [μm]	$R_{z1(2)} = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=0}^5 y_{2i+1,\max} - \sum_{i=1}^5 y_{2i,\max} \right)$	
0	1	2	3	4
7	Portanța suprafeței	$t_{p\ 1(2)}$ [-]	$t_{p1(2)} = \frac{l_{p,p1(2)}}{L_{1(2)}}$ unde $l_{p,p1(2)}$ se măsoară pe curba de portanță de la intersecția acesteia cu linia centrală și axa ordonatelor (fig. 2.2)	
8	Portanța cuplei de frecare	t_p [-]	$t_p = \frac{2 \cdot t_{p1} \cdot t_{p2}}{t_{p1} + t_{p2}}$	
9	Parametrii complecși ai rugozității suprafețelor	$x_{1(2)}, x$ [-] $b_{1(2)}, b$ [-]	$x_{1(2)} = 2 \cdot t_{p1(2)} \cdot \frac{R_{p1(2)}}{R_{al(2)}} - 1$ $x = x_1 + x_2$ $b_{1(2)} = t_{p1(2)} \left(\frac{R_{\max 1(2)}}{R_{p1(2)}} \right)^{\mu_{1(2)}}$ $b = b_1 \cdot b_2 \frac{\Gamma(x_1 + 1) \cdot \Gamma(x_2 + 1)}{\Gamma(x_1 + x_2 + 1)} \cdot \frac{\left(\frac{R_{\max 1}}{x_1} + \frac{R_{\max 2}}{x_2} \right)^{x_1 + x_2}}{R_{\max 1}^{x_1} R_{\max 2}^{x_2}}$	
10	Abaterea medie			

	pătratică a înălțimilor rugozităților suprafețelor cupei de frecare	$\sigma_{1(2)}, \sigma$ [μm]	$\sigma_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (R_{i1,2} - R_{p1,2})^2}$ $\sigma = \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2}$	
12	Raza de curbură medie a rugozităților	$r_{1,2}$ r [μm]	Se aleg câte cinci vârfuri reprezentative pentru fiecare profilogramă și se intersectează cu linii de nivel la $h_{i1,2} = \frac{R_{\max 1,2}}{10}$, față de vârf, pe care se determină lungimile $d_{i1,2}$ razele determinându-se cu relațiile: $r_{1,2} = 2 \frac{k_V}{k_H} \sum_{i=1}^5 \frac{d_{i1,2}}{R_{\max 1,2}}$ $r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2}$	

Tabelul 4.2

Nr. crt.	Material	Duritatea [HB]	R_a [μm]	R_z [μm]	R_{max} [μm]	t_p	σ [μm]
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							

Observații și concluzii.

Lucrarea 3

COEFICIENTUL DE FRECARÉ, INTENSITATEA ȘI VITEZA DE UZARE LA REGIMUL DE FRECARÉ USCAT DE ALUNECARE

1. Scopul lucrării

Lucrarea de laborator propune determinarea experimentală a coeficientului de frecare și a uzării prin metode micrometrice și gravimetrice.

2. Considerații teoretice

Într-un tribosistem unde există mișcare relativă sau tendință de mișcare relativă orice interacțiune generează o rezistență față de mișcare sau tendință de mișcare. Această rezistență creată la nivelul interacțiunilor se numește *frecare*.

Frecarea, ca fenomen, se caracterizează prin *forțe de frecare* care întotdeauna se opun mișcării.

La nivelul tribosistemelor, funcție de natura interacțiunilor, frecarea se manifestă în diverse moduri, clasificându-se după mai multe criterii:

- în raport cu prezența lubrifiantului $\left\{ \begin{array}{l} - \text{frecarea uscată} \\ - \text{frecarea limită} \\ - \text{frecarea mixtă} \\ - \text{frecarea fluidă} \end{array} \right.$
- din punct de vedere cinematic $\left\{ \begin{array}{l} - \text{frecarea de alunecare} \\ - \text{frecarea de rostogolire} \\ - \text{frecarea de rotație (de spin)} \end{array} \right.$

Frecarea poate fi percepută ca:

- *forță de frecare*, care acționează asupra corpurilor care vin în contact în timpul mișcării sau al tendinței de mișcare liniară;
- *moment de frecare*, care acționează asupra corpurilor în contact aflate în mișcare sau tendință de mișcare de rotație;

- *lucrul mecanic de frecare (energie de frecare)*, care în majoritatea cazurilor este transformat în alte forme de energie.

În tehnică fenomenul de frecare este perceput fie ca un *fenomen inutil*, deoarece presupune un consum de energie care se disipă sub formă de căldură la nivelul cuplei de frecare și în mediul înconjurător, sau cu un *rol util*, contribuind la transmiterea mișcării și energiei.

Frecarea uscată, privită în mod riguros, presupune absența oricărui fel de lubrifiant între suprafețele corpurilor și, implicit, posibilitatea contactului direct între neregularitățile suprafețelor.

În realitate nu se poate vorbi de o frecare "ideală". Totdeauna, prin manipulare sau în condiții exploatare, pe suprafețele pieselor se depun straturi moleculare de lubrifiant din mediul ambiant. În aceste condiții se acceptă denumirea de *frecare uscată tehnică*.

Datorită fenomenului de adeziune moleculară, deplasarea cu alunecare între două suprafețe începe după depășirea unei anumite forțe numite *forță de frecare statică*, F_{fs} . Dacă se menține în continuare mișcarea se constată că rezistența întâmpinată este mai mică decât în cazul anterior. Această forță de frecare se numește *forță de frecare cinematică*, F_{fk} .

Pe baza observațiilor efectuate s-au enunțat *trei legi ale frecării uscate* de către Amontons (1699) și Coulomb (1785):

1. frecarea este independentă de aria nominală de contact;
2. forța de frecare este proporțională cu forța de apăsare (normală) a celor două corpuri în contact;

$$F_f = \mu \cdot F_n \quad (3.1)$$

unde μ este factorul de proporționalitate, numit *coeficient de frecare*.

3. frecarea de alunecare este independentă de viteza de alunecare.

Primele două legi sunt valabile și astăzi, cu unele observații, iar a III-a este valabilă numai la viteze mici întrucât vitezele de alunecare mari, folosite astăzi, produc efecte termice, care influențează frecarea.

Corespunzător celor două forțe de frecare dintr-o cuplă de frecare, statică și dinamică, se definesc și doi coeficienți de frecare de alunecare, static, μ_{as} și cinematic, μ_{ak} .

Conform teoriei microjoncțiunilor (adeziunii moleculare) elaborată de Bowden și Tabor în 1950, coeficientul de frecare se exprimă prin relația:

$$\mu_{ak} = \frac{F_{fk}}{F_n} = \frac{A_r \cdot \tau_r}{A_r \cdot p_c} = \frac{\tau_r}{p_c} \quad (3.2)$$

unde τ_r este tensiunea tangențială de rupere a materialului mai moale din

cupla de frecare;

p_c (σ_c) - tensiunea de curgere a materialului mai moale din cupla de frecare.

Relația (3.2) conduce la obținerea unor valori apropiate, $\mu_{ak}=0,16$, pentru majoritatea cuplurilor de materiale. Experiența nu confirmă acest fapt, rezultând valori ale coeficienților de frecare ce pot atinge limitele 0,5...0,8 și chiar mai mari.

Din acest motiv se consideră coeficientul de frecare că are două componente:

- o componentă de natura adeziunii moleculare și
- o componentă de natură mecanică.

$$\mu = \mu_{mol} + \mu_{mec} \quad \text{U} \quad \begin{cases} \mu_{mol} = \frac{\tau_r}{\sigma_c} + \beta \\ \mu_{mec} = k\alpha_h \sqrt{\frac{\delta}{r}} \end{cases} \quad (3.3)$$

unde β este piezocoeficientul componentei moleculare a frecării;

k - coeficient dependent de forma și distribuția rugozităților;

α_h - coeficient dependent de material;

δ - apropierea suprafețelor;

r - raza particulei care zgârie suprafața moale.

Fenomenul de frecare are o serie de efecte, printre care se amintesc:

- uzarea suprafețelor;
- creșterea temperaturii în zona de contact;

- pierderi energetice.

Uzura este un produs complex de distrugere a suprafețelor cuplelor de frecare, care se manifestă sub diferite forme: zgârieturi, microsuduri, fisuri, pitting, oxidare, deformare plastică, exfoliere, etc.

Aceste forme de uzare se pot grupa în patru tipuri fundamentale de uzare: *adeziune, abraziune, oboseala de contact și coroziunea*.

Deci, *uzarea* este un proces de modificare a stării inițiale a suprafețelor de frecare prin desprinderi de material din cuplele de frecare.

Efectul *uzării* este uzura, adică materialele desprinse și urmele de deteriorare ale suprafețelor cuplelor de frecare.

Uzura se apreciază *liniar, volumetric* sau *gravimetric* prin intermediul *intensității de uzare, I_u* sau *vitezei de uzare, v_u* .

Intensitatea de uzare liniară se definește prin relația

$$I_{uh} = \frac{l_i - l_f}{L_f} \quad (3.4)$$

unde l_i este lungimea inițială a epruvetei, în mm ;

l_f - lungimea finală a epruvetei, în mm;

L_f - lungimea de frecare,

$$L_f = 120 \cdot \pi \cdot R \cdot n \cdot t \quad [mm] \quad (3.5)$$

unde R este raza de așezare a epruvetei pe disc, în mm;

n - turația de lucru , în rot/min;

t - timpul de lucru (încercare), în secunde.

Exprimarea uzurii volumetrice se face cu relația:

$$I_{uV} = \frac{V_i - V_f}{A_f \cdot L_f} \quad (3.6)$$

unde V_i este volumul inițial al epruvetei, în mm³;

V_f - volumul final al epruvetei, în mm³;

$A_f = \frac{\pi d^2}{4}$ - aria de frecare, în mm² cu d - diametrul epruvetei, în mm.

Exprimarea uzurii gravimetric se face cu relația:

$$I_{um} = \frac{m_i - m_f}{\rho \cdot A_f \cdot L_f} \quad (3.7)$$

unde m_i este masa inițială a epruvetei, în g;

m_f - masa finală a epruvetei, în g;

ρ - densitatea materialului uzat, în g/mm³.

Pentru determinarea vitezelor de uzare se raportează cantitățile uzate (lungimi, volume, mase) la timpul cât durează încercarea, rezultând relațiile:

$$\begin{cases} v_{ul} = \frac{l_i - l_f}{t} \\ v_{uV} = \frac{V_i - V_f}{t} \\ v_{um} = \frac{m_i - m_f}{t} \end{cases} \quad (3.8)$$

3. Instalație experimentală

Epruveta 7, prinsă în dispozitivul de prindere al eprubetei 7

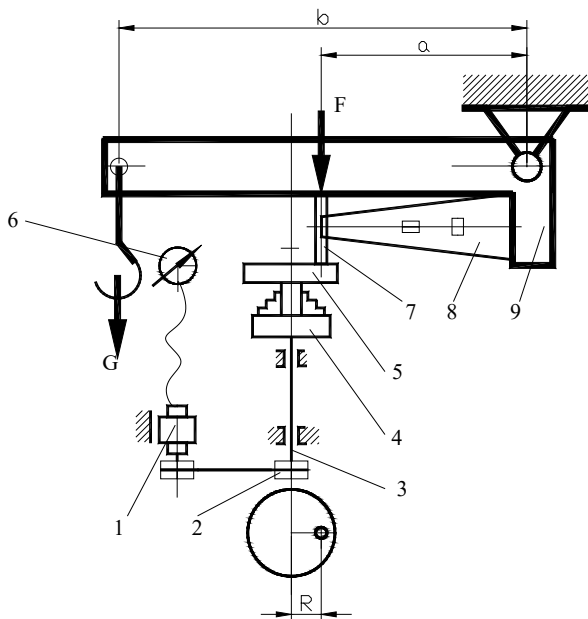


Fig. 3.1

care este apăsată cu forța F pe discul 5 prin intermediul pârghiei 9 cu ajutorul greutăților G .

Energia și mișcarea sunt transmise de la motorul electric 1, la care se poate varia turația printr-un dispozitiv electronic, prin transmisia cu curea 2, cu raportul de transmitere $i=1$, la arborele 3 pe care este montat dispozitivul tip

mandrină 4 în care se prinde discul 5. Turația se poate măsura cu turometrul 6 sau cu stroboscopul din laborator.

Măsurarea forței de frecare se determină tensometric cu ajutorul dinamometrului cu mărci tensometrice 8.

Prin modul de realizare al încărcării forța normală de apăsare este dată de relația:

$$F = G \frac{b}{a} \quad (3.9)$$

4. Modul de lucru

4.1. Determinarea coeficientului de frecare

- a) se alege cuplul de materiale format din epruvetă și disc, care se prind pe instalația experimentală și se trec în tabelul 3.2;
- b) se măsoară elementele geometrice ale instalației, a , b și R , iar valorile lor se trec în tabelul 3.1;
- c) se echilibrează tensometrul electronic de măsurare a forțelor F_f ;
- d) se încarcă instalația prin așezarea greutăților G pe dispozitivul de prindere. Valoarea greutăților de încărcat se notează în tabelul 3.2;
- e) se pornește instalația și se măsoară forța de frecare, iar valoarea ei se trece în tabelul 3.2;
- f) se măsoară turația discului n , iar valoarea sa se trece în tabelul 3.2;
- g) se repetă experiența pentru alți parametri: forță de apăsare, turație, epruvetă;
- h) se trasează pe același grafic, cu linii distincte, dependența coeficientului de frecare de cuplul de materiale, sarcină și viteza de alunecare pe hârtie milimetrică format A5.

4.2. Determinarea uzurii

- a) se aleg materialele cuplei de frecare, care se notează în tabelul 3.3;
- b) se cântăresc (m_i) și se măsoară (l_i) epruvetele, se trec în tabelul 3.3 și se montează pe instalație;
- c) se echilibrează aparatul de măsurare a forțelor;

- d) se pornește motorul electric, lăsându-l să funcționeze la turație constantă timp de 15-20 minute. Timpul de funcționare t se cronometrează și se notează în tabelul 3.3;
- e) se demontează epruvetele, se recântăresc (m_f), se remăsoară (l_f), valori care se trec în tabelul 3.3;
- f) se etalonează dinamometrul forței de frecare cu timbrele tensometrice 8;
- g) se determină forța normală F și se măsoară forța de frecare F_f , trecându-se valorile în tabelul 3.3, conform punctului 4.1;
- h) se repetă experiența pentru alți parametri modificați;
- i) se determină intensitățile de uzare și vitezele de uzare, iar valorile se trec în tabelul 3.3;
- j) se trasează pe același grafic, cu linii distincte, dependența intensităților de uzare și vitezelor de uzare funcție de cuplul de materiale, sarcină și viteza de alunecare pe hârtie milimetrică format A5.

Tabelul 3.1

Nr. crt.	a [mm]	b [mm]	R [mm]
1			
2			
n			

Tabelul 3.2

Nr. crt.	Cuplul de materiale	G [N]	n [min ⁻¹]	v [m/s]	F [N]	F _f [N]	$\mu = \frac{F_f}{F_n}$
1							
2							
n							

Tabelul 3.3

Nr crt	Cup lu de mat	m_i [g]	m_f [g]	l_i mm	l_f mm	t s	G N	F N	n min^{-1}	v $\frac{m}{s}$	L_f mm	A_f mm^2	I_u -	V_u -
1														
2														
n														

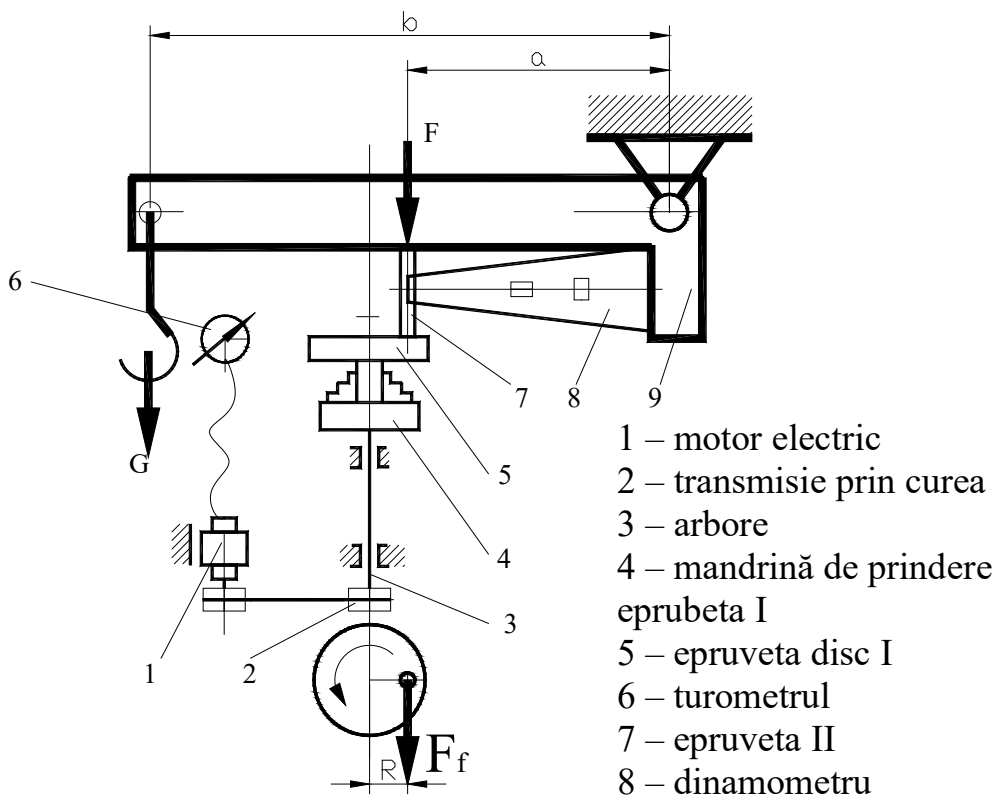
După prelucrarea datelor și trasarea diagramelor se fac observații și se trag concluzii referitoare la modul de desfășurare a lucrării, rezultatelor obținute, îmbunătățirea metodei și instalației, etc.

FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR Nr. ____
 cu titlul: **Coeficientul de frecare, intensitatea și viteza de uzare la regimul de
 frecare uscat de alunecare**

1. Scopul lucrării

Lucrarea de laborator propune determinarea experimentală a coeficientului de frecare și a uzării prin metode micrometrice și gravimetrice.

2. Schița instalației



3. Date măsurate și prelucrate

Tabelul 3.1

Nr. crt.	a [mm]	b [mm]	R [mm]
1			
2			
n			

Tabelul 3.2

Nr. crt.	Cuplul de materiale	G [N]	n [min ⁻¹]	v [m/s]	F _n [N]	F _f [N]	$\mu = \frac{F_f}{F_n}$
1							
2							
n							

Tabelul 3.3

Nr crt	Cup lu de mat	m _i [g]	m _f [g]	l _i mm	l _f mm	t s	G N	F N	n min ⁻¹	v $\frac{m}{s}$	L _f mm	A _f mm ²	I _u -	v _u -
1														
2														
n														

4. Observații și concluzii

DISTRIBUȚIA PRESIUNII HIDRODINAMICE ÎN PELICULA DE LUBRIFIANT A UNUI LAGĂR RADIAL UNS

1. Scopul lucrării

Scopul lucrării este de a pune în evidență experimental modul de variație a presiunii hidrodinamice în pelicula de lubrifiant dintre fus și cuzinet la un lagăr radial cu alunecare.

2. Notății folosite

$i_{1,2,3}$ sunt rapoartele de transmitere ale transmisiei prin curele trapezoidale;
 h – grosimea filmului de lubrifiant, în [mm];
 ω – viteza unghiulară a arborelui, în [rad/sec];
 α – unghiul curent al unei direcții radiale față de linia centrelor, în [$^{\circ}$];
 $\alpha_{1,2}$ unghiurile extreme unde se măsoară presiunea, în [$^{\circ}$];
 $\varepsilon = \frac{J}{2e}$ - excentricitatea relativă dintre fus și cuzinet;
 ε_{ij} – indicațiile echipamentului tensometric pentru încărcarea lagărului cu forța F_j , în [$\mu\text{m/m}$];
 F_j – forța de încărcare a lagărului, în [N];
 p_m – presiunea medie din lagăr, în [MPa];
 p_α – presiunea pe direcția radială α din filmul de lubrifiant, în [bar];
 D, d – diametrul cuzinetului, respectiv, diametrul fusului arborelui, în [mm];
 L – lungimea cuzinetului, în [mm];
 n – turația fusului lagărului, în [rot/min].

3. Considerații teoretice

În funcționarea unui lagăr cu alunecare uns, pentru fus-cuzinet se disting următoarele faze (fig..4.1).

O stare îndelungată în repaus poate duce la un contact metalic, fapt ce face ca în primul moment, la pornire, fusul să aibă tendința de a se urca pe cuzinet (fig. 4.1, b). În mișcarea sa fusul antrenează lubrifianțul care aderă la el, și datorită vâscozității formează pelicula portantă. Cum s-a văzut de la teoria plăcilor plane, rezultanta portanței este excentrică, fapt ce se constată și în această situație, iar consecința este așezarea excentrică a centrelor fusului și cuzinetului (fig. 4.1, c și d). Fusul se autocentrează când $n \rightarrow \infty$ (fig. 4., e).

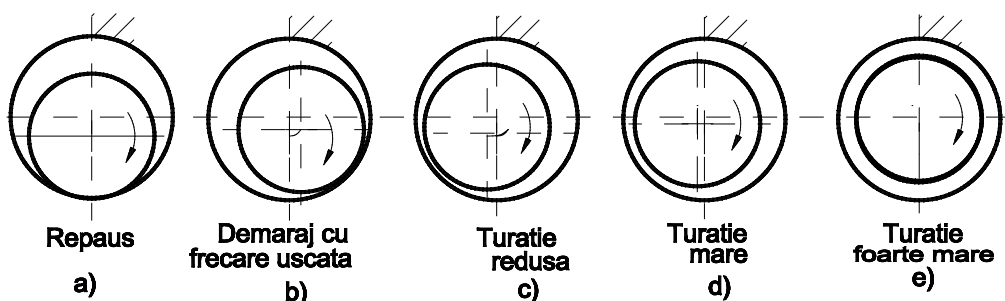


Fig.4.1 Fazele de funcționare ale ansamblului fus-cuzinet

Pentru situațiile funcționale din figura 4.1, b - f se formează o peliculă de lubrifianț continuă, în care se înmagazinează o presiune hidrodinamică care este capabilă să echilibreze sarcina exterioară.

Formarea peliculei hidrodinamice portante se datorează realizării unor condiții funcționale:

1. viteza relativă dintre fus și cuzinet;
2. joc între fus și cuzinet ceea ce conduce la formarea "penei" de lubrifianț;
3. existența unei cantități suficient de mare de lubrifianț între fus și cuzinet

Conform considerațiilor expuse la curs, se poate aplica teoria curgerii printre două plane pentru care ecuația de bază este

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 6 \cdot \eta \cdot v \cdot \frac{\partial h}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

Rezolvând ecuația diferențială (4.1) prin simplificări funcție de elementele cuplului fus-cuzinet, se determină presiunea pe o direcție radială oarecare

$$p_\alpha = \frac{6 \cdot \eta \cdot \omega}{\Psi} \int_{\alpha}^{\alpha} \frac{\varepsilon (\cos \alpha - \cos \alpha_m)}{(1 - \varepsilon \cdot \cos \alpha_m)} d\alpha + C \quad (4.2)$$

Variația radială a presiunii din pelicula de lubrifianț dintre fus și cuzinet în plan transversal este reprezentată în figura 4.2.

4. Instalație experimentală

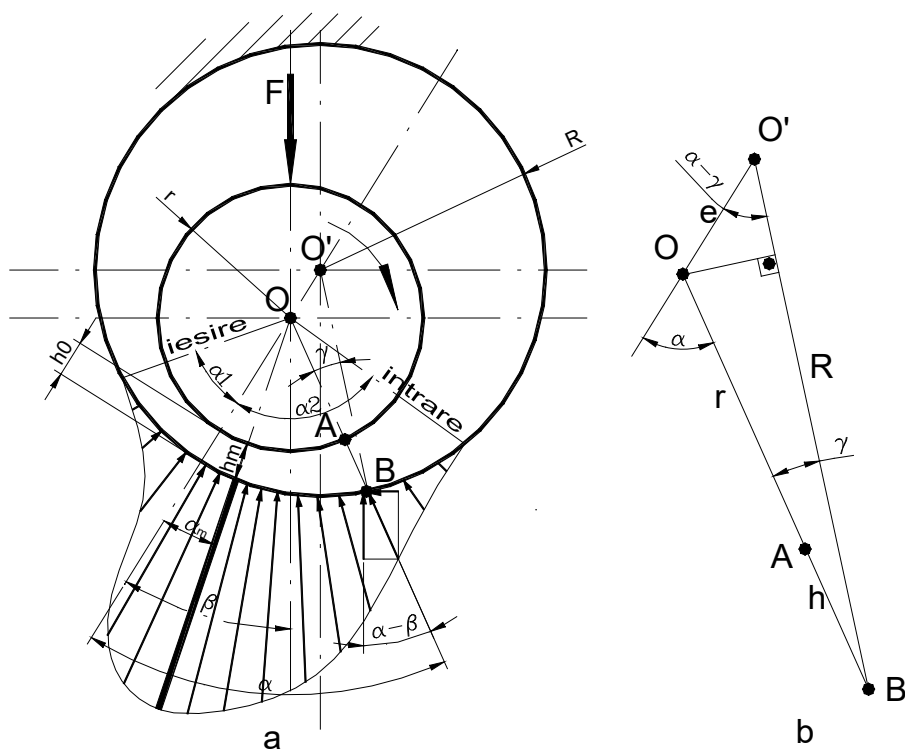


Fig. 4.2. Parametrii caracteristici ai unui lagăr radial

Punerea în evidență a distribuției presiunii radiale pe cale experimentală se realizează cu instalația experimentală din figura 4.3.

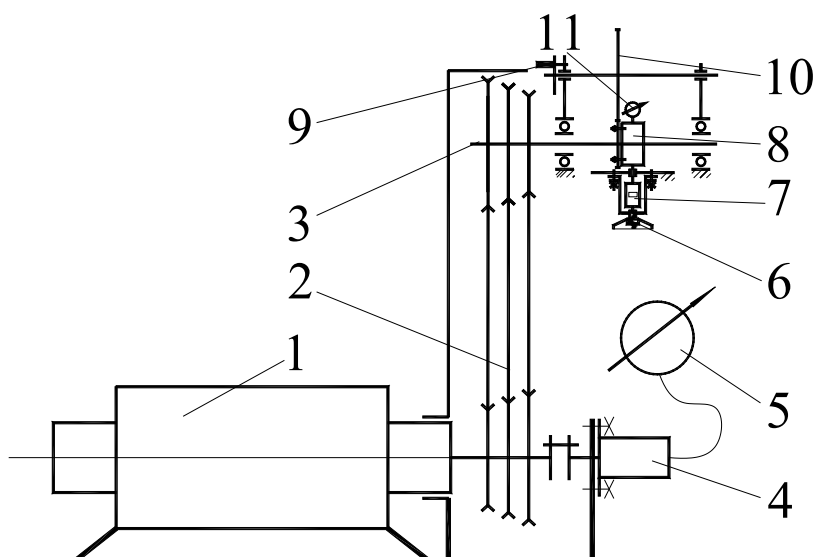


Fig. 4.3

Mișcarea de rotație se transmite de la motorul 1 prin intermediul transmisiilor cu curele 2 cu rapoartele de transmitere $i_1=0,72$, $i_2=1,13$ și $i_3=1,89$ la arborele 3, care este și fusul lagărului radial cu alunecare. Turația motorului se măsoară cu ajutorul tahogeneratorului 4 și turometrului 5. Încărcarea lagărului se realizează cu dispozitivul cu filet 6, iar forța de încărcare se măsoară cu ajutorul traductorului de forță cu timbre tensometrice 7. Bucșa cuzinet a lagărului are posibilitatea să se rotească în jurul axei sale prin intermediul dispozitivului de indexare 9 și angrenajul 10. În acest fel manometrul 11 are posibilitatea să măsoare presiunea hidrodinamică ce se crează între fus și cuzinet pe diferite direcții radiale. Dispozitivul de indexare 9 are posibilitatea să așeze manometrul între două poziții succesive de $\alpha_0=7,06^\circ$. Unghiul de baleiere este de la $-28,24^\circ$ la $+70,6^\circ$.

5. Desfășurarea lucrării:

1. Se măsoară dimensiunile cuzinetului lagărului se trec în tabelul 4.1;

Tabelul 4.1

B, mm	D, mm	L, mm	Q ₁ , ml	Q ₂ , ml
			50	50

2. Se măsoară cu un cilindru gradat o cantitate de 50 cm³ de ulei care se golește în rezervorul instalației ;

3. Se așteaptă scurgerea lubrifianului între fusul și cuzinetul lagărului;

4. Se pornește motorul instalației și se măsoară turația arborelui motor;

5. Se încarcă lagărul cu diferite forțe cu ajutorul dispozitivului cu filet. Semnalul captorului se înregistrează, trecându-se în tabelul 4.2, și apoi se face conversia în valori ale forței;

6. Se măsoară presiunea hidrodinamică pentru diferite poziții radiale prin utilizarea dispozitivului de indexare, valorile notându-se în tabelul 4.2;

Tabelul 4.2

j	1	2
n _j [rot./min]		
ε _j [μm/m]		
F _j [N]		
p _{mj} [bar]		
p _{1j} [bar]		
P _{2j} [bar]		
P _{3j} [bar]		
P _{4j} [bar]		
P _{5j} [bar]		
P _{6j} [bar]		
P _{7j} [bar]		
P _{8j} [bar]		
P _{9j} [bar]		
P _{10j} [bar]		

P_{11j} [bar]		
p_{12j} [bar]		
p_{13j} [bar]		
p_{14j} [bar]		

7. Se descarcă lagărul;
8. Se măsoară cantitatea de lubrifiant scurs din lagăr;
9. Se repetă experiența pentru alți parametri (forță, turație);
10. Pentru diverșii parametri de încercat se trasează pe hârtie milimetrică polară variația presiunii hidrodinamice;
11. Se trasează pe aceeași diagramă polară presiunea medie din lagăr determinată cu relația:

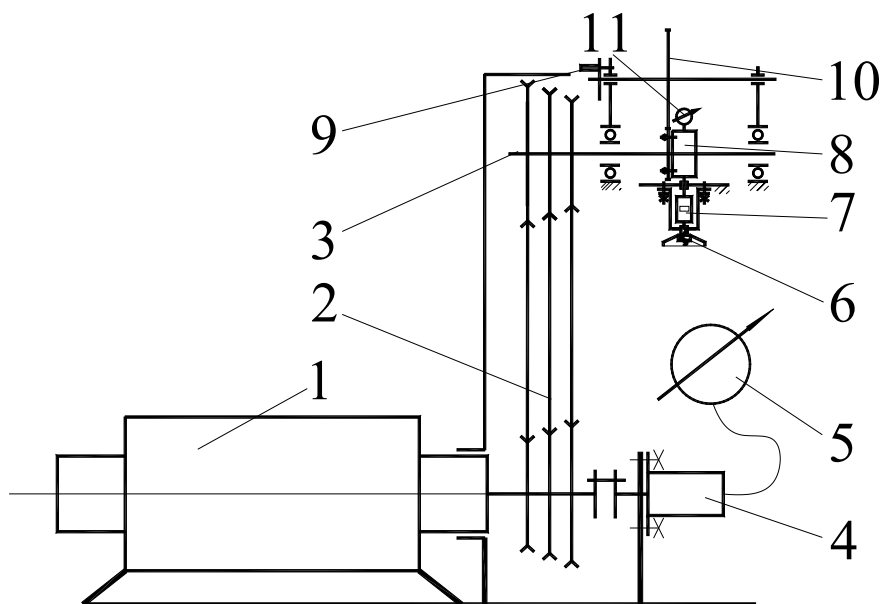
$$p_{mj} = \frac{F_j}{B \cdot L}$$

FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR Nr. _____
 cu titlul: **distribuția presiunii hidrodinamice în pelicula de lubrifianț a unui
 lagăr radial uns**

1. Scopul lucrării

Scopul lucrării este de a pune în evidență experimental modul de variație a presiunii hidrodinamice în pelicula de lubrifianț dintre fus și cuzinet la un lagăr radial cu alunecare..

1. Schița instalației



2. Date măsurate și prelucrate

Tabelul 4.1

B [mm]	D [mm]	L, mm	Q ₁ [ml]	Q ₂ [ml]

Tabelul 4.2

j	1	2
n_j [rot./min]		
ε_j [$\mu\text{m}/\text{m}$]		
F_j [N]		
p_{mj} [bar]		
p_{1j} [bar]		
P_{2j} [bar]		
P_{3j} [bar]		
P_{4j} [bar]		
P_{5j} [bar]		
P_{6j} [bar]		
P_{7j} [bar]		
P_{8j} [bar]		
P_{9j} [bar]		
P_{10j} [bar]		
P_{11j} [bar]		
p_{12j} [bar]		
p_{13j} [bar]		
p_{14j} [bar]		

3. Observații și concluzii.

Lucrarea 5

PROGRAME DE UNGERE PENTRU UTILAJE

1. Scopul lucrării

Lucrarea de laborator propune cunoașterea metodologiei de programare a întreținerii prin ungere pentru utilajele dintr-o secție sau societate cu profil mecanic și realizarea unei astfel de programe.

2. Considerații teoretice

Fiabilitatea, alături de funcționalitate, precizie, indicatori economici, estetică, manevrabilitate, etc., este unul din parametrii calității produsului.

Fiabilitatea reprezintă aptitudinea unui dispozitiv (element, ansamblu, echipament, sistem) de a-și îndeplini funcția specifică în condiții date și pe durata unei perioade de timp date.

Fiabilitatea unui echipament, în cea mai mare parte, este impusă de fiabilitatea cuplelor de frecare ce intră în componența acestor echipamente, prin realizarea regimurilor de ungere adecvate.

Optimul tribologic la orice cuplă de frecare, pentru condiții de funcționare concrete, este strâns legat de alegerea materialelor suprafețelor de frecare, alegerea materialelor de ungere, planificarea ungerii și combaterea uzării.

Materialul de ungere (lubrifianțul) în timp se degradează prin contaminare cu impurități mecanice, chimice (oxizi, acizi, baze), apă, etc. și pierde prin scurgeri sau evaporare, fapt ce impune filtrarea, completarea, înprospătarea sau înlocuirea acestuia pentru menținerea optimului tribologic.

Cu toate că în multe cuple de frecare optimul tribologic este îndeplinit, uzarea cuplelor de frecare este inevitabilă ceea ce impune repararea sau chiar înlocuirea acestora.

Deci, materialul de ungere ca și elementele cuplei de frecare au o durabilitate limitată. De durabilitate lubrifianțului și a cuplei de frecare trebuie să se țină seama la întocmirea oricărui program de ungere.

Programul de ungere al unui utilaj existent pentru asigurarea optimului tribologic se realizează de inginerul de întreținere pe baza documentației tehnice a utilajului sau a indicațiilor din literatura de specialitate, prin stabilirea calității și cantității de lubrifiant necesar fiecărei cuple de frecare, cât și a periodicității și controlul operațiilor aferente. Pentru stabilirea cantității de lubrifiant necesare principalelor tipuri de cuple de frecare se pot folosi recomandările din tabelul 5.1, iar pentru stabilirea intervalelor de ungere recomandările din tabelul 5.2.

Prin realizarea programului de ungere a fiecărui utilaj a unei secții sau societăți se poate stabili la nivelul fiecărei secții și societăți a cantităților de lubrifiant pe sortimente pentru planificarea aprovizionării.

Tabelul 5.1

Necesarul de lubrifiant la ungerea principalelor cuple de frecare

Nr. crt.	Tipul cuplei de frecare	Indicii pentru pentru stabilirea debitului și a cantităților de lubrifiant
1	Lagăr de alunecare uns cu ulei în regim HD	Debitul de ulei: $Q = 3,33 \cdot 10^{-7} \left(\frac{D}{B} \right)^2 + \frac{D^2}{\eta}, [g / \text{min}]$ D - diametrul lagărului, în mm; B - lățimea cuzinetului, în mm; η - vâscozitatea uleiului, în Pa·s.
2	Rulmenți unși cu unsoare	Cantitatea inițială: $Q = 350 \left[\frac{\pi}{4} B (D^2 - d^2) 10^{-9} - \frac{G}{7800} \right], [kg]$ d, D, B - dimensiunile rulmentului, în mm; G - greutatea rulmentului, în kg. Cantitatea la reumplere: $Q = (0,002 \dots 0,005) B \cdot D$
3	Rulmenți unși cu ceață de ulei	Debitul de ulei: $Q = (0,1 \dots 0,4) K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, [g / \text{ora}]$ $K_1 = 1 \dots 4$, funcție de turatie; $K_2 = 1 \dots 4$, funcție de rezerva de ulei; $K_3 = 1 \dots 8$, funcție de temperatură;

4	Rulmenți unși cu jet de ulei	Debitul de ulei: $Q = (0,5...10), [l / \text{min}]$ Valori mai mari pentru temperaturi ridicate
5	Rulmenți unși în baie	Nivelul uleiului să atingă 1/2 din bila inferioară.
6	Angrenaje unse prin barbotare	Volumul de ulei din baie: $Q=(0,3...0,6) [l/kW]$, cu imersare de 3/4 din dintele cel mai de jos.
7	Angrenaje unse cu circulație de ulei	Debitul de ulei: $Q = (0,6 + 0,002 \cdot m \cdot v) \frac{b}{10}, [l / \text{min}]$ m - modulul, în mm; v - viteza periferică, în m/s; b - lățimea angrenajului.
8	Angrenaje unse cu ceață de ulei	Debitul de ceață: $Q = (7...10 \cdot 10^6) \frac{b}{D_1} D_2 D, [dm^3 / \text{min}]$ D_1, D_2 - diametrele celor două roți în angrenare, în mm; D - diametrul mediu pentru celelalte roți ale reductorului, în mm. $1 dm^3/min \approx 0,2 g/ora$
9	Angrenaje deschise unse cu	Cantitatea de unsoare:

	unsoare	$Q = 0,002 \cdot a_w \cdot b, [g]$ a_w - distanța dintre axe, în mm. b - lățimea de angrenare
10	Ghidaje cu alunecare și cu rostogolire	Cantitatea de ulei: $Q = (5...24) \frac{S}{10^5}, [g]$ S - suprafața ghidajului, în mm ² .

Tabelul 5.2

Aprecierea perioadelor de control și de schimbare a lubrifianților

Nr. crt.	Tipul cuplei de frecare	Indicații pentru aprecierea perioadelor de control și de schimbare a lubrifianților
1	Angrenaje unse prin barbotare	- controlul zilnic pentru condiții severe; - control la 7 zile pentru angrenajelor noi aflate în rodaj; - control la 1...3 luni pentru funcționare normală - schimbarea după 1...3 luni pentru reductoare obișnuite; - schimbarea după 5...6 luni pentru reductoare cu rezervor de până la 50 litri ulei; - schimbarea după 6...12 luni pentru reductoare cu rezervor mai mari de 50

		litri ulei
2	Angrenaje cu ungere centralizată	- schimbarea după 2 ani pentru reductoare cu rezervor de 500...1000 litri ulei.
3	Rulmenți unși cu unsoare funcționând în condiții normale	- intervalele de ungere: $T_u = \frac{(0,3...1,1) \cdot 10^6}{60nd}, [\text{ore}]$ d - diametrul alezajului rulmentului, în mm; n - turața, în mm. - peste 70°C intervalele de ungere se reduc la jumătate la fiecare creștere a temperaturii cu 15°C.
4	Rulmenți unși cu unsoare funcționând în condiții grele	- intervale de ungere: $T_u = \frac{(0,3...1,1) \cdot 10^6}{60nd} f_1 \cdot f_2 \cdot f_3, [\text{ore}]$ $f_1, f_2, f_3 = 0,1...0,3$

3. Elaborarea fișelor de ungere

Introducerea lubrifiantului între suprafețele de frecare ale cuplelor de frecare se realizează prin *punctele de ungere*. Aceste puncte de ungere sunt evidențiate pentru fiecare utilaj și se amplasează în locuri accesibile.

Stabilirea perioadelor de intervenție prin punctele de ungere, atunci când se acționează simultan mai multe cuple de frecare, se face funcție de durata minimă de intervenție pentru fiecare cuplă de frecare. Perioadele de intervenție, de obicei, sunt recomandate de producătorul de echipamente și indicate în cartea tehnică a acestuia.

Necesarul de lubrifiant, dacă nu este indicat de producător, se poate determina cu ajutorul tabelului 5.1.

Necesarul de lubrifiant și perioadele de intervenție se trec într-o *fișă de ungere* a echipamentului.

O fișă de ungere cuprinde schema echipamentului cu poziționarea tuturor punctelor de ungere, cu indicarea nivelului de timp de intervenție. Lângă schema de ungere se atașază un tabel care trebuie să cuprindă controalele, curățirea, schimburile de lubrifiant, tipul acestuia și cantitățile necesare fiecărui punct de ungere.

În figura 5.1 este prezentată fișa de ungere a unei mașini de găurit vertical-G40.

Pe baza acestor fișe de ungere se stabilește la nivel de secție și societate planificarea programului de ungere, cu stabilirea cantităților de lubrifianți, dispozitivele de ungere și numărul de muncitori necesari.

4. Elaborarea programului de ungere

În cadrul programului de ungere se urmărește:

- planificarea operațiilor de ungere pe zile calendaristice, echipamente (mașini de lucru) și puncte de ungere;
- determinarea necesarului de lubrifiant pe sortimente și zile;
- stabilirea numărului de muncitori necesari pentru realizarea ungerii utilajelor;
- obținerea de informații privind cantitățile de lubrifianți pe sortimente și intervale de timp.

FIȘĂ DE UNGERE MAȘINĂ DE GĂURIT VERTICAL G 40 (varianta electrică)

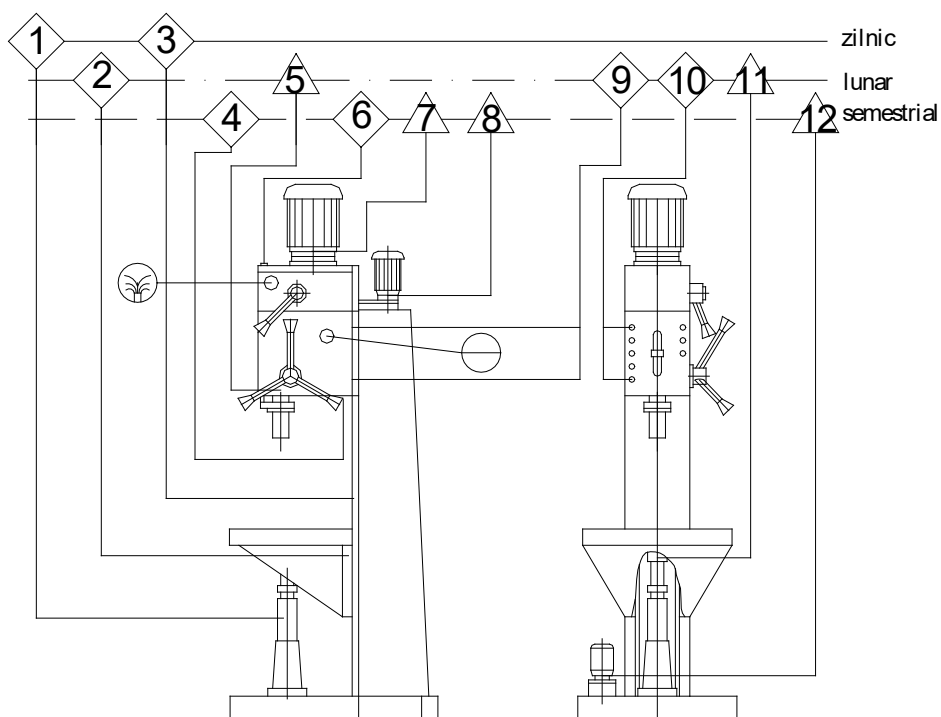


Fig. 5.1

UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA

Facultatea de Mecanică

Studentul(a) _____ Grupa _____

Laboratorul de TRIBOLOGIE

Data _____

FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR Nr. ____
cu titlul: **Programe de ungere pentru** _____

1. Scopul lucrării. Lucrarea de laborator propune cunoașterea metodologiei de programare a întreținerii prin ungere pentru utilajele dintr-o secție sau societate cu profil mecanic și realizarea unei astfel de programe.

2.FIȘĂ DE UNGERE

1. Observații și concluzii.

TESTAREA MATERIALELOR ȘI LUBRIFIANȚI PE INSTALAȚIA CILINDRU – PLAN (TIMKEN)

1. Scopul lucrării.

Lucrarea de laborator are scopul de a testa tribologic (frecare - ungere - uzare) diferite cupluri de materiale pe mașina Timken.

2. Elemente teoretice

La deplasarea a două corpuri ce formează o cuplă de frecare se întâmpină o rezistență. Referitoare la această rezistență s-au emis o serie de teorii [1], [2], [6]: *mecanică* (interacțiunea asperităților), *moleculară* (adeziuni moleculare), *microsudurilor* (crearea și forfecarea microsudurilor formate între asperitățile suprafețelor), *energetică* (energia necesară pentru deformarea elastică, plastică sau elastoplastică a asperităților), *electrică sau magnetică* (formarea de câmpuri electrostatice și electromagnetice). Nici una din teoriile amintite nu corespund cu realitatea fapt pentru care s-au emis *teoriile mixte (compuse)* care sunt cele mai apropiate de fenomenele reale. Rezistențele la deplasarea suprafețelor de frecare sunt procese complexe de natură molecular-mecanic-energetice.

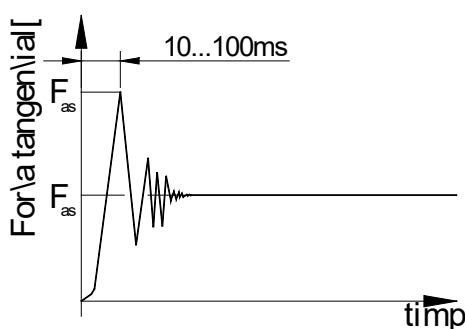


Fig. 6.2. Variația forței de frecare în timp

Forța de frecare, situată în planul de tangență a două corpuri încărcate, care trec din starea de repaus în starea de mișcare, are variația

din figura 6.2 [6]. Se constată că de la valoarea zero în câteva milisecunde atinge o valoare maximă, iar după câteva oscilații se stabilizează.

Un sistem tehnic este considerat "bun" dacă lucrează la parametrii performanți. Acești parametrii sunt mereu în schimbare ca urmare a cercetării și progresului tehnico-economic. Un sistem tehnic se menține în funcțiune atâta timp cât este economic pentru a realiza produsul pentru care a fost creat competitiv.

Scoaterea din funcțiune a sistemului tehnic se impune din două motive principale:

1. *Uzarea morală* a sistemului - produsele obținute cu el sunt depășite din punct de vedere tehnico-economic;
2. *Uzarea tehnică* a sistemului - produsele obținute cu el sunt cu defecte ca urmare a ieșirii din parametrii proiectați prin ruperi, deformări, etc.

Uzarea tehnică se produce ca urmare a suprasarcinilor, oboselii elementelor, proceselor de frecare-ungere-uzare.

Uzarea este procesul de modificare al stării inițiale a suprafețelor de frecare prin desprinderea de material din cupla de frecare, modificării dimensiunilor, formei, proprietăților fizico-mecanice, caracteristicilor constructive și funcționale prin acțiuni

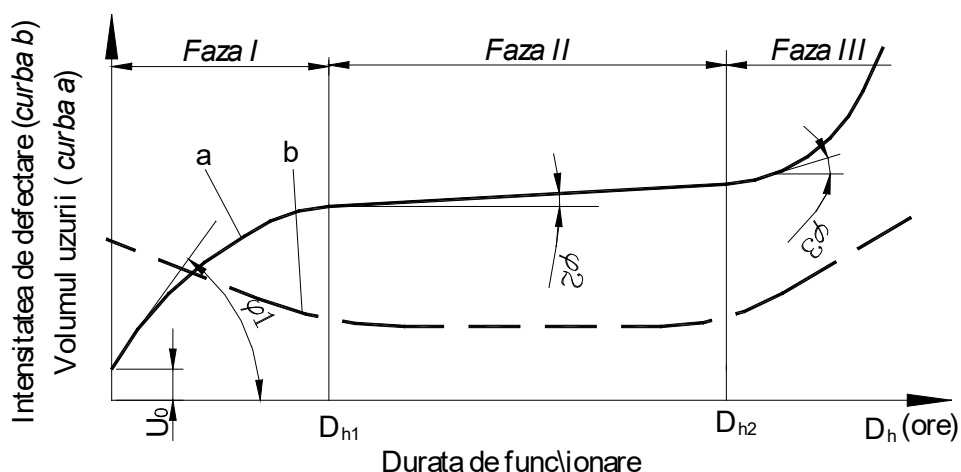


Fig. 6.2. Evoluția uzurii și fiabilității cuplelor de frecare

mecanice, termice, chimice, electrice, radioactive, etc.

Uzura reprezintă efectul uzării, adică materialele desprinse și urmele de deteriorare ale suprafețelor cuplelor de frecare.

La nivelul tribosistemelor sau ansamblor acestora uzura produce o serie de efecte, care pot fi percepute sau nu. Dintre cele percepute se amintesc: *rezistența la frecare, vibrați, fenomene termice, transformări mecanice și chimice, modificări geometrice, modificări masice*

Evoluția uzării unei cuple de frecare (pierderea de material) este redată în figura 6.2.

Uzura se poate exprima prin unități absolute (masă, lungime, volum), sau unități relative ca *intensitatea de uzare* când uzura absolută este raportată la lungime și *viteza de uzare* când raportarea se face la timp.

Se disting pentru măsurarea uzurii: uzura liniară (U_h) cu unități de măsură ale lungimii, uzura volumetrică (U_v) cu unități de măsură ale volumului, uzura gravimetrică (U_m) cu unități de măsură ale masei.

Intensitatea de uzare se măsoară în unități de măsură ale lungimii, volumului sau masei raportate la unitatea de lungime.

$$\begin{aligned} I_h &= \frac{U_h}{L_f} \quad [mm / km] \text{ sau } [\mu m / km] \\ I_h &= \frac{U_v}{L_f} \quad [mm^3 / km] \\ I_h &= \frac{U_m}{L_f} \quad [g / km] \text{ sau } [mg / km] \end{aligned} \quad (6.4)$$

Important este să se exprime corect *lungimea de frecare* pentru determinarea intensității de uzare.

Se definește *lungimea de frecare* ca fiind distanța pe parcursul căreia, un punct de pe suprafața unei cuple de frecare vine în contact nemijlocit cu suprafața conjugată.

În [6] se dau pentru câteva cuple de frecare lungimile de frecare, ariei de frecare și ariile nominale.

4. Instalație experimentală(fig. 6.3)

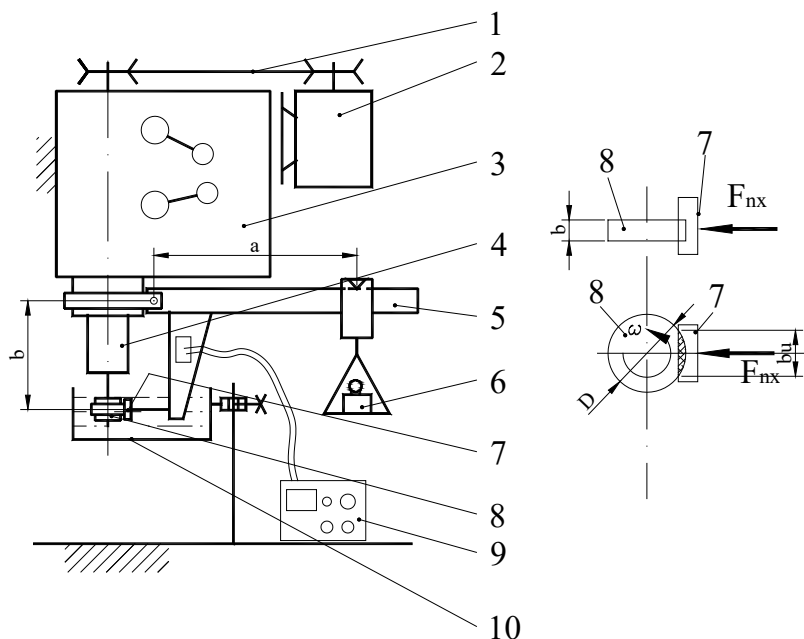


Fig. 6.3

1. Transmisie prin curele;
2. Motor electric;
3. Mașină de găurit G 30;
4. Arbore principal;
5. Sistem de încărcare și măsurare
6. Greutăți;
7. Epruvetă cilindrică rotitoare;
8. Epruvetă disc fixă;
9. Tensometru electronic;
10. Cuvă cu ulei.

Modul de lucru.

1. se echilibrează tensometrul electronic 9;

2. se cântăresc epruvetele inițiale greutatea m_{fi} și m_{mi} trecându-se în tabelul 6.1;
3. se imersează în cuva cu ulei 10 epruvetele 7 și 8;
4. se încarcă epruvetele prin intermediul sistemului de încărcare 5 cu forța F_{nx}

$$F_{nx} = \frac{G \cdot a}{b} \quad (6.1)$$

unde a și b sunt lungimile sistemului de încărcare conform figurii 6.3;

5. se pornește motorul electric 2 și se urmărește evoluția forței de frecare F_{fx} prin citirea deformațiilor elastice ε la tensometrul electronic, după ce se stabilizează (cca. 5...6 minute); valorile se trec în tabelul 6.1
6. se demontează eprubetele și se cântăresc greutatea finală m_{ff} , m_{mf} și timpul t cât durează experiența, care se trec în tabelul 6.1;
7. se repetă experiența prin modificarea lungimii a sistemului de încărcare și a greutăților de încărcare G ;
8. se determină coeficienții de frecare cinematic μ_{ak} și se trec în tabelul 6. ;

$$\mu_{aik} = \frac{F_{fx}}{F_{nx}} \quad (6.2)$$

9. se determină presiunea hertziană cu relația

$$p_h = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{nx}}{b \cdot D} \cdot \frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} - \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (6.3)$$

și se trec în tabelul 6.1 cu ν_1 , ν_2 , E_1 și E_2 din tabelul 6.2 ;

10. se calculează presiunea Striebec p_s cu relația

$$p_s = \frac{F_{nx}}{b \cdot D} \quad (6.4)$$

care se trec în tabelul 6.1;

11. se determină cantitatea de material uzat din diferența celor două cântăriri inițială și finală, care se trece în tabelul 6.1;

$$U_m^{f,m} = m_i^{f,m} - m_f^{f,m} \quad (6.5)$$

12. se determină intensitatea de uzare, care se notează în tabelul 6.1, cu relațiile

$$\begin{aligned} I_h^m &= \frac{U_m^m}{\pi \cdot D \cdot 60 \cdot n \cdot t} \quad ; \quad a) \\ I_h^f &= \frac{U_m^f}{b_u \cdot 60 \cdot t} \quad b) \end{aligned} \quad (6.6)$$

Tabelul 6.1

Nr.	G_x	F_{nx}	v_x	ε	F_{fx}	μ_{ak}	p_h	p_s	b_u	t	m_i^f	m_i^m	m_f^f	m_f^m	U_m^m	U_m^f	I_h^m	I_m^f
1.1																		
1.2																		
1.3																		
1.4																		
1.5																		
2.1																		
2.2																		
2.3																		
2.4																		
2.5																		

Tabelul 6.2		
Material	E [MPa]	ν [-]
Oțel	$2,1 \cdot 10^5$	0,3
Fontă	$0,75 \cdot 10^5$	0,25
Bronz	$1,2 \cdot 10^5$	0,33

FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR Nr. _____
cu titlul: **Testarea materialelor și lubrifianți pe instalația cilindru – plan
(TIMKEN)**

1. Scopul lucrării. Lucrarea de laborator are scopul de a testa tribologic (frecare - ungere - uzare) diferite cupluri de materiale pe mașina Timken.

1. Schița instalației

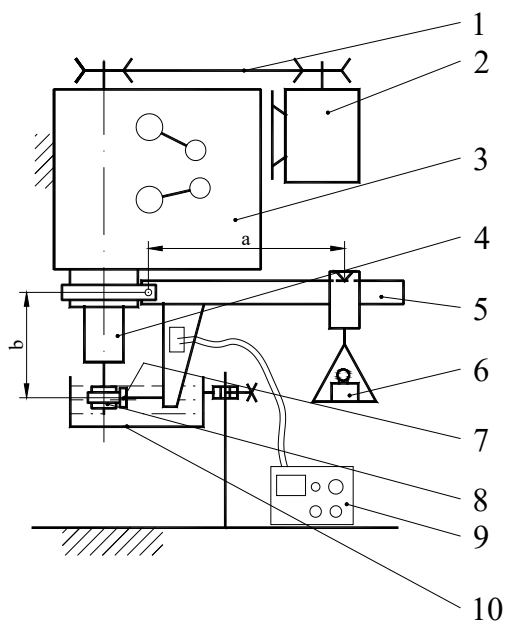


Fig. 6.3

- 1. Transmisie prin curele;
- 2. Motor electric;
- 3. Mașină de găurit G 30;
- 4. Arbore principal;
- 5. Sistem de încărcare și măsurare

6. Greutăți;

7. Epruvetă cilindrică rotitoare;

8. Epruvetă disc fixă; 9. Tensometru electronic; 10 Cuvă cu ulei.

11. Date măsurate și prelucrate

Tabelul 6.1

Nr.	G_x	F_{nx}	v_x	ε	F_{fx}	μ_{ak}	p_h	p_s	b_u	t	m_i^f	m_i^m	m_f^f	m_f^m	U_m^m	U_m^f	I_h^m	I_m^f
1.1																		
1.2																		
1.3																		
1.4																		
1.5																		
2.1																		
2.2																		
2.3																		
2.4																		
2.5																		

12. Observații și concluzii.

FORMAREA PRESIUNII HIDRODINAMICE

1. Scopul lucrării.

Lucrarea de laborator își propune să pună în evidență formarea pelicule hidrodinamice între suprafețe înclinate între care se află lichid din abundență în mișcare.

2. Elemente teoretice

Regimurile de frecare-ungere cu film continuu se mai numesc *regimuri de frecare-ungere fluide* când între suprafețele de frecare trebuie asigurată o peliculă de lubrifiant lichid sau gazos *continuă și portantă*.

Pentru asigurarea condiției de continuitate grosimea minimă a filmului de lubrifiant trebuie să fie mai mare decât suma înălțimii rugozităților suprafețelor de frecare. Aceste regimuri de frecare-ungere se pot clasifica după mai multe criterii.

Aplicații ale acestui regim se întâlnesc des la: organe de mașini și transmisii mecanice (lagăre cu alunecare, lagăre cu rostogolire, angrenaje, transmisii prin fricțiune), vehicule cu pernă de aer, etc.

Regimul hidrodinamic, care se prescurtează **HD**, se mai numește *lubrifiere hidrodinamică, lubrifiere cu peliculă fluidă sau lubrifiere cu peliculă groasă*.

Dacă între două suprafețe convergente se află fluid din abundență și există o mișcare relativă în direcția convergenței, datorită onctuoității, un strat subțire de fluid este pus în mișcare și comprimat în zona de convergență creând o presiune (hidrodinamică) suficientă pentru a suporta o sarcină suficient de mare fără altă intervenție externă (fig. 7.1). Pelicula portantă poate fi creată și când suprafețele se află în mișcarea relativă după direcția normală la suprafețe.

Acest fenomen, de creare a unei presiuni între suprafețele convergente aflate în mișcare relativă situate în fluid din abundență, se explică prin faptul că un fluid vâscos nu poate fi comprimat (presat) instantaneu. Datorită rezistenței la extrudare a fluidului este nevoie de o perioadă de timp pentru ca suprafețele să se atingă, perioadă în care se formează presiunea capabilă să suporte o sarcină.

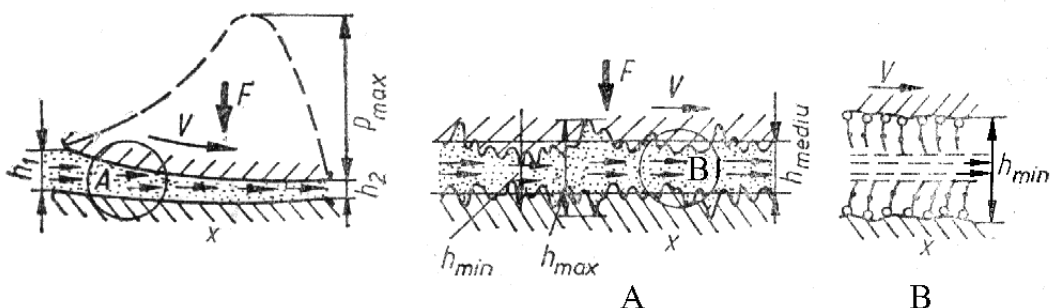


Fig. 7.1. Crearea presiunii hidrodinamice între suprafețe convergente [6]

Fenomenul este *util* în multe aplicații printre care se amintesc lagărele cu alunecare, dar și *inutil* cum este cazul la fenomenul de acvoplanare a anvelopelor autovehiculelor și aeronavelor ce rulează pe drumurile și pistele umede.

În regimul HD grosimea stratului de fluid este mult mai mare ca înălțimea neregularităților ($5...500 \mu m$) de pe suprafața portantă, neexistând contacte solide ale neregularităților suprafețelor.

Pierderile energetice prin frecare în lubrificația HD sunt reduse (coeficientul de frecare poate fi mai mic ca 0,001), crescând ușor cu viteza de alunecare. Caracteristicile de frecare provin din forfecarea straturilor de fluid vâscos.

Uzura suprafețelor este foarte mică, singura uzură posibilă ca urmare a interacțiunii acestora cu lubrifiantul este uzura chimică (corozivă). Uzura abrazivă nu se produce nici în perioadele tranzitorii (pornire, oprire) datorită proprietății de onctuozitate a lubrifiantului. Uzura chimică se poate reduce substanțial dacă lubrifiantii se aditivează cu aditivi anticorozivi, antioxidanți, antirugină. Pentru suprafețele feroase aditivii au conținut fosfatic

sau conțin săruri organo-metalice, când suprafețele capătă culoarea albastră sau maron [4].

Formarea peliculei portante a fost pusă în evidență la sfârșitul secolului al XIX-lea (mai precis în anul 1883) independent de Towwer în Anglia și de N.P. Petroff în Rusia, care studiind ungerea unui lagăr cu alunecare au constatat cum uleiul este expulzat prin orificiile practice cu scopul alimentării lagărului, în zona portantă a cuzinetului, când fusul se mișcă.

Petroff a dat chiar o relație pentru determinarea forțelor de frecare, cunoscută în literatura de specialitate ca ecuația lui Petroff:

$$F_f = \eta_0 \frac{v}{h} A \quad (7.1)$$

unde η_0 este vâscozitatea la presiunea ambiantă;

A - suprafața de interferență dintre fus și cuzinet care preia sarcina;

h - grosimea peliculei sau jocul radial din lagăr;

v - viteza relativă din lagăr.

Pentru un lagăr radial cu raza fusului r , ce se rotește cu viteza unghiulară ω , într-un cuzinet de lățime b și jocul radial h , forța de frecare este:

$$F_f = \frac{2\pi\eta_0 r^2 b \omega}{h} \quad (7.2)$$

Observațiile experimentale făcute de Towwer și Petroff au fost studiate teoretic de O. Reynolds în anul 1886 la Universitatea din Manchester, acesta arătând că se formează un câmp de presiune în filmul de lubrifiant capabil să suporte o sarcină de încărcare, dacă sunt îndeplinite, în principal, trei condiții:

- formarea unei pene de ulei prin existența jocului dintre fus și cuzinet,
- există mișcare relativă între suprafețele în mișcare,
- uleiul în exces aderă de suprafețele fusului și cuzinetului.

lu

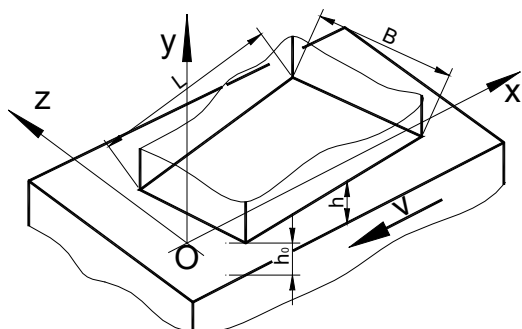


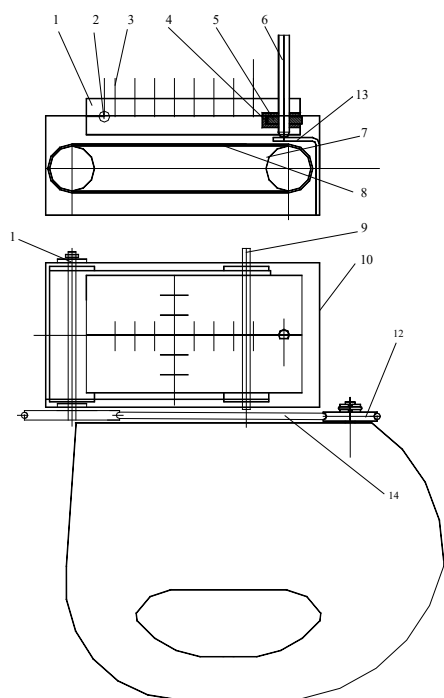
Fig. 7.2. Două suprafețe în mișcare relativă ce formează pana de fluid

relativă față de o altă suprafață, între care se află fluid, cantitatea de fluid ce trebuie completată pentru ca între suprafețele în mișcare să fie asigurat filmul continuu și pierderile energetice (forțele de frecare). Pentru aceasta trebuie pus în evidență câmpul de presiuni dintre suprafețe, viteza de curgere a fluidului dintre suprafețe și coeficienții de frecare dintre straturile de fluid. Toate acestea sunt rezolvate de *ecuațiile Navier-Stokes* și *ecuația Reynolds*.

3. Instalație experimentală

Câmpul de presiune este influențat și de vâscozitatea e la zero, la intrarea și ieșirea uleiului dintre suprafețe, la un maxim situat între intrarea și ieșirea lubrifiantului și mai aproape de ieșire (fig. 7.1).

În calculele ingineresti se pune problema de a determina: sarcina (portanța) care o suportă o suprafață aflată în mișcare



	Buc
1 placa	1
2 ax placa O6x85	1
3 tob sticla	8
4 suport piulita	1
5 piulita M6	1
6 surub M6	1
7 rola	2
8 banda	1
9 arbore rola O6x85	1
10 bazin	1
11 lagar	4
12 roata de curea	2
13 placa de sprijin	1
14 curea	1

Fig. 7.3

Placa (1) purtătoare de tuburile din sticlă (3) are posibilitatea să se încline prin rotirea în jurul axului (3). Unghiul de înclinare este $\alpha = \arcsin \frac{l}{100}$, unde l este lungimea șurubului ce se deșurubează prin rotirea sa din poziția de din poziția de zero (contactul cu placa 13) Prin înclinarea plăcii ce se află

scufundată în lichid și pornirea motorului se formează condițiile minime de formare a peliculei portante:

- suprafețe ce formează un unghi între ele;
- mișcare relativă între suprafețe care este echivalentă cu mișcarea lichidului între suprafețe în sensul pătrunderi în pana de lichid ce se formează.
- lichid din abundență între suprafețe.

4. Modul de lucru

1. se pornește motorul;
2. se înclină placa la diferite unghiuri;
3. se citesc înălțimile, h , la care se ridică lichidul în tuburi
4. se trec valorile unghiurilor și înălțimile la care se ridică lichidul în tuburi în tabelul 7.1;

5. se trasează pe hârtie milimetrică dependența $h=h(\alpha)$.

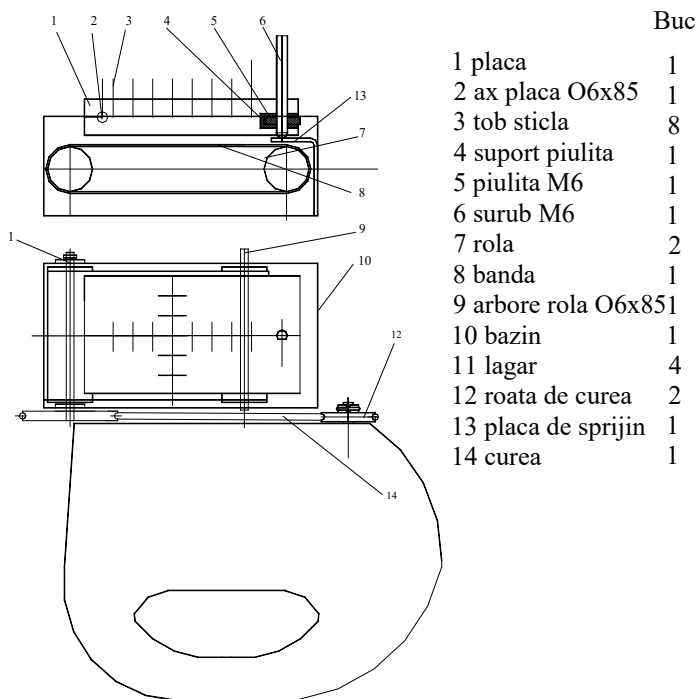
Tabelul 7.1

l	α	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7

5. Observații și concluzii

FIȘA DE DATE PENTRU LUCRAREA DE LABORATOR**Nr. ____****cu titlul: FORMAREA PRESIUNII HIDRODINAMICE****1. Scopul lucrării.**

Lucrarea de laborator își propune să pună în evidență formarea pelicule hidrodinamice între suprafețe înclinate între care se află lichid din abundență în mișcare.

2. Schița instalației**Fig. 7.3**

3. Date măsurate și prelucrate

Tabelul 7.1

l	α	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7

5. Observații și concluzii

Lucrarea 8

DETERMINAREA MOMENTULUI TOTAL DE FRECARĂ ÎN RULMENȚII RADIALI CU BILE

Scopul acestui capitol este acela de a se prezenta modul de determinare pe cale experimentală a momentului de frecare, la rulmenții radiali cu bile pe un rând cu ajutorul standului proiectat.

Valoarea acestor momente se stabilește pentru o singură dimensiune de rulment (6304 – 2RS), variindu-se succesiv forța radială F_r .

Notății

C_0 – reprezintă capacitatea statică de încărcare a rulmentului, [N];

d_m – reprezintă diametrul mediu al rulmentului, [m];

F – forța exterioară aplicată [N];

F_r – forța radială, [N];

f_0 – factor dependent de tipul rulmentului și sarcină;

f_1 – factor dependent de tipul rulmentului și sarcină;

M_l – momentul rezistent datorat frecării fluide a elementelor rulmentului în contact cu lubrifianțul, [Nm];

M_f – momentul rezistent datorat încărcării, [Nm];

M_t – momentul total de frecare, [Nm];

M_{tc} – momentul total de frecare de calcul, [Nm];

n – turația de funcționare, [rot/min];

P_o – sarcina statică echivalentă a rulmentului, [N];

δ – abatere admisibilă, [%];

ν – vâscozitatea cinematică a lubrifianțului, [m²/s].

Considerații teoretice:

Momentul rezistent care intervine în timpul funcționării rulmenților este datorat unui complex de forme de manifestare ale frecării.

Complexitatea fenomenului frecării de rostogolire este generată de numărul mare de factori care influențează și acționează simultan.

Cele mai importante surse ale frecării din rulmenți sunt:

- ➡ Frecarea datorită deformațiilor de contact;
- ➡ Frecarea de alunecare pe suprafețele de contact;
- ➡ Frecarea datorită lubrifiantului;
- ➡ Alunecarea coliviei pe corpurile de rostogolire sau inele;
- ➡ Frecarea din etanșări.

Pentru cazurile uzuale de calcul, momentul de frecare din rulmenți poate fi

Estimat, cu suficientă exactitate, cu relații obținute prin prelucrarea unui volum mare de rezultate experimentale.

O relație rapidă de calcul a momentului total de frecare (M_t) este de forma:

$$M_{tc} = M_F + M_L \quad (8.1)$$

Relația (8.1) este aplicabilă rulmenților care funcționează la sarcini și turații moderate.

În cazul rulmenților cu bile, de turație înaltă, la care frecările datorate mișcărilor de spin și giroscopice sunt importante, la momentul total de frecare determinat cu ajutorul relației (8.1), mai trebuie adăugat și momentul rezistent datorat acestor mișcări.

Momentul rezistent datorat încărcării (M_F) poate fi determinat cu ajutorul relației :

$$M_f = f_l \cdot F \cdot d_m \quad (8.2)$$

Pentru rulmenții radiali cu bile factorul f_l se determină cu ajutorul relației:

$$f_1 = 0,0009 \cdot \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0,55} \quad (3)$$

unde:

$$P_0 = F_r \quad [\text{N}];$$

$$C_0 = 8000 \quad [\text{N}]; \text{ pentru un rulment tip 6304.}$$

Pentru determinarea momentului rezistent datorat frecării fluide a elementelor rulmenților în contact cu lubrifianțul (M_L) se utilizează relația:

$$M_L = f_0 \cdot (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m \cdot 10^3 \quad [\text{Nm}], \text{ pentru } v \cdot n \geq 20 \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

Sau:

$$M_L = 16 \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad [\text{Nm}], \text{ pentru } v \cdot n \leq 20 \cdot 10^{-2} \quad (5)$$

Pentru cazul analizat: $f_0 = 1,5 \sim 2$

$$v = (25 \sim 33) \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^2/\text{s}].$$

Descrierea instalației:

Ca instalație pentru determinarea momentului de frecare se folosește un lagăr cu carcasă oscilantă montat pe arborele (2), figura 1. Antrenarea se realizează cu un motor asincron trifazat, cu rotorul în scurtcircuit (1), având turația $n=1500$ rot/min.

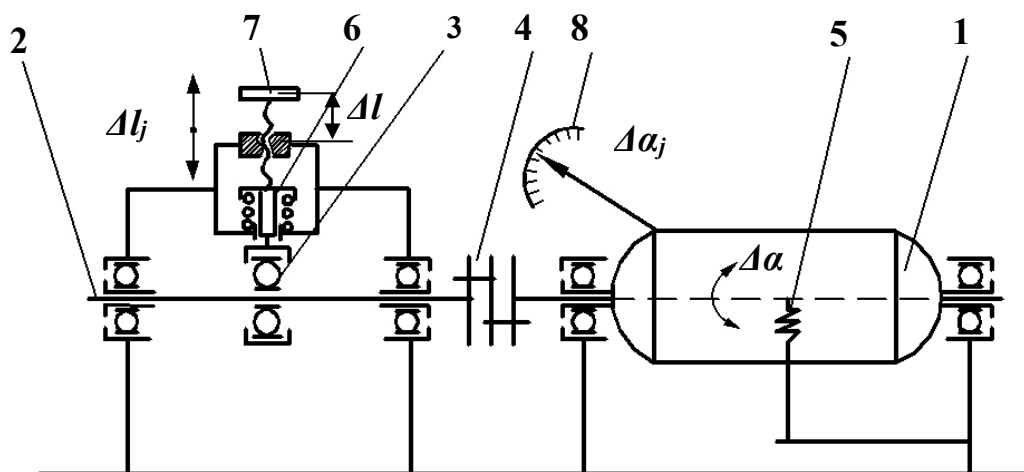


Figura 1. Descrierea standului

1-motor de antrenare asincron; 2 – arbore condus; 3 – rulment pentru studiul experimental; 4 – cuplaj elastic; 5 – element elastic; 6 – arc; 7 – element pentru încărcarea radială a rulmentului; 8 – indicator de deviație unghiulară.

Lagărul este realizat dintr-un rulment 6304 montat în bușă (3), pe arborele (2).

Antrenarea arborelui (2) se realizează prin intermediul cuplajului elastic (4) de către motorul electric (1) al cărui stator este „fixat static” prin elementul (5).

Încărcarea radială a rulmenților din bușă (3) se realizează prin elementul (7), care prin intermediul unui arc (6) introduce reacțiunea elastică de intensitate F_j , încărcând rulmenții (3) cu sarcina radială:

$$F_{rj} = \frac{F_j}{2} \text{ [N]}, \quad j = \overline{1,7} \quad (6)$$

Deformația arcului este proporțională cu încărcarea aplicată sistemului, iar indicațiile Δl [mm] ale tijei (figura 1) sunt corelate cu F_j [N], $j = \overline{1,7}$.

Momentul de frecare M_{fj} [Nmm], $j = \overline{1,7}$ este proporțional cu deviația unghiulară a acului indicator (8), care este solidar cu statorul motorului electric (1).

Desfășurarea unei încercări experimentale

Pentru determinarea experimentală a momentului total de frecare în rulmenții radiali cu bile se parcurg următoarele etape:

- se realizează stabilizarea temperaturii lagărului prin funcționare în gol circa 10...15 minute;
- se variază cu ajutorul dispozitivului (7) sarcina radială F_r , astfel încât viteza unghiulară a elementului (3) să tindă către zero; se determină valorile F_j , și F_{rj} , care se trec în tabelul 1;
- se determină valoarea sarcinii radiale F_{ro} , corespunzătoare vitezei unghiulare $\omega=0$;

- se determină valorile momentului total de frecare M_t , $j = \overline{1,7}$ [Nm] și se trec în tabelul 1;
- datele experimentale se prelucrează ținându-se seama de relațiile (1), (2), (3), (4) și (5) și se determină valorile momentului total de frecare de calcul M_{tj} ; $j = \overline{1,7}$ [Nm], care se trec în tabelul 1;
- se determină abaterea admisibilă δ ($\delta \leq 2\%$);
- se reprezintă grafic dependența:

$$M_t = f(F).$$

Tabelul 1

F_j	F_{rj}	F_{r0}	M_{tj}	M_{t0j}	δ
[N]	[N]	[N]	[Nmm]	[Nm]	[%]
	57,08		39		
	114,15		79		
	171		119		
	228,30		159		
	285,37		199		

Desfășurarea cercetării experimentale și rezultate obținute

Pentru cercetarea experimentală a momentului de frecare din rulmenți am utilizat următoarele echipamente:

- Sistem de înregistrare a deformațiilor MGCPlus;
- Calculator portabil pe care am instalat soft-ul de înregistrare a datelor Catman AP.
- standul experimental prevazut cu traductor cu timbbre tensometrice.

Aspecte din timpul desfășurării cercetărilor experimentale sunt prezentate în fig. 2. și fig.3.

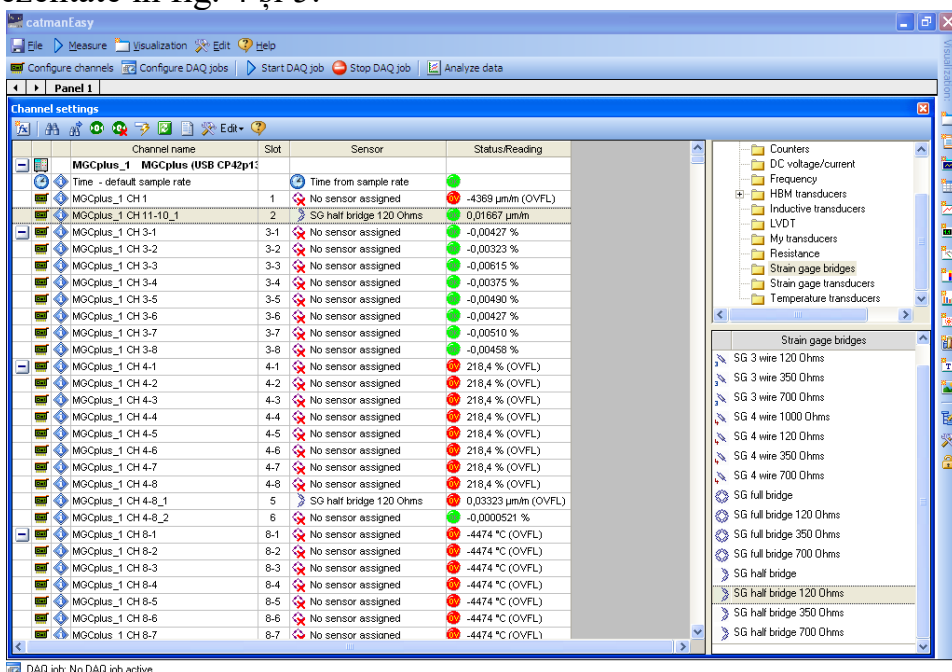


Fig.2. Sistemul de măsurare MGCPlus



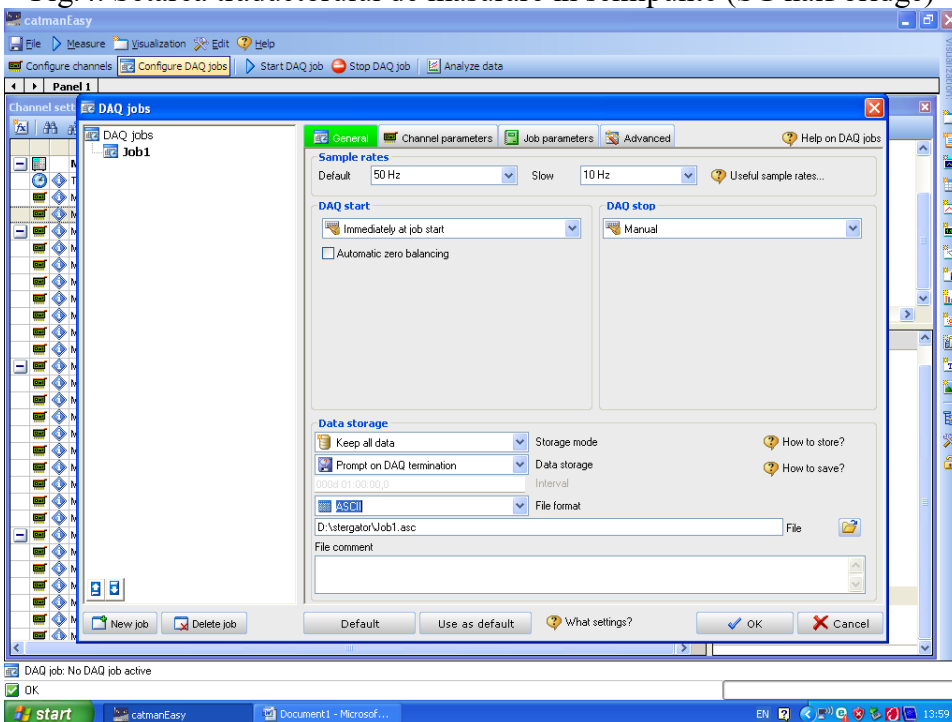
Fig.3. Standul de încercare

Cateva aspecte cu setările efectuate în soft-ul de achiziție sunt prezentate în fig. 4 și 5.



DAQ job: No DAQ job active

Fig.4. Setarea traductorului de măsurare în semipunte (SG half bridge)



DAQ job: No DAQ job active

OK

Fig. 5. Setarea parametrilor canalelor de măsurare

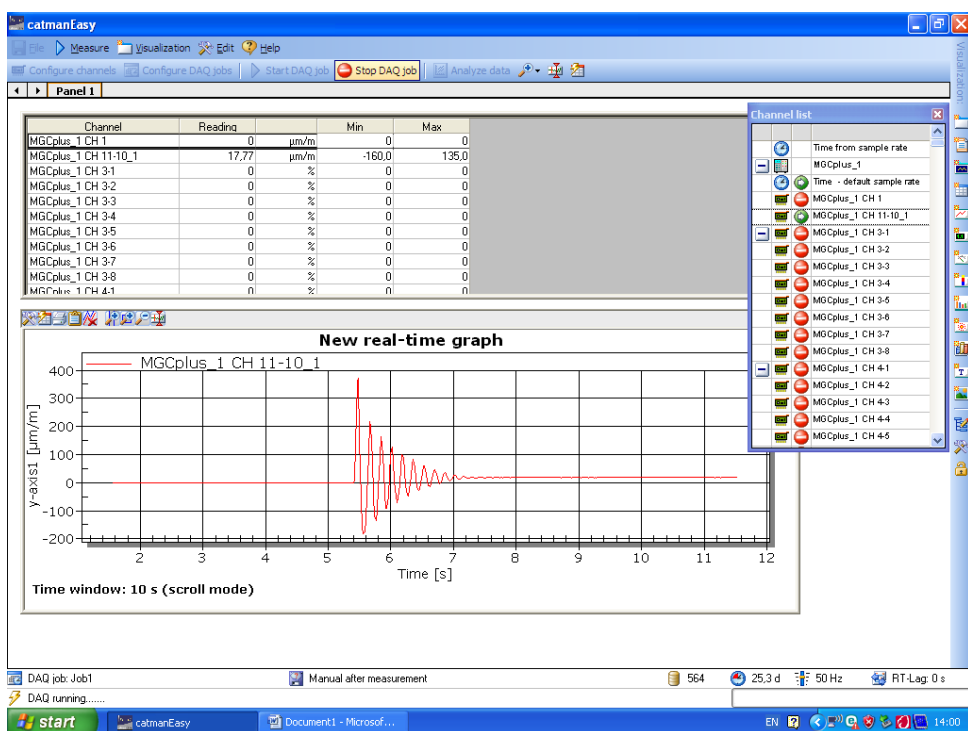


Fig. 6. Înregistrare pornire stand (deformații achiziționate)

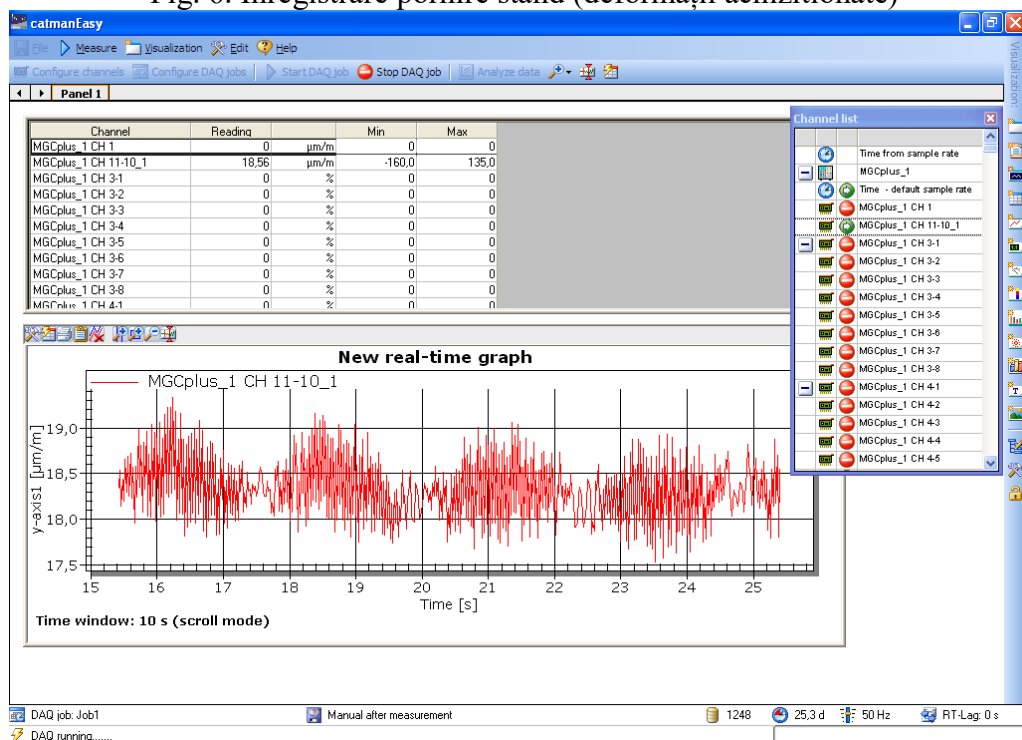


Fig.7. Rezultate înregistrare

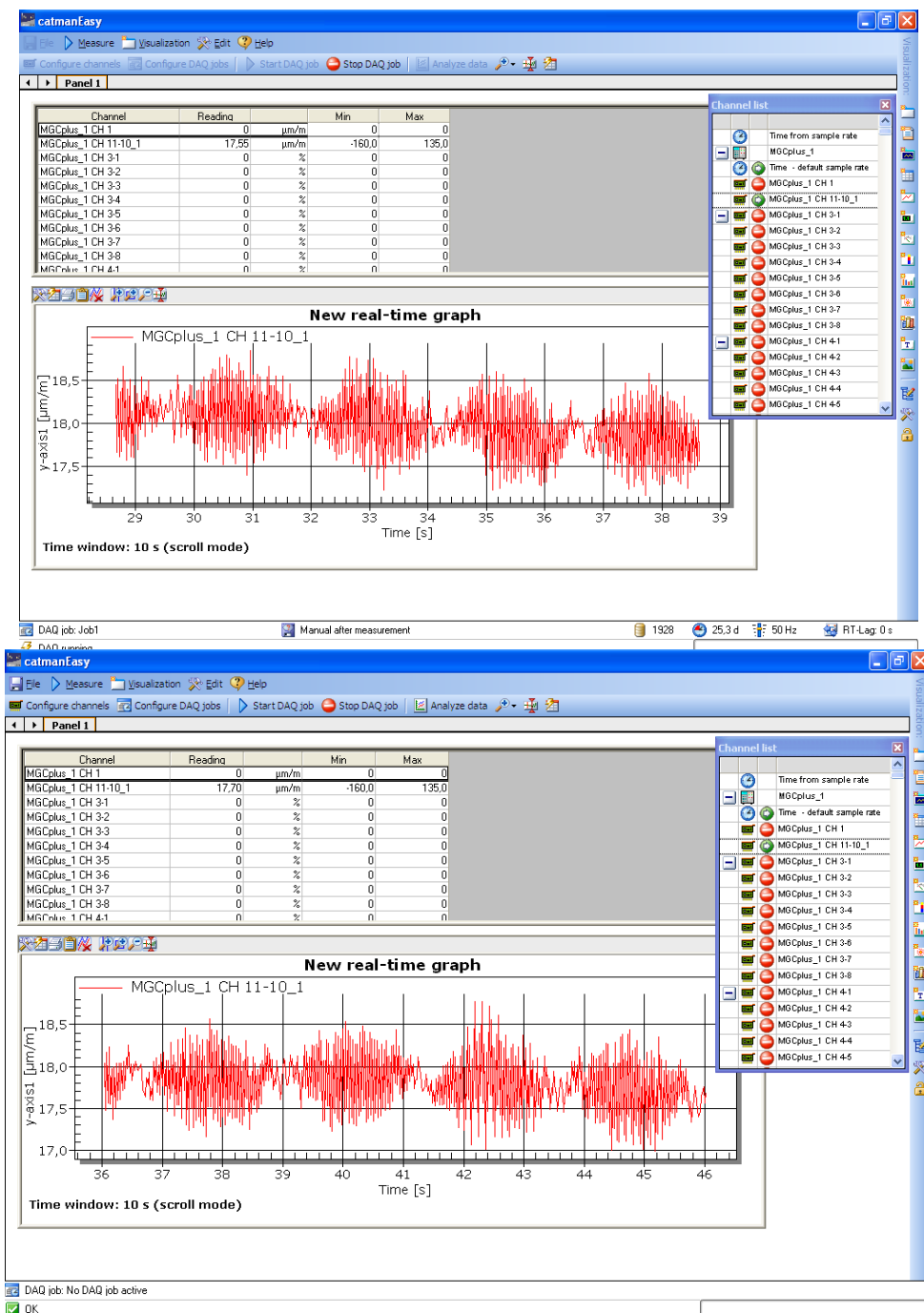


Fig. 8. Rezultate înregistrare

Interpretarea rezultatelor

Se realizează interpretarea rezultatelor obținute experimental prin comparare cu cele obținute prin calcul.

Caracteristica de etalonare a traductorului este prezentată în graficul de mai jos, din fig. 9.

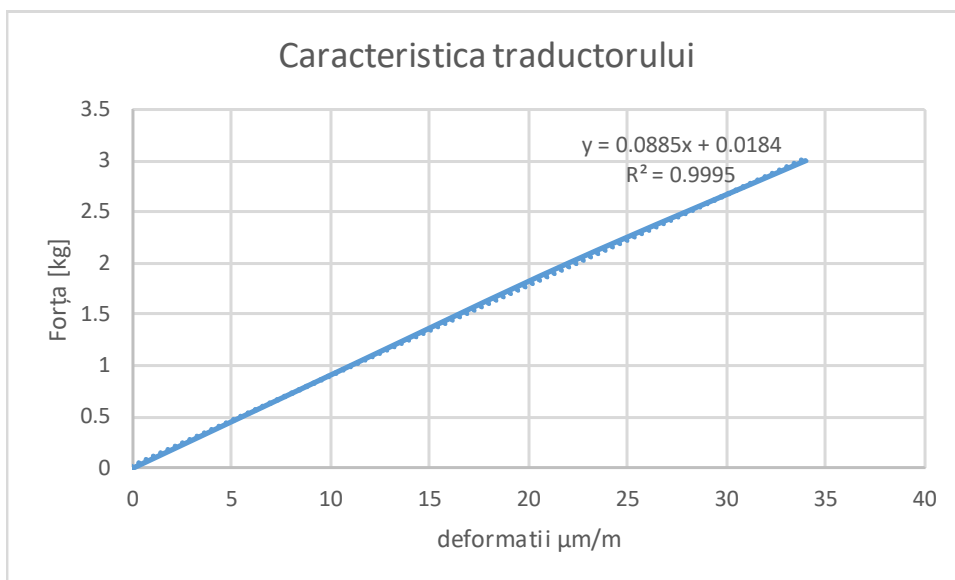


Fig. 9. Caracteristica de etalonare a traductorului

Din graficele obținute, luând în considerare raza de 70 mm la care este dispus capătul lamelei elastice față de axul motorului și caracteristica traductorului, pentru forța de 20 N din capătul lamelei, ne rezultă un moment de frecare de 1400 Nmm.

Lucrarea 9

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A FORTELOR ȘI MOMENTELOR LA PRELUCRAREA GĂURILOR

9.1. Introducere

Prelucrarea prin aşchiere se bazează pe o proprietate tehnologică, foarte importantă pentru oricare material, numită aşchiabilitate (sau prelucrabilitate). Aşchiabilitatea se defineşte ca fiind capacitatea unui material de a permite modificarea formei sale în concordanţă cu scopul propus, prin desprinderea de material sub acţiunea unei forţe exterioare.

Într-un proces tehnologic de aşchiere participă patru factori: piesa, mişcarea de aşchiere, scula şi aşchia. Derularea procesului de aşchiere presupune, în mod obligatoriu, existenţa:

- maşinilor-unelte adecvate procedului de generare a formelor şi a preciziei de prelucrare.
- sculelor aşchietoare corespunzătoare cinematicii de aşchiere.
- semifabricatelor cu forme şi dimensiuni apropiate de cele ale piesei finite.
- dispozitivelor de orientare şi de fixare a semifabricatului.
- dispozitivelor şi aparatelor de măsură şi control.

Lucrarea îşi propune determinarea experimentală a forţei de aşchiere, precum şi a momentului de răsucire la prelucrarea găurilor cu burghiul.

9.2. Cercetarea experimentală

Se va realiza cu un echipament format din:

1. Centru de prelucrare tip YOUNG TECH YMC1050

Pe acest tip de centru de prelucrare se pot realiza operații de găurire, alezare, filetare, frezare pe 3 axe. Mașina poate prelucra și pe o a 4-a axă prin montarea pe masa mașinii a unei mese rotative sau cap divizor. Este un centru de prelucrare de precizie datorită faptului că batiul este confecționat dintr-o fontă de calitate superioară, iar deplasările pe axe se fac cu ajutorul unor șuruburi cu bile pretensionate acționate direct de motoare electrice.

Echipamentul de comandă numerică este de tip Fanuc Oi-MC, prevăzut cu interfață RS 232 și slot de card de memorie. Cursele pe cele 3 axe:

axa X – deplasarea longitudinală a mesei, cursă maximă 1000 mm;

axa Y – deplasarea transversală a mesei cursă, maximă 500 mm;

axa Z – deplasarea verticală a capului de lucru, cursă maximă 570 mm.

Dimensiunile mesei de 1200 * 500 mm permit prelucrarea pieselor a căror greutate maximă nu este mai mare de 800 kg, iar prinderea acestora se face cu bride în canale T 16*5 mm. Axul principal al capului de lucru asigură o turație de maxim 8000 rot/min și este prevăzut cu con tip BT40, acționat de un motor electric de 10 CP. Avansul rapid se face cu o viteză de avans maximă de 15m/min, iar avansul de lucru cu viteză de avans maximă de 5 m/min.

2. Semifabricat

Semifabricatul folosit este de tip bară cu diametrul de 47.6 mm din care s-au tăiat “felii” de 20 mm grosime ca în figura 1. Materialul semifabricatului este , așa cum s-a arătat mai sus, oțel inoxidabil X17CrNi16-2.



Fig.1

3. Scula și portscula

Burghiarea este definită [7] ca operație de prelucrare prin așchiere a găurilor realizată cu o sculă numită **burghiu**. Burghiarea se poate face pe mașini de găurit, pe strunguri, pe mașini portabil, etc. În figura 2 [8] sunt prezentate elementele constructive ale burghiului.

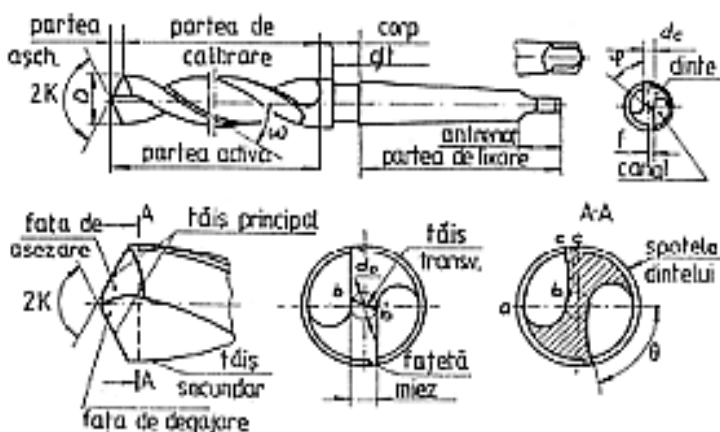


Fig. 2

Partea de fixare a burghiilor poate fi conică, așa cum este prezentată în figura de mai sus, sau cilindrică, iar antrenorul poate să lipsească. Se va utiliza un burghiu din oțel rapid de diametru 8 mm dintr-o trusă de burghie BOSCH (fig. 3 și fig. 4)



Fig.3



Fig.4

Bosch - Burghiu pentru metal, tip HSS-G, DIN 338 [9]

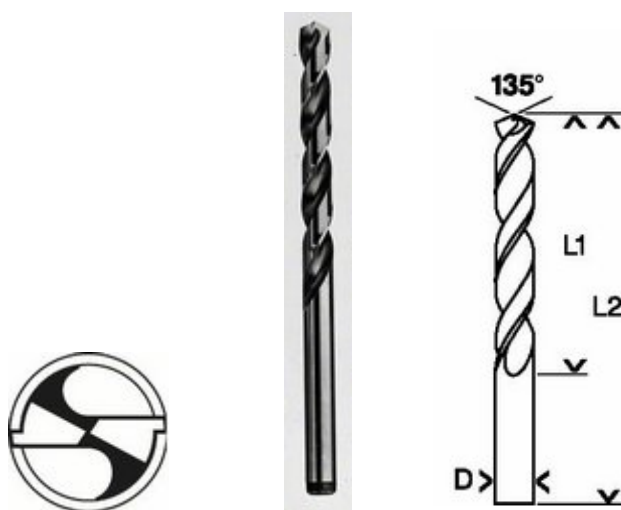


Fig.5

Lungime de lucru $L_1 = 75 \text{ mm}$

Lungime totală $L_2 = 117 \text{ mm}$

Burghiul este prins în portsculă, prevăzută cu con tip BT , prin intermediul unei pensete elastice, ca în figura 6:



Fig. 6

1. Dispozitiv pentru măsurarea forțelor și momentelor

Dispozitivul utilizat în experiment a fost conceput și realizat de o echipă mixtă în cadrul Facultății de Mecanică din Craiova. În figurile de mai jos se prezintă părțile componente și dispunerea traductorilor de forță și moment :



Fig. 7

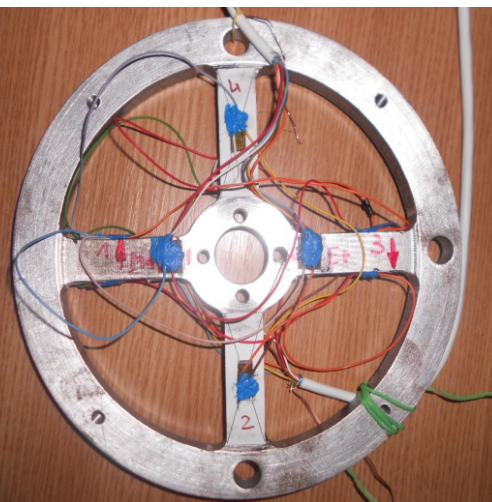


Fig. 8

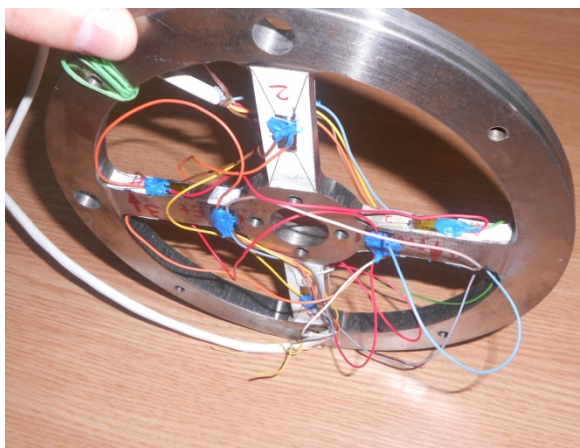


Fig. 9



Fig. 10

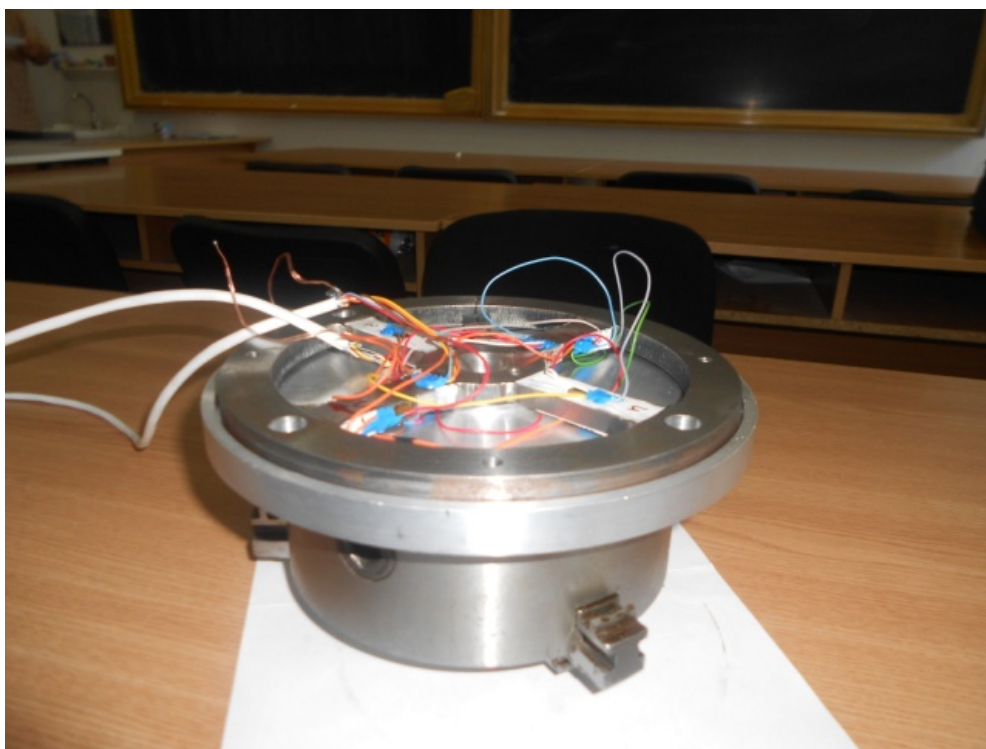


Fig. 11

În interiorul plăcii de bază (fig. 7) se montează cu șuruburi elementul sensibil de tip roată cu 4 spițe pe care se lipesc traductorii pentru forța axială (

fig. 8) și pentru moment (fig. 9). Piesa de prelucrat se prinde în universalul fixat cu șuruburi de placa superioară (fig. 10) care la rândul ei se prinde de elementul elastic tot cu șuruburi .

S-a realizat apoi etalonarea dispozitivului, fig. 12 și fig. 13:

Etalonare forță

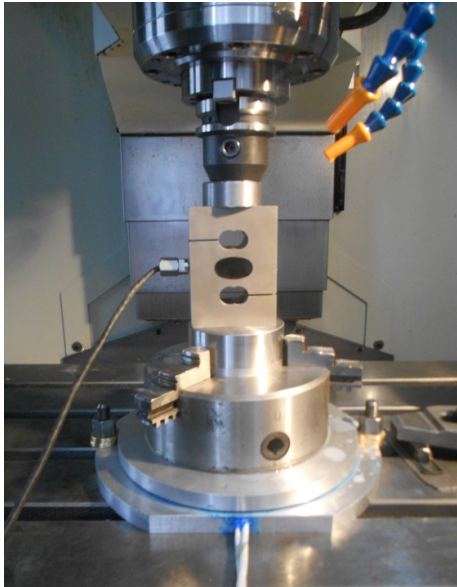


Fig. 12

Etalonare moment



Fig. 13

Etalonarea captorului pentru măsurarea forței și momentului

Se realizează pe baza montajului din fig. 12 și 13.

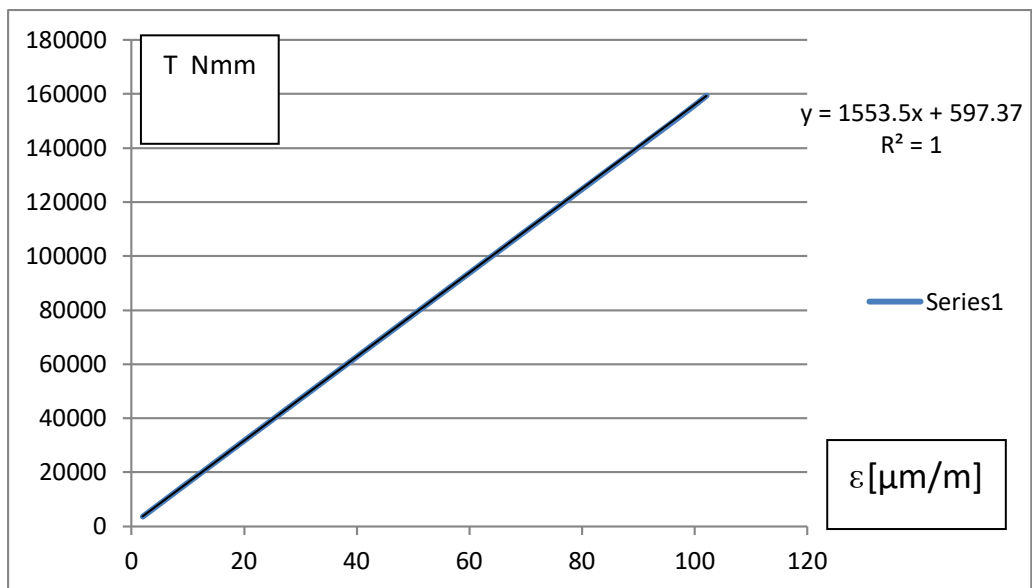


Fig. 14 Graficul de etalonare pentru măsurarea momentului

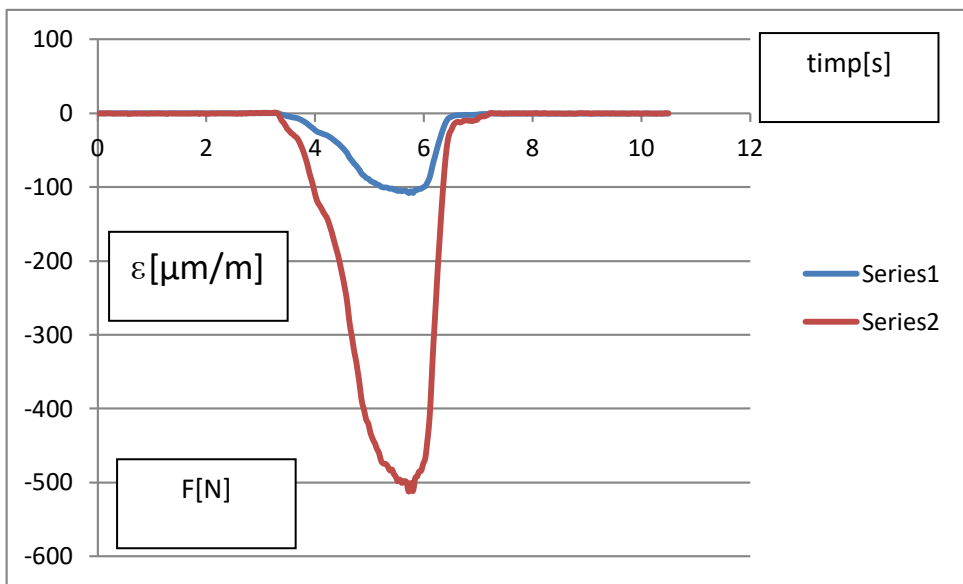


Fig. 15. Reprezentarea înregistrărilor pentru etalonarea traductorului de moment

Rosu-înregistrarea traductor de forță în N

Albastru-înregistrare deformații traductor de moment în ε [$\mu\text{m/m}$]

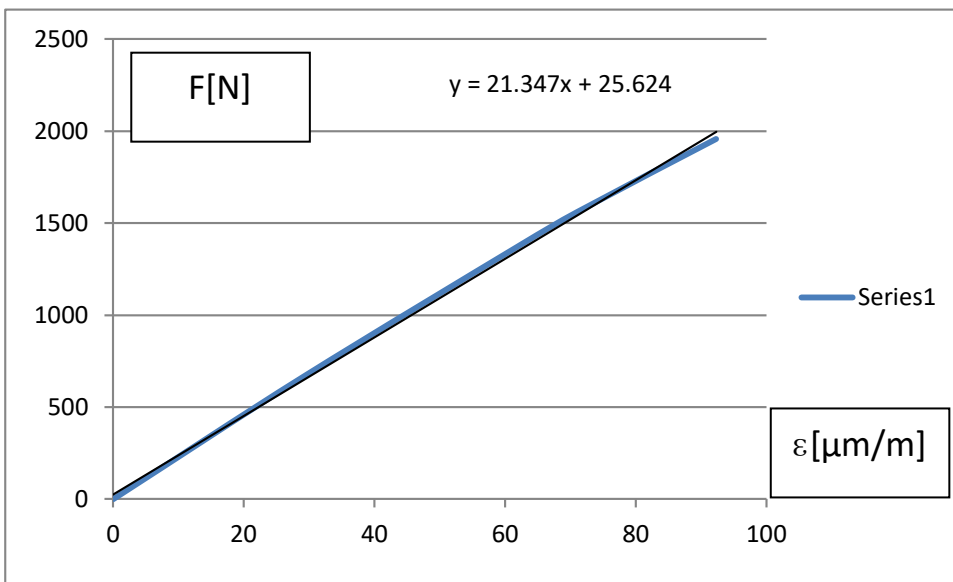


Fig. 16

Etalonarea traductorului pentru măsurarea forței

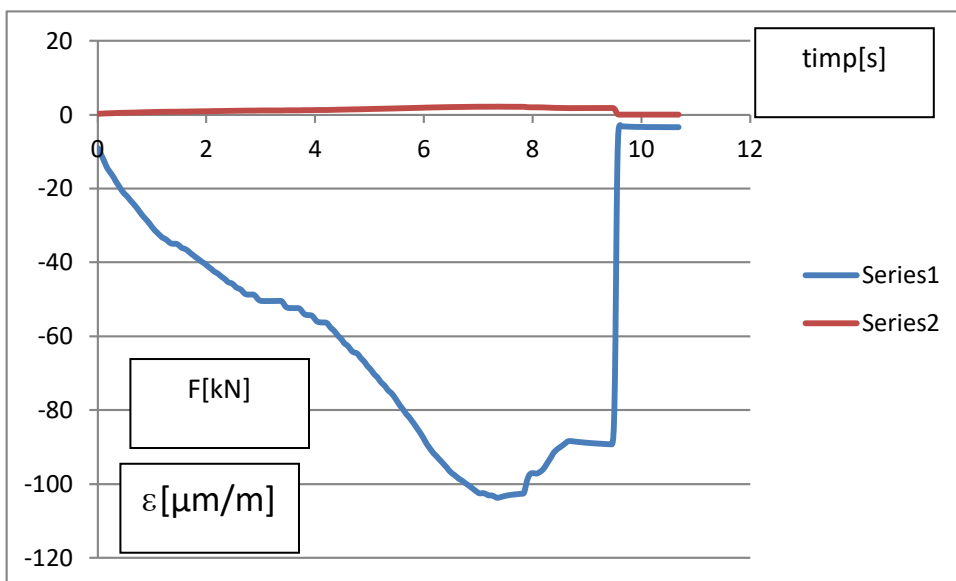


Fig.17. Reprezentarea înregistrărilor pentru etalonarea traductorului de forță

Rosu-înregistrarea traductor de forță în kN, Albastru-înregistrare deformații traductor de forță în ε [$\mu\text{m}/\text{m}$]

Pentru măsurătorile experimentale s-a folosit sistemul MGC plus, figura 18, cel mai nou sistem de achiziție de date de la firma HBM, complet configurabil. Acesta are următoarea configurație și caracteristici:

- Built-in standard PC, doua sloturi PCMCIA si arhitectura modulara permit configurarea sistemului conform cerințelor utilizatorului ;
- Oferă atât semnal de măsurare analogic pe fiecare canal, cât și achiziție digitală de înaltă rezoluție;
- Lucrează cu orice fel de traductor (cu mărci tensometrice 1/1, 1/2, 1/4 punte, inductive, piezoelectrice, potențiometre, termocuple, tensiuni, curent, etc.) ;
- Carcasa tip desktop de 19", permite montarea unui număr de maxim 16 module;
- Interfețe: IEEE488; RS-485; RS-232; Ethernet; PC-card slot; hard-disk; CANbus; Profibus DP;
- Filtre low-pass, memorare valori de vârf, tarare, aducere la zero;
- Rata de achiziție: 19200 valori/secundă/canal, în paralel;
- Poate fi operat independent sau prin intermediul computerului;



Fig.18 . Sistemul de măsurare MGCPlus

Softul folosit pentru achiziția de date este Catman AP. Vizualizarea unei ferestre de lucru cu softul de achiziție este prezentată în figura 19.

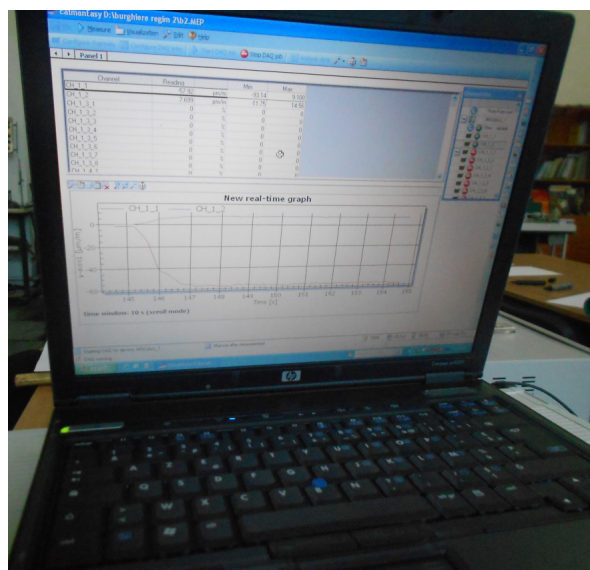


Fig.19. Fereastra de lucru a soft-ului Catman AP

Diagrama bloc a sistemului MGCPlus este prezentată în figura 20.

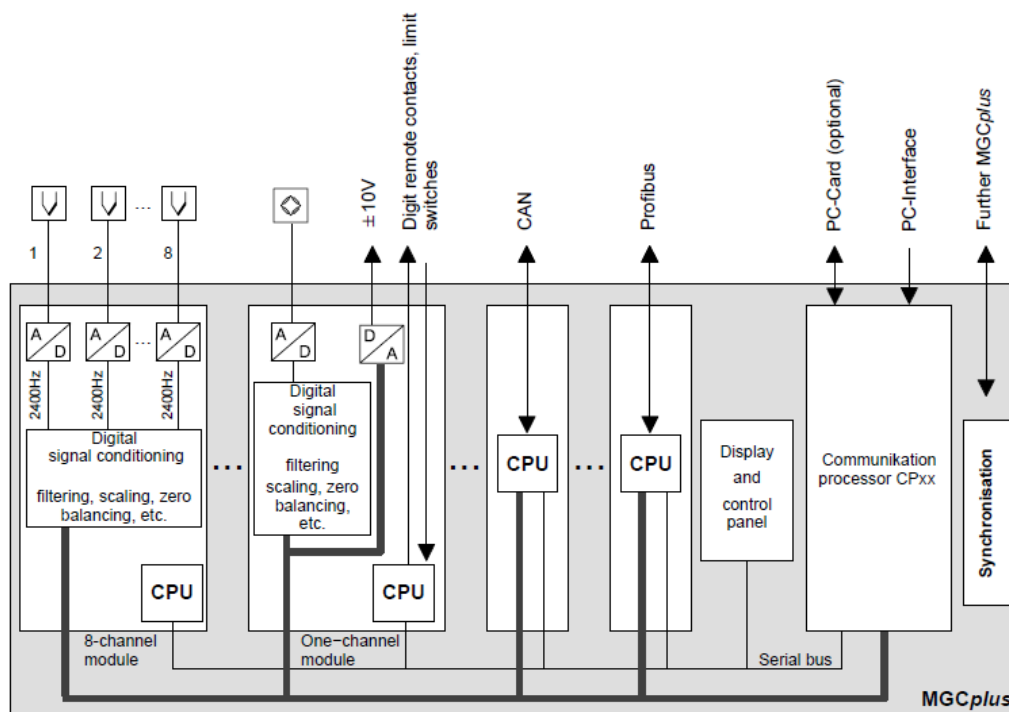


Fig. 20. Structura sistemului de măsurare MGCPlus

La stabilirea regimurilor de aşchiere s-au avut în vedere recomandările producătorului de scule **Walter** . Astel că funcție de materialul de prelucrat(X17CrNi16-2 oțel inoxidabil martensitic, feritic, recopt, duritate până în 200 HB) se alege din catalog [12] tipul de burghiu A1244, pag. 203, care are toate caracteristicile apropiate de cele ale burghiului cu care se vor realiza experimentele (fără acoperire , unghi la vârf de 130°, lungime totală 117 mm, lungime activă 75 mm). Se recomandă o viteză de aşchiere de 11 m/ min (pag. 366) şi o valoare recomandată a avansului de 0.094 mm/rot (pag. 385).

Ne vom opri , din considerente de material , la o viteze de aşchiere de 13 m/min şi 21 m/min.

Ştiind că turaţia este:

$$n = \frac{1000v}{\pi d} \quad (1) \quad [13], \text{ în care este diametrul (mm) burghiului iar } v$$

viteza de aşchiere (m/min), avem că

$$n = \frac{1000 \times 13}{\pi \times 8} = 517.51 \text{ (rot/min)}$$

Se alege $n = 550 \text{ rot/min}$ şi un avans de 0.16 mm/rot , prin urmare pentru acest regim , viteza de avans la centru de prelucrare este $F 88 \text{ mm/min}$.

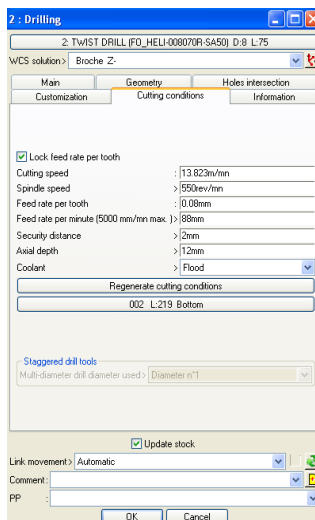


Fig. 21

Datele experimentale se vor obţine utilizând următoarele teste :

- T1 regimul de aşchiere : $s = 550 \text{ rot/min}$, $f = 0.16 \text{ mm/rot}$, $F = 88 \text{ mm/min}$

- T2 regimul de aşchiere : $s = 836 \text{ rot/min}$, $f = 0.16 \text{ mm/rot}$, $F = 133.76 \text{ mm/min}$
- T3 regimul de aşchiere : $s = 836 \text{ rot/min}$, $f = 0.08 \text{ mm/rot}$, $F = 66.88 \text{ mm/min}$
- T4 regimul de aşchiere : $s = 550 \text{ rot/min}$, $f = 0.08 \text{ mm/rot}$, $F = 44 \text{ mm/min}$

cu precizarea că pentru turația de 836 rot/min viteza de aşchiere este de 21 m/min.

Programul de comandă numerică se ajustează (se introduc turația și viteza de avans F) pe mașină de fiecare dată , când se modifică regimul de aşchiere corespunzător testului efectuat.

Piesa 10, ultimele 8 găuri

Dintre care selectam detaliat măsurătorile efectuate la gaura 10 și 14.

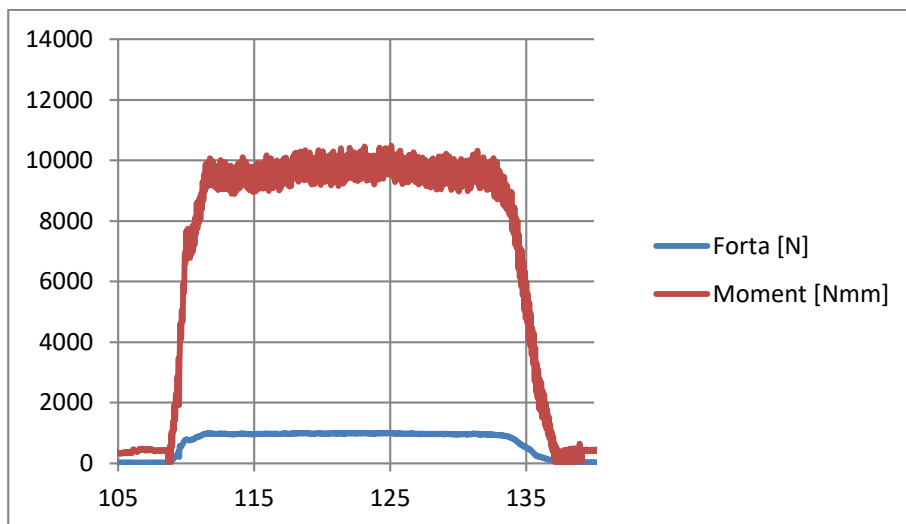


Fig.22

Piesa 10, gaura 10

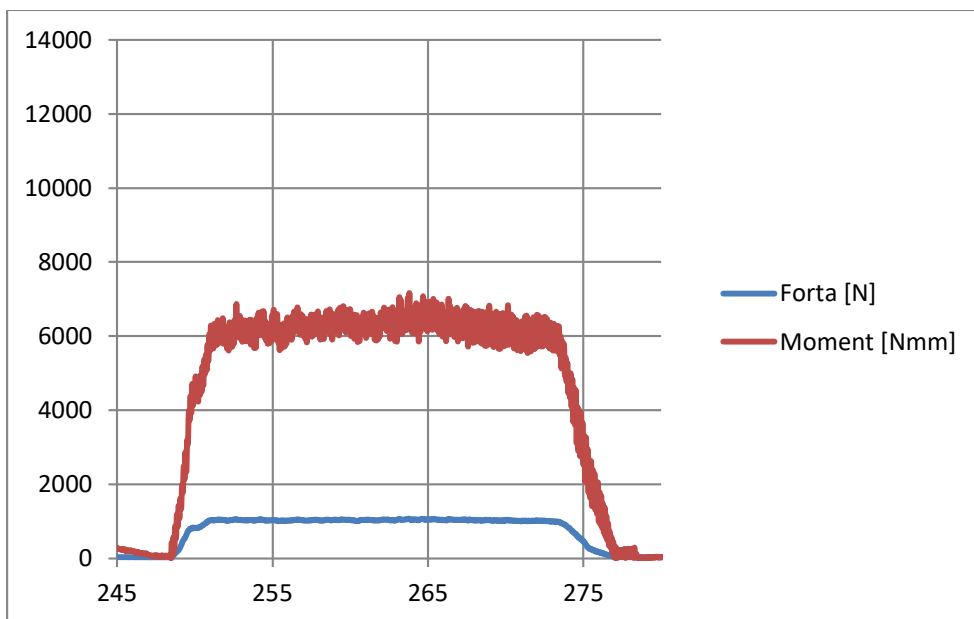


Fig. 23

Piesa 10, gaura 14

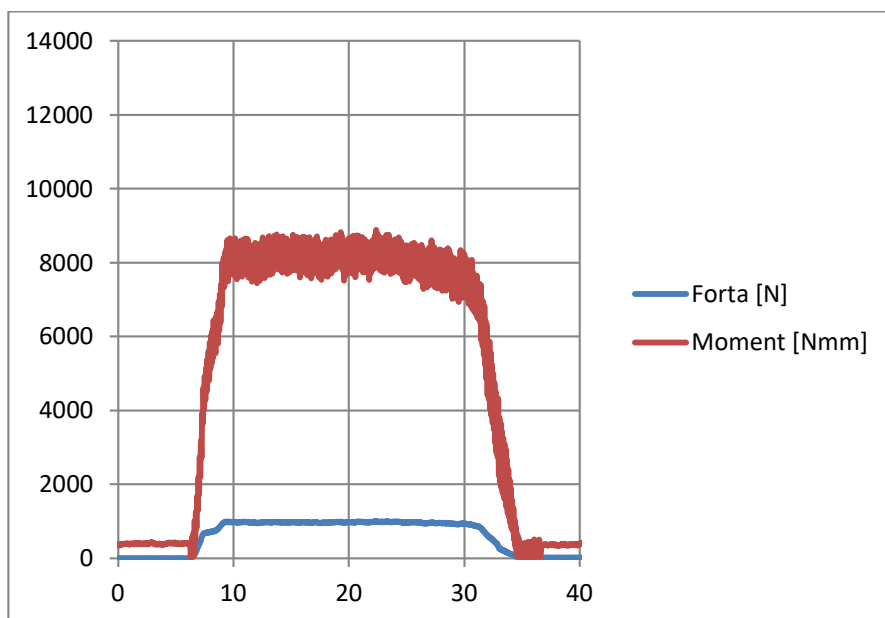


Fig.24

Burghiere piesa 12 (gaura 1)

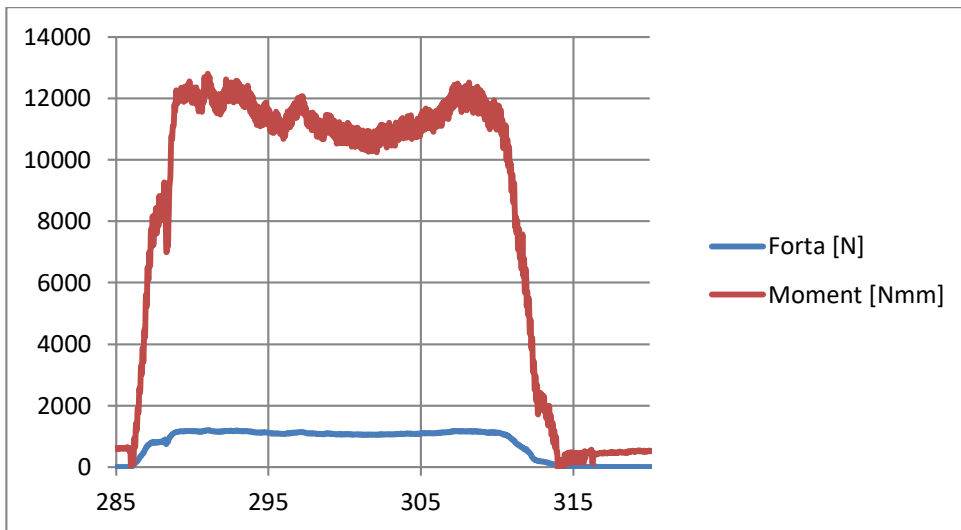


Fig.25

În primul rând trebuie precizat faptul că *scopul lucrării a fost atins* , realizându-se o paletă destul de largă de măsurători, ce au permis obținerea unor date concludente în ceea ce privește influența parametrilor regimului de așchiere asupra uzurii burghiului din oțel rapid, la prelucrarea oțelului inoxidabil X17CrNi16-2. Rezultatele măsurărilor asupra uzurii au fost întărite și de analiza forțelor și momentelor ca element de interes suplimentar.

După cum se observă din tab. 14 regimul de așchiere (din programul experimental folosit) care oferă durabilitatea cea mai mare este cel în care avem turație mică ($S = 550 \text{ rot/ min}$) și avans $f = 0.16 \text{ mm}$.

Deoarece, la burghiere parametrii regimului de așchiere sunt :

- Adâncimea de așchiere [mm] care este egală cu jumătate din diametrul burghiului (care nu se modifică) ,
- Avansul [mm/rot] ,

- Turația [rot/min] ,

acestea două din urmă pot varia, prin urmare s-a folosit un *program experimental factorial complet 2^2 EFC* .

Ca element de interes s-a construit *dispozitivul pentru măsurarea forțelor și momentelor*, ale cărui înregistrări au pus și mai mult în evidență influența regimului de aşchiere asupra uzurii.

Bibliografie

1. Crețu S. Spiridon, *Mecanica contactului, vol. I*, Editura "Gh. Asachi" Iași, 2002.
2. Popinceanu Nicolae, ș. a., *Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire*, Editura tehnică, București, 1985.
3. Posea Nicolae, *Rezistența materialelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
4. Gafițanu Mihai, ș. a., *Rulmenți-proiectare și tehnologie*, Editura tehnică, București, 1985
5. Olaru, D, N., *Tribologie. Elemente de bază asupra frecării, ungerii și uzării*, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi", Iași, 1985.
6. Catrina, Gh., *Introducere in tribologie*, Editura Universitaria, Craiova 2002.
7. Bercea, I., Olaru, D., N., *Tribologia sistemelor mecanice*, Universitatea tehnică "Gh. Asachi" Iași, 1998.
8. Dudița, Fl., Diaconescu, D., *Optimizarea structurală a mecanismelor*, E. T., București, 1987
9. Pavelescu, D., *Tribotehnica*, E.T., București, 1983
10. Rîpă, M., Tomescu, L., 2004 - *Elemente de Tribologie*, Ed. Fundației Universitare "Dunărea de Jos" Galați.