

**UNIVERSITATEA TEHNICA „ GHEORGHE ASACHI” DIN IAȘI  
FACULTATEA DE MECANICĂ  
DEPARTAMENTUL DE INGINERIE MECANICĂ, MECATRONICA ȘI ROBOTICĂ**

**Prof. dr. ing. Dumitru OLARU**

# **TRIBOLOGIE**

**CURSURI CU APLICAȚII**

**PREDATE ONLINE STUDENȚILOR DIN ANUL AL II-LEA**

**în perioada (martie – iunie), 2020**

**IAȘI, 2020**

## **Cuvânt înainte**

Odată cu instituirea Stării de Urgență pe teritoriul României, prin Decretul Președintelui României nr. 195/16 Martie 2020, toate activitățile didactice cu studenții s-au întrerupt în formatul clasic și au început să fie desfășurate în format online. În scurt timp, studenții au părăsit căminele unde erau cazați și s-au retras la casele lor, fără a mai avea posibilitatea de a-și procura cărți și alte materiale bibliografice pentru disciplinele care începuseră cu 2 săptămâni înainte.

În aceste condiții, prezentările ppt ale cursurilor de Tribologie aflate pe pagina de internet a Facultății de Mecanică <https://mec.tuiasi.ro/studenti/informatii-utile/manuale-electronice/>, care completau prezentarea cursului direct la tablă, în fața studenților, nu mai puteau fi utilizate.

Ca urmare, titularul disciplinei de Tribologie a structurat întreaga materie pe 14 cursuri distincte, în care a inclus și o serie de aplicații, aceste cursuri fiind predate studenților în formatul online, conform orarului, pe parcursul întregului semestru al II-lea din anul 2020. Cursurile au fost concepute astfel încât studenții să poată înțelege fenomenele fundamentale de frecare, de uzare și de ungere și să fie capabili de a rezolva probleme concrete din cele trei domenii de bază ale Tribologiei.

Iași, septembrie, 2020

# CURSUL 1 TRIBOLOGIE

## 1. INTRODUCERE

Termenul de TRIBOLOGY (în limba engleză) și tradus în limba română prin TRIBOLOGIE a fost introdus pentru prima dată în anul 1966 de către profesor Peter Jost într-un Raport prezentat Guvernului Britanic prin care scotea în evidență pierderile ce se produc prin frecare și uzare și economiile ce ar putea să fie obținute prin proiectarea și utilizarea corectă a echipamentelor mecanice, cu considerarea rezultatelor cercetărilor referitoare la cele trei aspecte fundamentale. Conform WIKIPEDIA [1] termenul **TRIBOLOGY** derivă din rădăcina greacă **τριβ-** a verbului **τριβω**, (tribo), care se traduce prin „**eu frec**” în greacă clasică, iar sufixul **-logy** de la **-λογία**, (-logia) care se traduce prin „**studiu**” sau prin „**cunoaștere**”.

*Tribologia este definită ca știința și ingineria interacțiunii suprafețelor aflate în mișcare relativă. Tribologia, ca știință include cercetări, studii și aplicații privind principiile care stau la baza proceselor de **frecare, de uzare și de ungere** la nivelul interacțiunilor. Tribologia este o știință interdisciplinară cu conexiuni în domeniile mecanicii, a matematicii, a fizicii, a chimiei, a științei materialelor, a biologiei și în egală măsură a științelor ingineresti [1].*

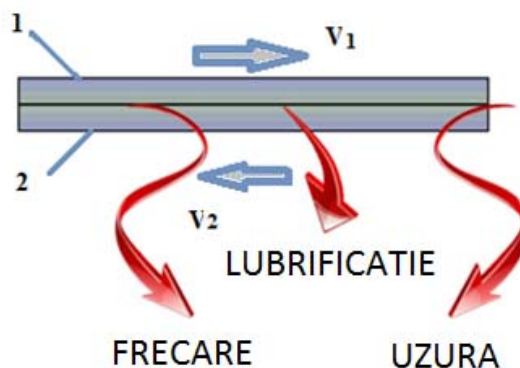


Fig. 1 Reprezentarea schematică a interacțiunii dintre două suprafețe aflate în mișcare relativă cu evidențierea celor trei fenomene de bază specifice Tribologiei

Obiectivele acestei științe sunt mult mai vaste și includ, în esență, următoarele aspecte:

- geometria, cinematica și dinamica interacțiunilor;
- fenomenele de frecare în absența și în prezența lubrifiantului;

- fenomenele de uzare la nivelul interacțiunilor;
- fenomenele de lubrificație (ungere) în regim limită, mixt, HD, EHD etc.;
- lubrifianți și aditivi;
- material și tehnologii pentru îmbunătățirea condițiilor de frecare și de uzare;
- tehnologii și echipamente de ungere;
- proiectarea tribologică a interacțiunilor;
- caracterul multidisciplinar al Tribologiei și legăturile cu chimia, fizica, metalurgia, mecanica, matematica, biologia etc.;
- procese fizico-chimice pe suprafață și în substratul elementelor aflate în interacțiune;
- tehnici și echipamente pentru studiul proceselor tribologice;

Întrucât Tribologia este **știința interacțiunilor**, prezintă importanță studiul principalelor aspecte legate de interacțiunile geometrice ale legăturilor dintre elementele unui sistem mecanic. În acest sens interacțiunea devine **cuplă de frecare** iar parametrii geometrici, cinematici și dinamici guvernează natura proceselor tribologice - frecarea , uzarea și ungerea - în corelație cu lubrifianțul și materialele elementelor în contact.

Frecarea și uzarea la nivelul interacțiunilor sunt în corelație, pe de o parte cu parametrii cinematici și dinamici la nivelul interacțiunilor iar pe de altă parte cu prezența lubrifianțului, a particulelor abrazive precum și cu caracteristicile de rezistență ale suprafețelor elementelor în contact

Procesele de lubrificație sau de ungere, cu efecte benefice aduse asupra frecării și uzării, sunt în corelație cu parametrii cinematici și dinamici pe de o parte. iar pe de altă parte sunt limitate de temperatură, condiții de mediu, grad de contaminare.

Complexele procese de intercondiționare în domeniul Tribologiei impun ca proiectarea **cuplelor de frecare** să necesite **probleme de optimizare** cu realizarea simultană a unor frecări minime, cu uzări minime și cu grosimi de lubrifiant acceptabile, astfel încât fiabilitatea fiecărei cuple să conducă la o fiabilitate ridicată pentru întreg sistemul mecanic .

Dacă pentru proiectarea elementelor mecanice componente ( a organelor de mașini) există **criterii de siguranță de natură mecanică** (limita de rupere, de curgere, deformații elastice, nivel de vibrații) și pentru cuplele de frecare se impune utilizarea unor **criterii de siguranță de natură tribologică** (uzură limită, nivel limită de frecare și de temperatură, grosime limită de film) [2]. Acest deziderat este cu atât mai stringent cu cât, marea majoritate a avariilor la nivelul sistemelor

mecanice au la bază deteriorări la nivelul legăturilor (cuplelor de frecare), deteriorări ce provin din necunoașterea proceselor tribologice ce au loc, din utilizarea unor perechi de materiale incompatibile, din utilizarea unor lubrifianți neadecvați condițiilor de funcționare, din nerespectarea periodicității ungerii etc.

În același timp, la nivelul sistemelor de tip industrial, unde funcționează simultan zeci sau sute de echipamente mecanice, Tribologia încearcă să se implice, profilactic, prin elaborarea de programe de asistare pe calculator a tuturor proceselor de ungere, de reparații, de revizii, de controale, astfel încât să se evite opririle accidentale ale utilajelor - de fapt una din principalele pârghii ale creșterii productivității activităților industriale.

Notele de curs ce urmează își propun să abordeze, în limita programei analitice de 2 ore curs/săptămână și o oră de lucrări practice/săptămână, principalele obiective ale disciplinei de Tribologie, insistând pe aspectele practice ingineresti.

## 2. IMPACTUL ECONOMIC AL TRIBOLOGIEI

Raportul publicat în 1966 de către profesorul Peter Jost a evidențiat costurile uriașe cauzate de pierderile de energie prin frecare, de pierderile de material ca urmare a uzură pentru economia Regatului Unit, aceste pierderi fiind estimate la (1,1-1,4)% din PIB [1]. Alte studii similare care au raportat pierderi similare ca ordin de mărime în Japonia (2,6% din PIB în 1970), în Germania (0,5% din PIB în 1976), în SUA (0,79% -0,84% din PIB în 1977 - 1981) și în China (2% -7% din PIB în 1986) [4].

O analiză recentă realizată de K. Holmberg, A. Erdemir [4] asupra impactului frecării și uzării **asupra consumului de energie, a cheltuielilor economice și a creșterii emisiilor de CO2 la scară globală** a pus în evidență existența a patru sectoare principale consumatoare de energie: transportul, industria prelucrătoare, sistemele de generare de energie și consumul rezidențial. Analiza evidențiază că aprox. 23% din consumul total de energie din lume provine din procesele tribologice din care aprox. 20% reprezintă consumul de energie rezultat din procesele de frecare în timp ce 3% reprezintă consum de energie pentru înlocuirea sau recondiționarea pieselor deteriorate din cauza uzurii. Prin utilizarea de noi materiale, acoperiri ale suprafețelor, îmbunătățiri de lubrifianți și de sisteme de ungere, proiectare optimizată tribologic și monitorizare a proceselor de frecare, uzare și ungere pierderile de energie cauzate de frecare și uzare ar putea fi reduse cu 40% pe termen lung (15 ani) și cu 18% pe termen scurt (8 ani). Pe plan mondial, aceste economii ar reprezenta, pe

termen lung, în medie 1,4% din PIB-ul anual și 8,7% din consumul total de energie. Autorii estimează că cele mai mari economii de energie pe termen scurt sunt preconizate în transport (25%) și în generarea de energie (20%), în timp ce economiile potențiale din sectorul producției și cele din sectorul rezidențial sunt estimate la 10%.[4].

Monteil [3, 5] face o analiză la nivelul anului 2002 privind ponderea pierderilor prin frecare într-un automobile, pentru circulația în mediul urban și pentru circulația în afara orașelor. Rezultatele, interesante, sunt prezentate în fig. 2.

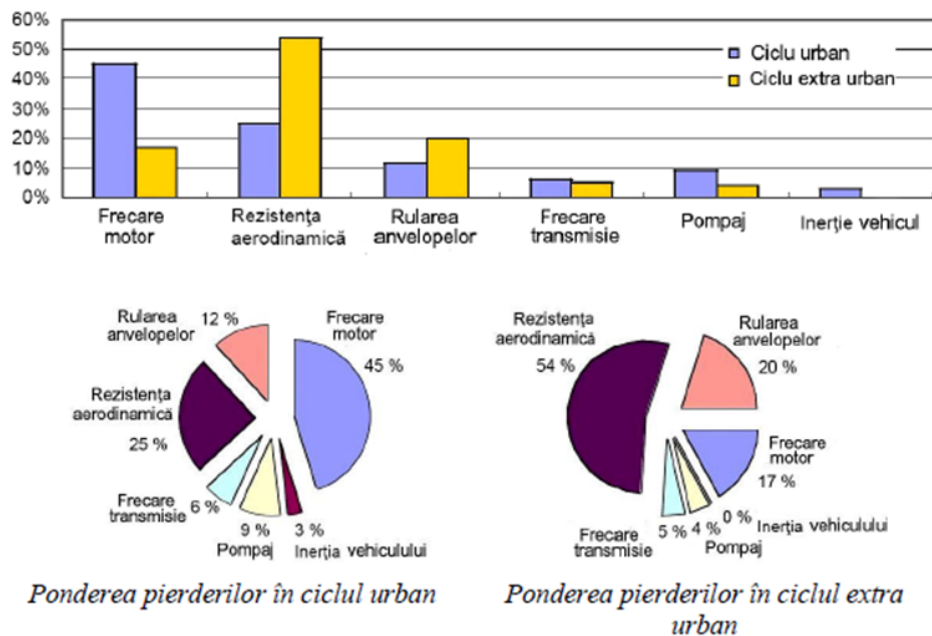


Fig. 2 Ponderea pierderilor prin frecare în principalele componente ale unui automobil, pentru circulație în mediul urban și în exterior [3]

Dacă în cazul circulației în interiorul orașelor, cu viteze reduse și opriri repetate, frecarea în motor este dominantă (45% din total pierderi), în cazul circulație în exteriorul orașelor, pe autostradă frecarea dominantă este datorată rezistenței aerodinamice ca urmare a vitezei mari de circulație (54%), în timp ce frecarea din motor reprezintă doar (17%) din totalul pierderilor prin frecare.

Analiza făcută de K. Holmberg, A. Erdemir [4] pune în evidență și faptul că în domeniul transportului se consumă prin frecarea în jur de 30% din totalul energiei utile, la nivelul anului 2017 estimându-se un număr de 1040 de milioane de autovehicule la nivel mondial.

În Fig. 3 se prezintă sursele de frecare dintr-un automobil. Ponderea frecărilor este mult diferită la nivelul acestor surse de frecare, motorul, transmisiile, rularea pe șosea fiind principalele surse de frecare [3].

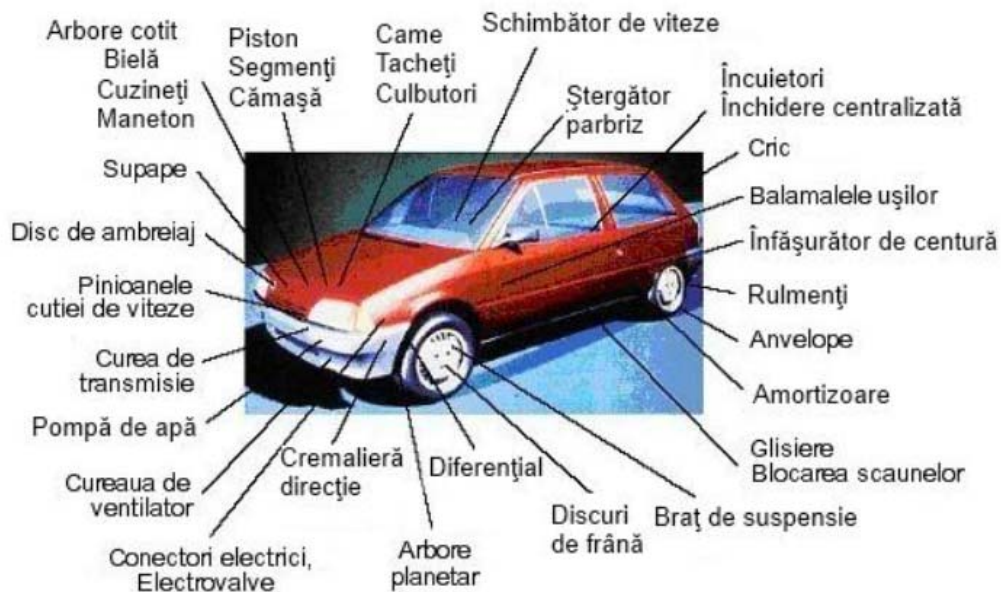


Fig. 3 Sursele de frecare dintr-un automobil [3]

### 3. TRIBOLOGIA

#### TRECUT, PREZENT SI VIITOR

Utilizarea frecării a două lemne uscate pentru a produce focul este un prim exemplu de aplicație a Tribologiei și datează de peste 20 000 de ani. În Fig. 4 este prezentată imaginea unui om care aprinde focul cu ajutorul unui „dispozitiv” bazat pe frecarea a două lemne. Istoricii apreciază că aceste dispozitive datează din anii 20.000 înainte de Hristos.



Fig. 4 Obținerea focului prin rotirea unui băț de lemn dur, cu ajutorul unei corzi, peste o bucată de lemn uscat [3]

La muzeul Luvru din Paris este expus un dispozitiv compus din două bucăți de lemn utilizate pentru producerea focului - „bricheta” egipteană, descoperită în *Valea regilor* din Egipt și datând din secolele (XVI – XI î.H) [3].



Fig. 5 “Bricheta” egipteană de la Muzeul Luvru [3]

Din perioada Egiptului Antic, început în jurul anului 3100 î.H. au rămas dovezi ale utilizării apei sau a unor grăsimi de origine animală pentru a reduce frecarea cu solul a săniilor cu care se transportau blocuri masive de piatra sau statui. In Fig. 6 se poate observa într-o pictură murala din El-Bersheh datând din jurul anului 1880 î.H., cum se turna un lichid în fața tălpilor săniilor cu care se transporta o uriașă statuie.



Fig.6 Utilizarea apei ca lubrifiant la transportul statuii guvernatorului Djehouti-Hotep, Egiptul Antic în jurul anului 1880 î.H. [7]



O imagine mai veche privind utilizarea apei ca lubrifianț la transportul statuii regelui Ti , găsită într-un mormânt din Saqqara, Egipt datează, cu aproximație, din anul 2400 î.H., fig. 7 [8]

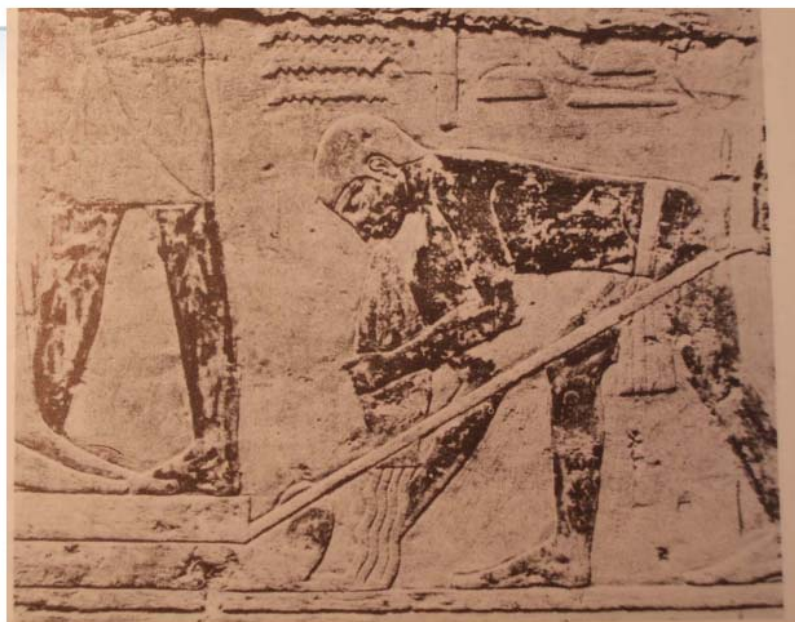
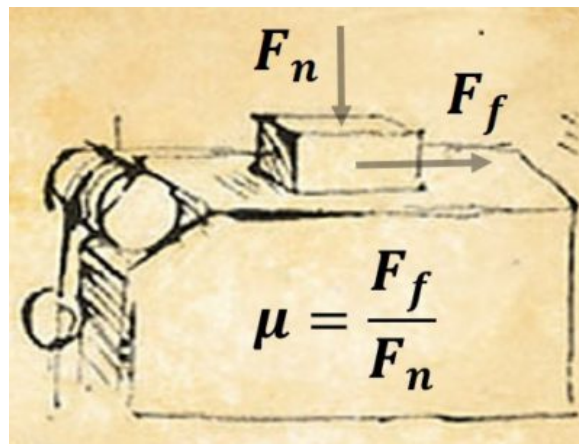


Fig.7 Utilizarea apei ca lubrifianț la transportul statuii regelui Ti, Egiptul Antic  
în jurul anului 2400 î.H. [8]

Introducerea roții în transportul diverselor materiale sau a persoanelor a însemnat un nou pas în înlocuirea frecării de alunecare cu frecarea de rostogolire, mult mai eficientă din punct de vedere al efortului fizic. Numeroase aspecte legate de creșterea rezistenței la uzare a roților pentru carele de luptă, creșterea rezistenței platoșelor utilizate în luptă, introducerea de cuie metalice pe tălpile sandalelor luptătorilor romani pentru reducerea uzurii acestora, în lungile expediții de luptă, dezvoltarea diverselor sisteme de pârghii pentru reducerea efortului fizic etc. constituie premise importante ale începutului tribologiei. Cu toate acestea, primul tribolog poate fi considerat Leonardo da Vinci (1452-1519), geniul creator în numeroase domenii ale artei, tehnicii, filozofiei sau astronomiei. Astfel, Leonardo da Vinci a făcut primele cercetări experimentale privind frecarea de alunecare, timp de peste 20 de ani, experimente care nu au fost publicate la acea vreme dar care se regăsesc în numeroasele schițe și notații făcute în caietele lui [4]. În fig. 8 este prezentată o schiță a standului utilizat de Leonardo pentru studiul frecării, schiță care se află în "Codex Arundel" de la Biblioteca Britanică, (f.40 V). El a înțeles importanța pe care o joacă frecarea în funcționarea diverselor mașinării și modul cum frecarea limitează randamentul acestora. În 1493 Leonardo da Vinci a pus bazele primelor două legi ale frecării de alunecare:

- (i) Frecarea nu depinde de mărimea suprafeței de contact dintre cele două elemente care alunecă unul față de altul;
- (ii) Rezistența la frecare este direct proporțională cu forța de apăsare aplicată.

Încercările experimentale au fost efectuate de Leonardo pe suprafețe de lemn prelucrate. În aceste condiții Leonardo stabilește că factorul de proporționalitate dintre forța de frecare și forța de apăsare este o constantă cu valoarea de 0,25 [6]. Leonardo da Vinci nu a publicat nimic din cercetările sale privind frecarea uscată de alunecare.



**Fig. 8.** Schema instalației experimentale realizate Leonardo da Vinci prelevată dintr-o fotografie de la Biblioteca Britanică din "Codex Arundel" de Leonardo da Vinci (datând între 1480 și 1518), (f. 40 V) [6]

Angela Pitenis et al.[6] au reprodus după aproape 500 de ani cercetările lui Leonardo da Vinci pe un stand similar celui utilizat de Leonardo, cu toate componentele din lemn de arțar obținând pentru condiții de rugozitate normal la suprafețele de lemn în contact valori ale coeficientului de frecare cuprinse în intervalul 0,25-0,27, comparabile cu cele obținute de Leonardo.

Printr-o prelucrare suplimentară de șlefuire a suprafețelor în contact specifică metodelor moderne, cu menținerea unor condiții de curățenie, autorii studiului au obținut valori ale coeficientului de frecare în jur de 0,7 [6]. Aceste rezultate evidențiază că cercetările efectuate de Leonardo au fost corecte, atâta timp cât prelucrarea suprafețelor de lemn utilizate era cea corespunzătoare perioadei respective.

Printre numeroasele realizări tehnice remarcabile pentru epoca în care a trăit, Leonardo da Vinci a conceput și rezemări bazate pe mișcarea de rostogolire (pivoți rezemați pe 3 bile sau pe trei role

conice, cu reducerea importantă a frecării, fig. 9-a) precum și soluții de rulmenți cu bile și cu colivie, fig. 9-b [3].

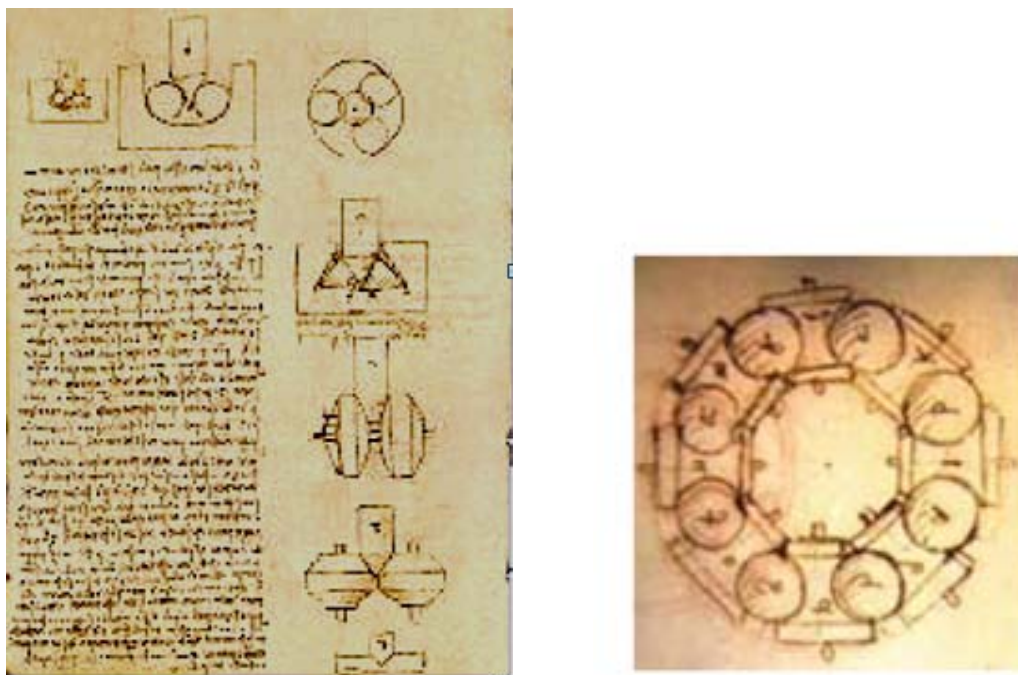


Fig. 9 Sisteme de rezemare a pivoților pe bile și role conice –a), rulmenți cu bile și cu colivie (Leonardo da Vinci, Codex Madrid I, 1493-1497) [ 3]

În 1699 fizicianul francez Guillaume Amontons a redescoperit regulile de frecare după ce a studiat alunecarea uscată între două suprafețe plane și a stabilit existența a două legi fundamentale [ 9]:

(i) Forța de frecare este direct proporțională cu forța normală și (ii) Forța de frecare nu depinde de suprafața aparentă de contact. Cele două legi au fost verificate mai târziu, în 1875 , de fizicianul francez Charles-Augustin Coulomb care a adăugat și o a treia lege conform căreia forța de frecare este independentă de viteză, după ce a început mișcarea de alunecare. Tot Coulomb a făcut o distincție clară între frecarea statică și frecarea dinamică [9].

Un moment important în studiul frecării vâscoase o constituie cercetările efectuate de Isac Newton care a stabilit legea fundamentală a frecării fluidelor ce constă în proporționalitatea dintre tensiunea de forfecare în straturile de fluid aflate în mișcare relativă și gradientul de viteză. Ulterior, la 1883 Petroff și la 1886 Osborne Reynolds dezvoltă teoria ungerii hidrodinamice cu aplicații în lagăre[9].

În 1951 Grubin pune bazele ungerii Elasto Hidrodinamice (EHD) pentru contactele cu rostogolire puternic încărcate, teorie aflată și astăzi în continuă cercetare la scară macro și micro.

Uzura la nivelul suprafețelor în mișcare relativă a fost studiată, sistematic, în prima jumătate a secolului XX, cărțile profesorilor Philip Bowden and David Tabor „**Friction and Lubrication of Solids**” (Partea I publicată în 1950 și Partea a II-a publicată în 1964 de Clarendon Press, Oxford) fiind și astăzi de referință în studiul proceselor de uzare abrazivă și adezivă [10]. În 1882 Heinrich Hertz publică lucrarea: "*Ueber die Berührung fester elastischer Körper*" în limba germană („*Asupra contactelor solidelor elastice*” în traducerea românească) unde pune bazele relațiilor pentru tensiuni și deformații în contactele corpurilor elastice, cu luarea în considerare a geometriei și a modului de elasticitate a corpurilor în contact. Relațiile dezvoltate de Hertz au fost aplicate în calculul contactelor elastice specifice rulmenților cu estimarea fenomenelor de deteriorare la solicitarea de contact [11]. Pornind de la relațiile lui Hertz, Gustaf Lundberg și Arvid Palmgren, de la Compania de rulmenți SKF, au stabilit în 1947 relațiile de bază pentru determinarea fiabilității rulmenților. Modelul elaborat de Lundberg și Palmgren are la bază teoria probabilității pentru oboseala de contact dezvoltată în 1936 de către Weibull [12].

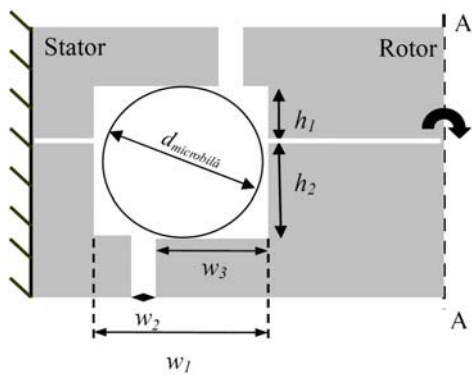
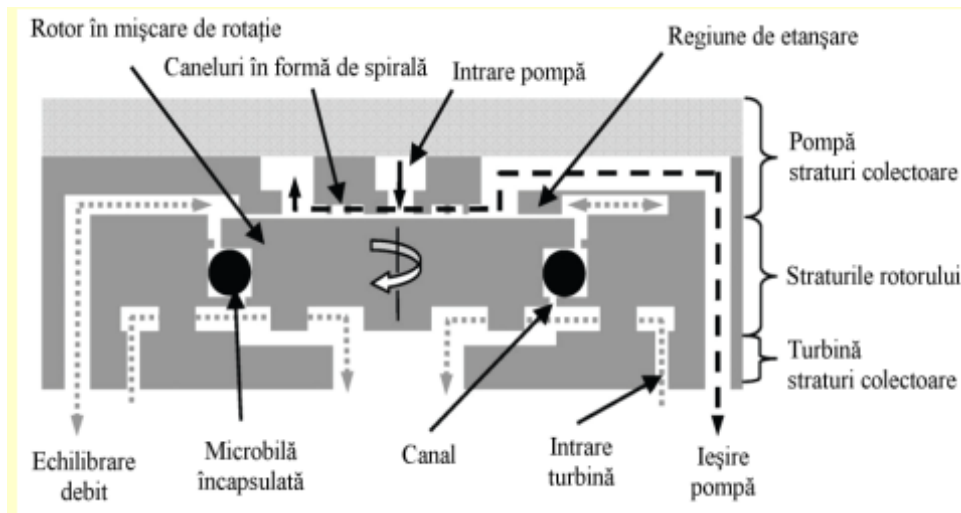
Sfârșitul secolului XX și începutul secolului XXI a însemnat pentru Tribologie extinderea acesteia pe numeroase paliere, din zona aplicațiilor industriale, ale transportului, în domeniul echipamentelor informatice, în domeniul sistemelor de protezare ale articulațiilor umane, în domeniul echipamentelor utilizate în spațiul extraatmosferic, în domeniul microtehnologiilor etc.

În 1986 Gerd Binnig de la IBM Research – Zurich inventează Microscopul de Forță Atomică (AFM) pentru care primește Premiul Nobel. Odată cu dezvoltarea AFM –ului încep cercetări privind procese tribologice la scară micro și nano corelate cu dezvoltările în domeniul micro și nano tehnologiilor.

În ultimii ani s-au dezvoltat micro turbine, micromotoare, micro pompe etc. cu dimensiuni de câțiva milimetri, cu rezemări pe bază de micro rulmenți. Câteva realizări recente sunt prezentate în figurile 10 și 11.

Astfel în fig. 10 este prezentată o **micro turbo pompă** realizată în 2010 de Waits cu dimensiuni ale micro bilelor din oțel de 0,285 mm, întreaga structură fiind realizată prin tehnologii de micro fabricație a plăcuțelor de siliciu (*silicon wafer*) [13].

În fig. 11 se prezintă construcția unui Micro –Turbo - Generator integrat cu rezemarea rotorului pe micro rulmenți realizat de Mustafa Ilker Beyaz ( 2013) prin tehnologia de micro fabricație a plăcuțelor de siliciu. [14]



Parametrul	Dimensiunea
$d_{microbilă}$	285 $\mu$ m
$h + \delta h$	290 $\mu$ m
$w_1 + \delta \cdot w_1$	290 $\mu$ m
$w_2 + \delta \cdot w_2$	30 $\mu$ m
$w_3$	190 $\mu$ m

Fig. 10. Micro turbo pompă realizată în 2010 de Waits cu dimensiuni ale microbilelor din oțel de 0,285 mm [13]

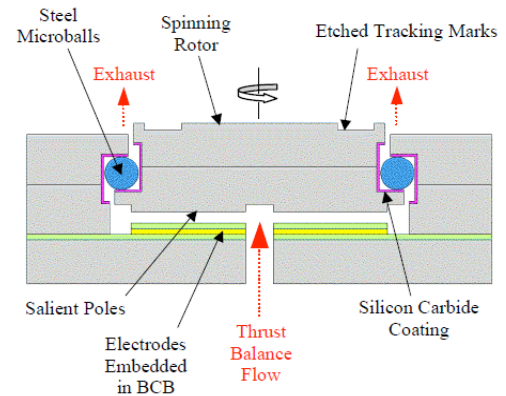
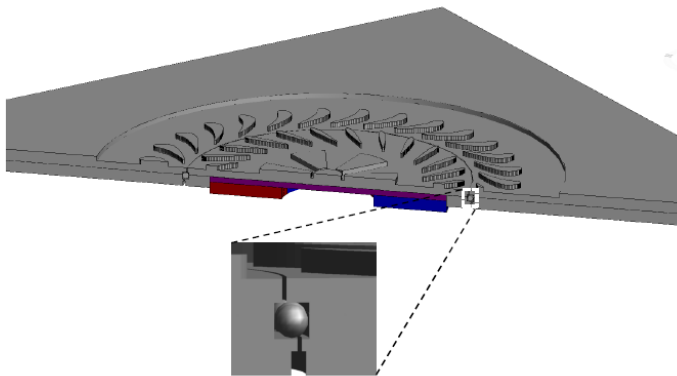


Fig. 11 Micro-Turbo- Generator integrat cu rezemarea rotorului pe micro rulmenți realizat de Mustafa Ilker Beyaz ( 2011) [14]

Un alt domeniu în plină dezvoltare este cel al Biotribologiei cu numeroase cercetări privind mecanismele de lubrifiere ale articulațiilor umane (fig. 12) cu aplicații directe în realizarea de sisteme de protezare ale aparatului locomotor uman ( fig. 13).

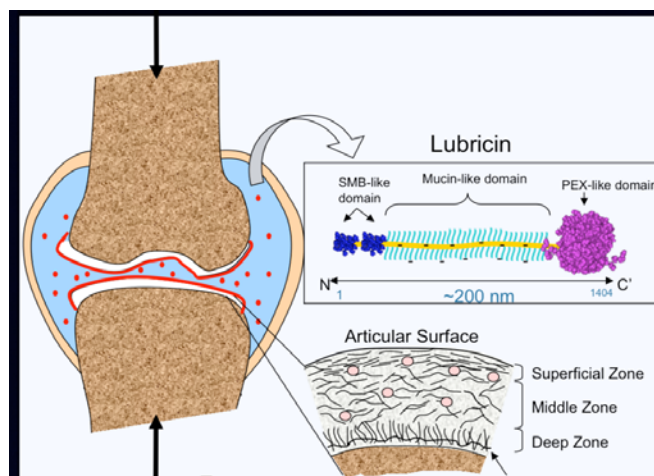


Fig. 12. Structurile biotribologice dintr-o articulație umană [15]

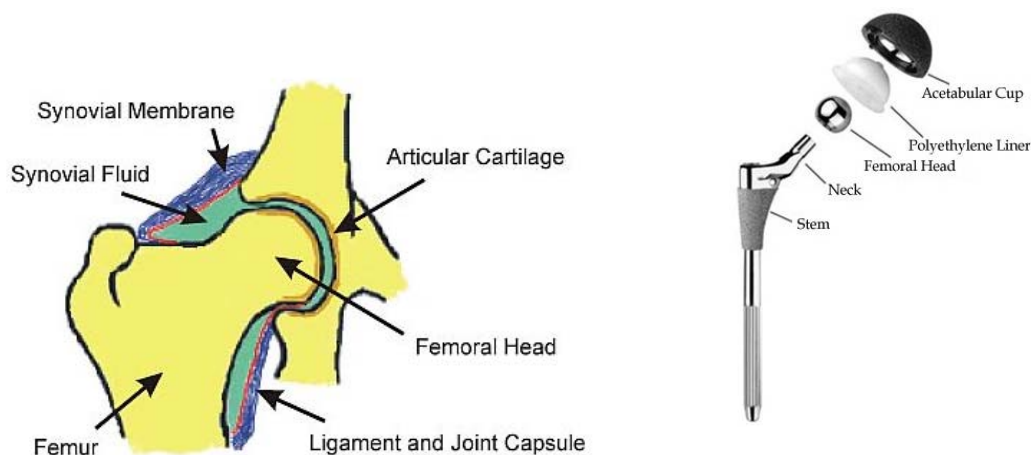


Fig. 13. Articulația șoldului și proteză modernă pentru această articulație [15]

Fără a epuiza domeniile actuale ale tribologiei, trimiterea unor roboți pe planeta Marte impune cercetătorilor găsirea de soluții speciale de lubrificație, de rezistență la uzură sau de reducerea frecării în medii cu radiații puternice, în absența oxigenului și a apei, în condiții de diferențe mari de temperaturi. Soluțiile de lubrificație și materialele utilizate în construcția robotului „Curiosity”, care a ajuns pe planeta Marte în 6 august 2012, s-au dovedit a fi bine studiate, astfel încât au permis ca și în prezent robotul să fie funcțional. In fig. 14 se prezintă o fotografie a acestui robot pe suprafața planetei Marte [16]



Fig. 14 Robotul „Curiosity” deplasându-se pe solul planetei Marte [16].

Cele câteva aspecte ale diverselor domenii de aplicații ale Tribologiei trebuie completate cu reviste și conferințe internaționale cu tematică axată pe Tribologie. In zona revistelor internaționale cotate ISI amintim revistele WEAR, Tribology Letters, Tribology Transactions, Journal of Tribology, Tribology International precum și numeroasele conferințe dedicate problemelor de tribologie: World Tribology Congress, Leeds-Lyon Symposium on Tribology, International Conference on Tribology (BALKANTRIB), International Conference on Tribology ROTRIB (organizat de Asociația Română de Tribologie-ART), International Conference on Tribology SERBIATRIB, International Conference on Tribology – NORDTRIB, International Conference on Biotribology etc. Practic, în fiecare an, în lume sunt peste (10-15) conferințe internaționale cu tematică axată pe diverse probleme de tribologie. Spre exemplificare, în 2019 au fost organizate 19 conferințe internaționale iar în 2020 sunt planificate 15 conferințe în domeniul Tribologiei, inclusiv al **7-lea Congres Internațional de Tribologie** programat pentru 5-10 Septembrie la Lyon în Franța [17].

## **Bibliografie (selectivă)**

- [1] <https://en.wikipedia.org/wiki/Tribology>
- [2] D.Olaru, *Tribologie*, Rotaprint TU Iasi, 1995.
- [3] Denape Jean, Popa Nicolae, Onescu Constantin. *Dinamica interfetelor in tribologie*. Editura Universitatii din Pitesti, 2012.
- [4] K. Holmberg, A. Erdemir, *Influence of tribology on global energy consumption, costs and Emissions*, **Friction** 5(3): 263–284 (2017).
- [5] G. MONTEIL (2006) *Problèmes de tribologie dans l'industrie automobile. La tribologie, une science et un savoir-faire* CD rom des Journées Francophones de Tribologie (CETIM, Senlis, mai 2002) réf.2C18 CETIM 2006.
- [6] Angela Pitenis, Duncan Dowson, W. Gregory Sawyer, *Leonardo da Vinci's Friction Experiments: An Old Story Acknowledged and Repeated*, **Tribology Letters**, 2014, 56(3):509-515.
- [7] [http://antiqua91.fr/wa\\_2.html](http://antiqua91.fr/wa_2.html)
- [8] [https://www.bruker.com/fileadmin/user\\_upload/8-PDF-Docs/SurfaceAnalysis/TMT/Webinars/Tribology\\_101\\_Webinar-1\\_Intro\\_and\\_Basics\\_29-Jan-2013.pdf](https://www.bruker.com/fileadmin/user_upload/8-PDF-Docs/SurfaceAnalysis/TMT/Webinars/Tribology_101_Webinar-1_Intro_and_Basics_29-Jan-2013.pdf)
- [9] B. Bhushan, *Introduction to Tribology*, 2nd Edition, 2013, A John Wiley & Sons, Ltd., Publication.
- [10] <https://www.independent.co.uk/news/obituaries/professor-david-tabor-335785.html>
- [11] [https://en.wikipedia.org/wiki/Contact\\_mechanics](https://en.wikipedia.org/wiki/Contact_mechanics)
- [12] <https://evolution.skf.com/us/the-skf-formula/>
- [13] Christopher Mike Waits, Matthew McCarthy, and Reza Ghodssi, *A Microfabricated Spiral-Groove Turbopump Supported on Microball Bearings*, JOURNAL OF MICROELECTROMECHANICAL SYSTEMS, VOL. 19, NO. 1, FEBRUARY 2010
- [14] Mustafa Ilker Beyaz, , Brendan Michael Hanrahan, Jeremy Feldman, and Reza Ghodssi, *An Integrated Permanent-Magnet Microturbogenerator Supported on Microball Bearings*, JOURNAL OF MICROELECTROMECHANICAL SYSTEMS, VOL. 22, NO. 3, JUNE 2013
- [15] Ana-Maria Trunfio Sfarghiu, *Modele bio-tribologique des articulations. Rôle mécanique et physicochimique des assemblages moléculaires du fluide synovial*. Ph. D. Thesis, INSA Lyon, France, 2006.
- [16] [https://www.google.com/search?sxsrf=ALeKk01xe0artsZwyl\\_JRwFUw0-Y1-MCnA:1598542003443&source=univ&tbm=isch&q=nasa+rover+curiosity+pictures&sa=X&ved=2ahUKEwjY-ZeC2bvrAhUxllsKHZppAlgQsAR6BAgFEAE&biw=1280&bih=913](https://www.google.com/search?sxsrf=ALeKk01xe0artsZwyl_JRwFUw0-Y1-MCnA:1598542003443&source=univ&tbm=isch&q=nasa+rover+curiosity+pictures&sa=X&ved=2ahUKEwjY-ZeC2bvrAhUxllsKHZppAlgQsAR6BAgFEAE&biw=1280&bih=913)
- [17] <https://itctribology.net/en/tribology-wordwide/tribology-conferences-and-meetings/>



## CURS 2 TRIBOLOGIE

### CUPLE DE FRECARIE.TRIBOSISTEME

#### 1. CUPLE DE FRECARIE

Într-un sistem mecanic, transmiterea puterii de la mașina motoare la componentele ce execută lucru mecanic se face prin intermediul unor lanțuri cinematice.

Legăturile mobile și directe dintre elementele lanțurilor cinematice definesc **cuplele de frecare** la nivelul cărora se produc interacțiunile mecanice și se generează procese de natură tribologică. Cupla de frecare poate fi definită și ca un ansamblu de două elemente aflate în **contact direct** și în **mișcare relativă**, prin intermediul căreia se transmite o forță sau un moment [1].

Constructiv, o cuplă de frecare este identică cu o cuplă cinematică folosită în analiza mecanismelor. Funcțional, prin luarea în considerare a proceselor tribologice, **cupla de frecare** are un caracter mult mai larg, reflectând aspecte cinematice, dinamice și tribologice (frecare, uzare, ungere, temperatură).

În Fig.1 este reprezentată o cuplă de frecare realizată între un cilindru (1) care se rostogolește peste o suprafață plană (2). Cilindrul este apăsat cu o forță  $Q$ . Între cele două corpuri care formează cupla de frecare, în majoritatea cazurilor se intercalează un al treilea element, în cazul prezentat în fig. 1 elementul 3 fiind un lubrifianț. În alte cazuri elementul 3 poate fi constituit din diverse particule abrazive, ca în cazul rulării cauciucurilor unui automobil pe un drum cu nisip sau pietriș. Procesele tribologice care au loc pe suprafața de contact dintre cele două corpuri (1) și (2) depind, pe de o parte, de natura materialelor în contact, calitatea suprafețelor, încărcare, viteză, lubrifianț, prezența materialelor abrazive, iar pe de altă parte, depind și de mediul în care funcționează cupla cinematică, notat cu (4) în fig. 1. Mediul înseamnă o anumită temperatură, o anumită umiditate, prezența radiațiilor (centrale nucleare, spațiul extraatmosferic) etc.

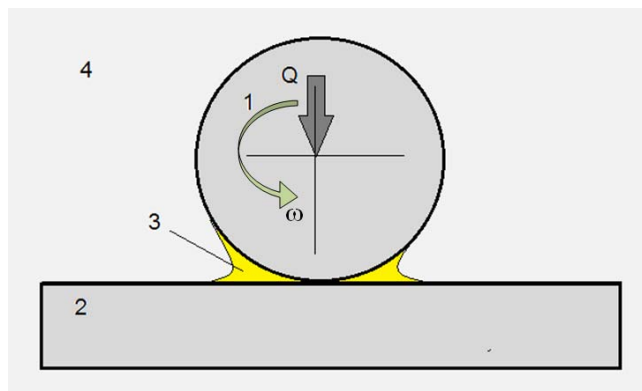


Fig. 1 Schema unei cuple de frecare

Clasificarea cuplelor de frecare este diferită de cea a cuplelor cinematice și cuprinde, conform clasificării făcute de profesorul Dan Pavelescu [2] patru clase:

**1.1. Cuple de frecare de clasa I**, la care interacțiunea se produce, teoretic, într-un punct. Sub acțiunea sarcinilor normale are loc o deformare de contact și interacțiunea se produce pe o suprafață eliptică, cu dimensiuni mici (sutimi sau zecimi de milimetru, în general). Asemenea cuple apar în rulmenții cu bile, rulmenții cu role butoi, angrenaje melcate (elicoidale), șuruburi cu bile, variatoare EHD, ghidaje cu bile, unele mecanisme camă-tachet etc.

În Fig. 2 sunt prezentate câteva exemple de sisteme mecanice în care se întâlnesc cuple de frecare de clasa I.

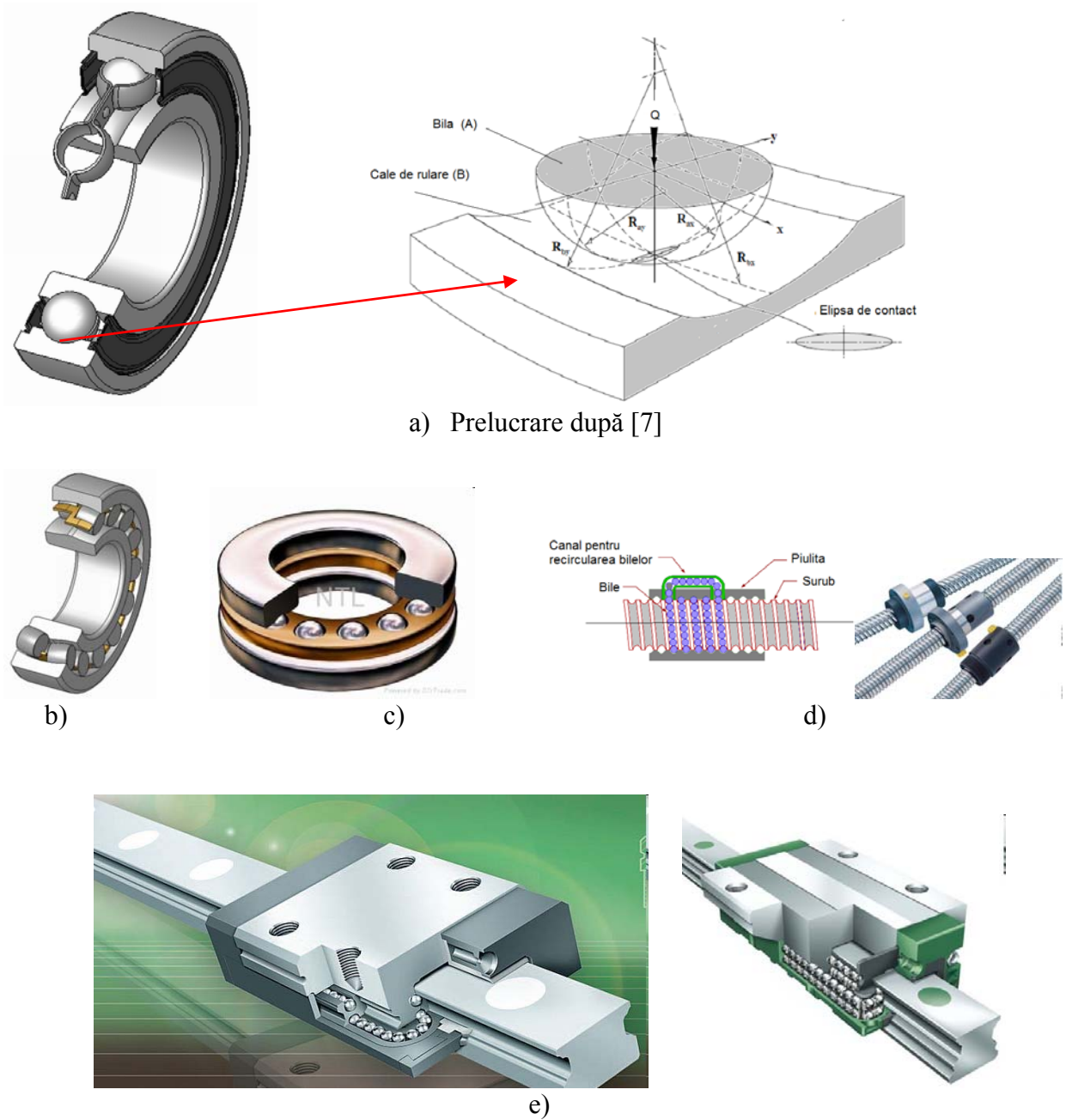


Fig. 2 Cuple de frecare de clasa I: rulmenții radiali cu bile-a), rulmenții oscilanți cu role butoi-b), rulmenții axiali cu bile-c), șuruburi cu bile-d), ghidaje cu bile recirculabile –e)

**1.2. Cuple de frecare de clasa a II-a**, la care interacțiunea se produce, teoretic, la nivelul unei linii. Sub acțiunea sarcinilor normale are loc o deformare de contact și interacțiunea se produce pe o fâșie îngustă, cu lățimea de sutimi sau zecimi de milimetru. Cuplele de clasa a II-a sau cu contact liniar apar în rulmenții cu role, în ghidaje cu role, în mecanisme camă-tachet, în variatoare EHD, în transmisii prin roți dințate cilindrice și conice, în transmisii prin lanț etc.

Cuplele de clasa I și a II-a se mai numesc și **cuple de frecare superioare**, se caracterizează prin tensiuni de contact ridicate (0.5-2.5) GPa și suprafețe de contact reduse.

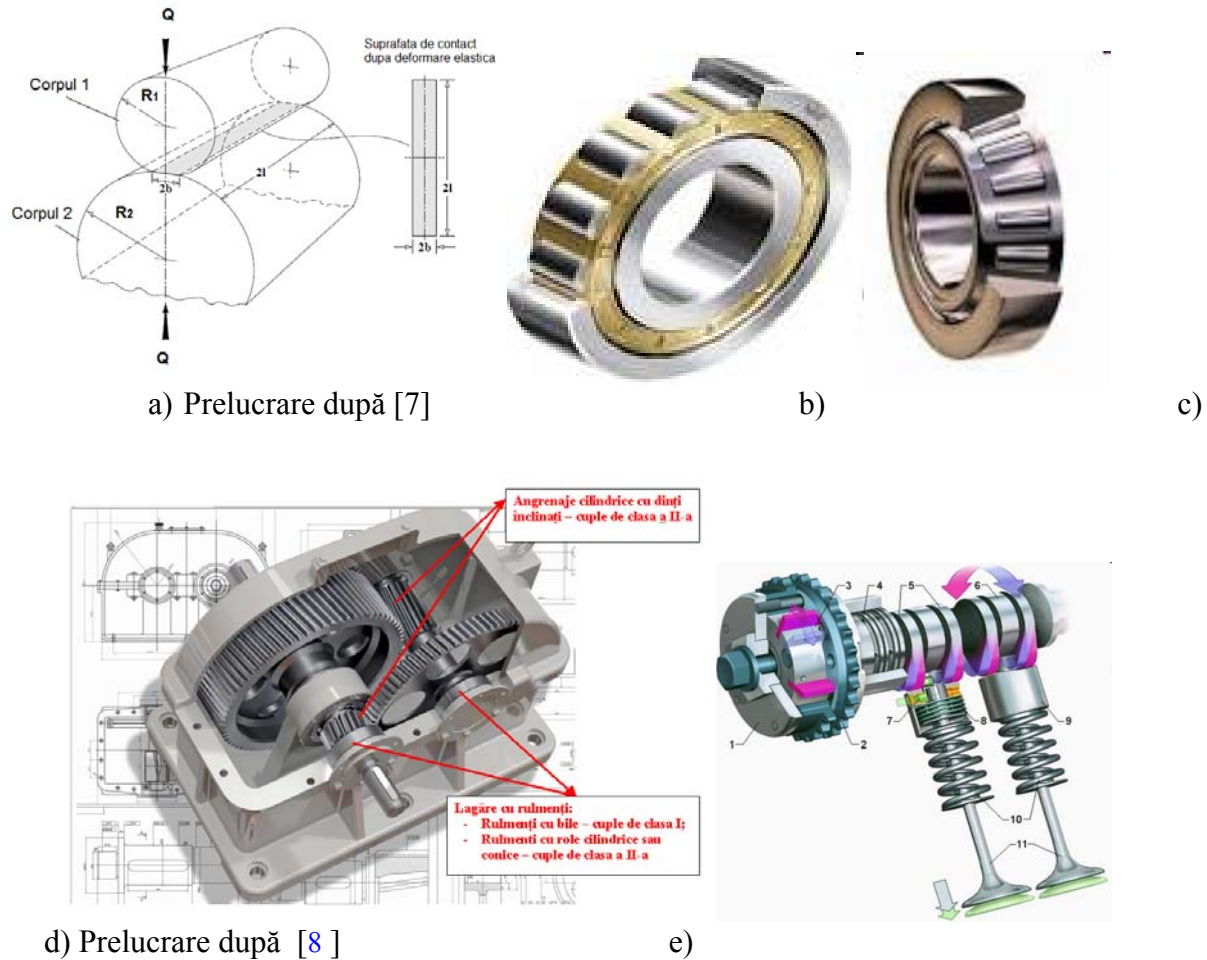


Fig.3 Cuple de frecare de clasa a II-a : contactul a doi cilindri cu evidențierea suprafeței de contact - a), rulmenți radiali cu role cilindrice - b), rulmenți radial-axiali cu role conice - c), reductor roți dințate – d), mecanisme camă - tachet – e)

**1.3. Cuple de clasa a III-a**, la care interacțiunea se produce la nivelul unor suprafețe curbe: suprafețe cilindrice (lagăr de alunecare, frâne cu sabot), suprafețe elicoidale (mecanisme șurub-piuliță), suprafețe sferice (articulații sferice) etc.

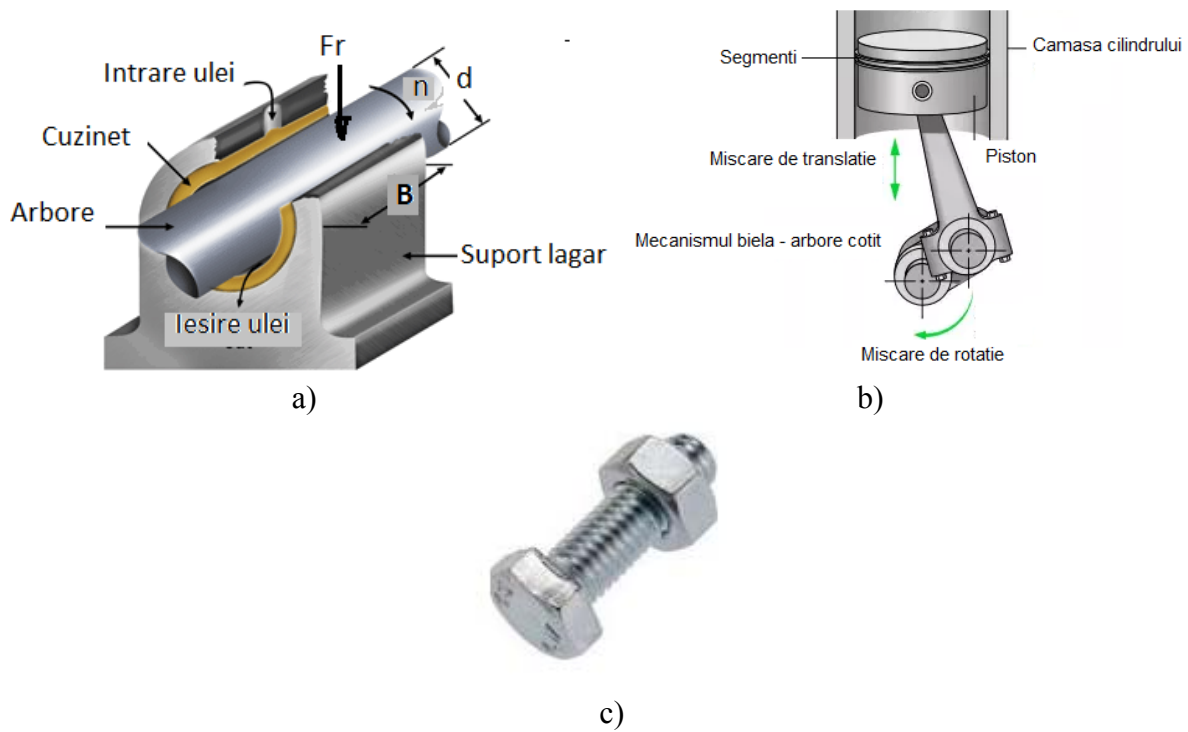
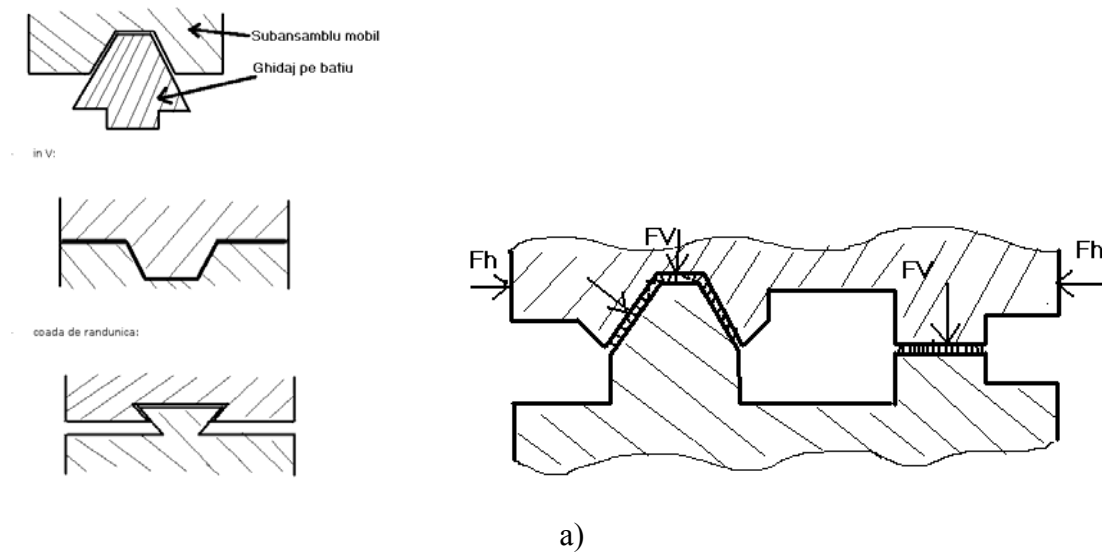


Fig.4 Cuple de frecare de clasa a III-a: lagăr de alunecare - a), cuplele de frecare dintre segmentii pistonului și cămașa cilindrului – b), cupla de frecare formată între piuliță și șurub - c)

**1.4. Cuple de frecare de clasa a IV-a** , la care interacțiunea se produce la nivelul unor suprafețe plane: ghidaje de alunecare, discuri de fricțiune , frâne disc etc.



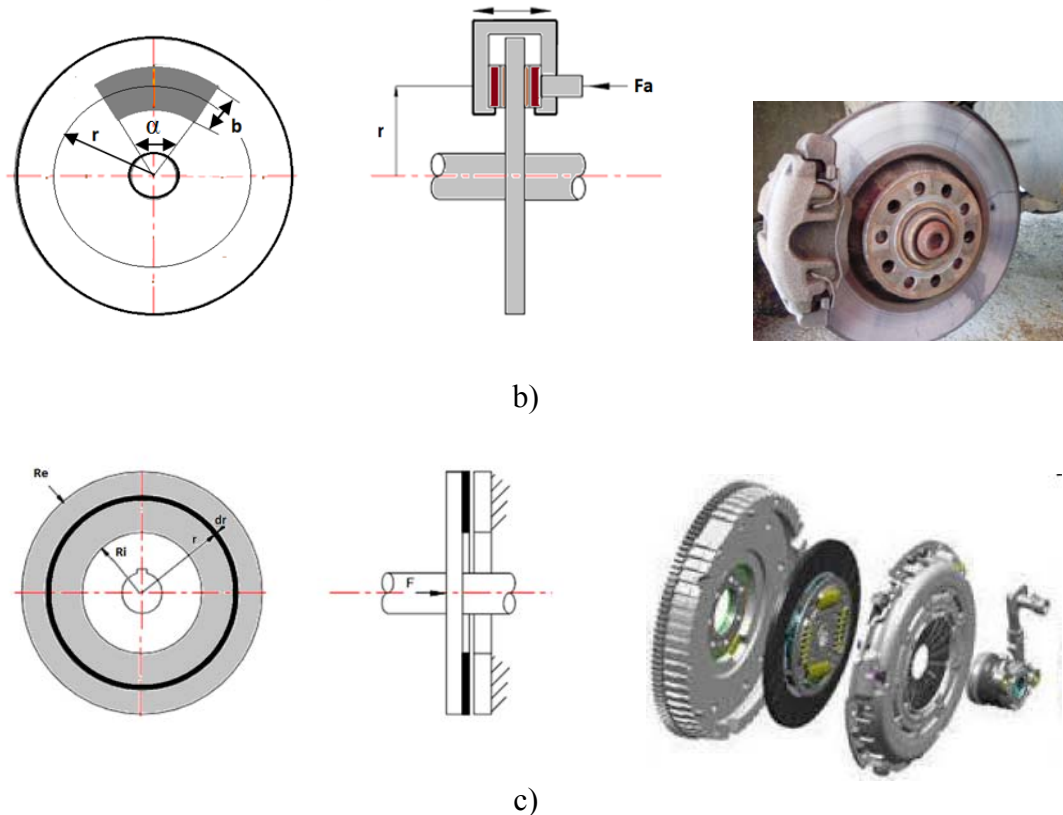


Fig. 5 Cuple de frecare de clasa a IV-a: ghidaje de alunecare-a), frâna disc auto-b), ambreiajul auto - c)

Cuplele de frecare de clasa a III-a și a IV-a **sunt cuple de frecare inferioare** și se caracterizează prin suprafețe de contact având dimensiuni comparabile cu ale elementelor aflate în contact iar presiunile de contact sunt reduse (0.5...20) MPa .

## 2. TRIBOSISTEME

Noțiunea de cuplă de frecare ia în considerare numai elementele geometrice ale interacțiunii, natura proceselor tribologice nefiind inclusă în această clasificare.

Un nou concept, cel de sistem tribologic, a fost definit în 1974 de Czichos [3] și dezvoltat ulterior în 1978 în [4]. În 1985, profesorul Ioan Crudu [5] stabilește o schemă complexă de clasificare a sistemelor tribologice întâlnite în construcția de mașini.

În general , un sistem este definit ca “un ansamblu de elemente interconectate prin structură și funcțiuni” [2] .

Principalele caracteristici ale unui sistem sunt indicate schematic în fig. 6 și simbolurile utilizate au următoarele semnificații :

a) Structura unui sistem cuprinzând elementele  $A = \{ a_1 , a_2 , \dots , a_n \}$ , proprietățile elementelor  $P = \{ P(a_i) \}$  și relațiile dintre elemente  $R = \{ R\{ a_1 , a_2 , \dots , a_n \} \}$  .

b) Intrările în sistem notate cu  $\{X\}$  și ieșirile din sistem notate cu  $\{Y\}$  .

c) Funcția unui sistem este de a transforma intrările  $\{X\}$  în ieșiri  $\{Y\}$  .

Transformarea intrărilor  $\{X\}$  în ieșirile  $\{Y\}$  simbolizată poate fi exprimată prin relații matematice sau prin descrieri verbale .

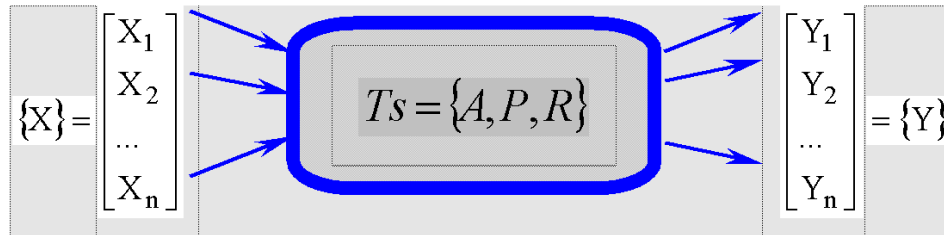


Fig. 6 Structura unui tribosistem [4]

Un sistem tribologic sau tribosistem este definit ca un sistem a cărui comportare este direct legată de **interacțiunile de suprafață apărute în mișcarea relativă a elementelor în contact.**

În practică, un tribosistem se caracterizează prin patru elemente distincte, fig. 7.

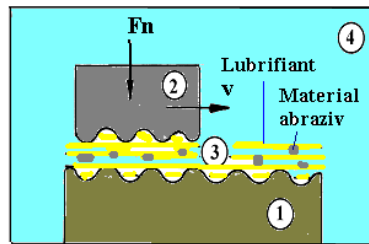


Fig. 7 Elementele generale ale unui tribosistem [5]

1, 2 - elemente solide;

3 – lubrifianți, material abraziv;

4 - mediul în care funcționează tribosistemul.

În anumite situații, unul din cele două elemente solide poate să nu existe, procesele tribologice de frecare sau de uzare realizându-se între elementul 3 (fluid sau particule abrazive) și elementul solid (exemplu tribosistemelor realizate în procesele de curgere a fluidelor prin conducte, pe suprafețele paletelor turbinelor etc.)

## 2.1. Clasificări ale Tribosistemelor

O primă clasificare a tribosistemelor a fost făcută de Czichos în [4] și cuprinde cinci grupe fundamentale:

Tribosisteme pentru transmiterea mișcării;

Tribosisteme pentru transmiterea informațiilor;

Tribosisteme de transport și controlul materialelor;

Tribosisteme dezvoltate în procesele de prelucrare ale materialelor.

În tabelele următoare sunt prezentate detaliat cele patru tipuri de tribosisteme cu diverse aplicații practice.

<b>Tribosisteme pentru transmiterea mișcării</b>	Tribosisteme pentru ghidarea sau transmiterea mișcării:	Lagăre de alunecare; lagăre de rostogolire; ghidaje; mecanismul șurub-piuliță; articulații tehnice; articulații umane și animale.
	Tribosisteme pentru cuplarea mișcării:	Cuplaje (cu disc, conice, dințate); ambreiaje (conice; cu discuri; cu bandă).
	Tribosisteme pentru oprirea mișcării:	Frâne (cu disc, cu sabot, cu bandă); amortizoare prin fricțiune; sisteme de fixare.

<b>Tribosisteme pentru transmiterea puterii sau a lucrului mecanic:</b>	Transmisii prin angrenaje; transmisii cu șuruburi de mișcare; transmisii prin curele; transmisii prin lanț; transmisii prin fricțiune;
---	--

<b>Tribosisteme pentru generarea sau reproducerea informațiilor</b>	Tribosisteme generatoare de informații:	Sistem camă-tachet; contacte electrice; relee; întrerupătoare; sisteme de imprimare, tipărire.
	Tribosisteme de reproducere a informațiilor:	Sisteme de înregistrare și stocare magnetică.

<b>Tribosisteme de transport</b>	Tribosisteme de transport al materialelor	Sisteme de deplasare roată-șină (cale ferată); sisteme de deplasare roată-șosea; benzi transportoare; sisteme biologice de transport (inima și sistemele de vase sanguine); conducte pentru transport lichide, gaze etc.
	Tribosisteme pentru controlul circulației și a curgerii materialelor:	Sisteme de etanșare; ansamblul piston-cilindru; robinete; supape.

<b>Sisteme tribologice dezvoltate în procesele de prelucrare a materialelor</b>	Tribosisteme de prelucrare prin deformări plastice:	Forjare; extrudare; trefilare; laminare; ambutisare; rulare; injectare etc.
	Tribosisteme de prelucrare prin mărunțire a materialelor:	Utilaj terasier; utilaj minier; utilaj de foraj petrolier; sistemele de masticație umane și animale.
	Tribosisteme pentru prelucrări prin așchiere ale metalelor:	Dispozitive și scule pentru debitare, găurire, alezare, strunjire, rabotare, frezare, rectificare, șlefuire, polizare, lepuire, honuire etc.

Profesorul Crudu prezintă în [6] o nouă clasificare a tribosistemelor, introducând patru clase distincte:

1. Tribosisteme de alunecare (TA) și combinații de alunecare cu rostogolire (TAR)
2. Tribosisteme de rostogolire (TR)
3. Tribosisteme de abraziune (TZ)
4. Tribosisteme de cavitație (TV)

1. **Tribosistemele de alunecare (TA)** sunt:

- (i) **de alunecare în care frecarea joacă un rol util**, pentru transmiterea mișcării și a puterii prin alunecare;
- (ii) **de alunecare cu frecare pasivă** (de antifricțiune);

Tribosistemele de alunecare cu rostogolire (TAR) se întâlnesc în angrenajele melcate și globoidale unde prin combinarea mișcărilor de rotație și prin construcție rezultă alunecarea.



2. **Tribosistemele de rostogolire (TR)** cuprind două cazuri distincte:

- (i) **cu rostogolire liberă** (rulmenți, șuruburi cu bile, ghidaje cu rostogolire etc.)
- (ii) **cu rostogolire și cu alunecare forțată** (angrenaje cilindrice, conice, variatoare cu fricțiune etc.)

3. **Tribosistemele de abraziune (TZ)** apar atunci când la nivelul cuplei intervine un material abraziv (în ulei contaminat, rezultat din procese de uzare, mediul abraziv).

Aceste tribosisteme pot fi separate, după cum urmează:

- (i) Tribosisteme abrazive cu abraziv interpus în mișcare de alunecare sau în mișcare de rostogolire;
- (ii) Tribosisteme care se dezvoltă în fluide cu abraziv (hidroabrazive sau gazoabrazive) la care lipsește elementul solid 2 (exemplu în rotoarele de la pompe, de la ventilatoare, exhaustoare etc.);
- (iii) Tribosisteme în abraziv care pot fi cu **abraziv monolit** (în cazul sculelor care piatra, scule de foraj etc.) și cu **abraziv în masă** (transportoare cu benzi, scule ce prelucrează solul, diverse echipamente de măcinat etc.)

4. **Tribosistemele de cavitație (TV)** care cuprind trei tipuri distincte:

(i) **Tribosisteme de cavitație în curent dirijat** apar în lagăre de alunecare, echipamente hidropneumatice etc., frecarea și uzarea fiind generate de interacțiunea fluidului cu suprafețele în contact;

(ii) **Tribosisteme de cavitație în curent liber sau în jet de impact** care se dezvoltă la nivelul suprafețelor ce se deplasează în curent de aer (aeronave) sau pe apă (nave fluviale și maritime) sau în procese de sablare și curățare a diverselor suprafețe cu jet de fluid cu particule abrazive;

(iii) **Tribosisteme de cavitație în procese vibratorii cu medii fluide.**

La nivelul fiecărui tribosistem procesele tribologice (de frecare, de uzare și de ungere) au particularități distincte, analizele impunând abordări diferențiate.

### Aplicații:

Să se stabilească toate cuplele de frecare existente în următoarele ansambluri mecanice:

#### 1. Mecanismul arbore cotit – bielă – piston - cilindru

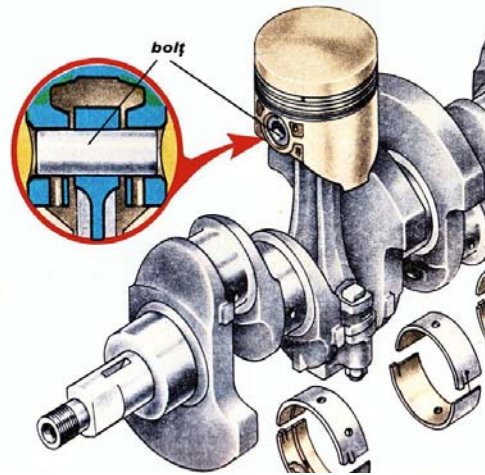


Fig. 8 Detaliu mecanismului arbore cotit – bielă – piston - cilindru [9]

### Indicații:

Se urmăresc cuplele de frecare realizate între palierele arborelui cotit și bielă, între bielă și piston, între segmenti și cămașa cilindrului (nereprezentată în schema din fig.8)

#### 2. Reductoare cu roți dințate

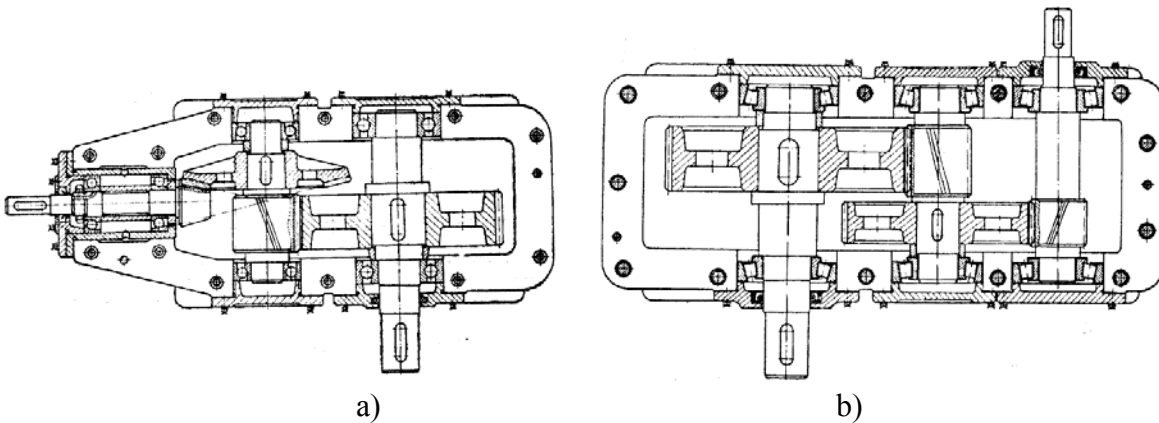


Fig. 9 Reductor cu roți conice și cilindrice –a), reductor cu roți cilindrice-b) [10]

### Indicații:

Se urmăresc cuplele de frecare realizate între flancurile dinților roților dințate, în rulmenții utilizați pentru rezemarea arborilor, în sistemele de etanșare specifice arborilor de intrare și de ieșire din reductoare. În rulmenți se pun în evidență cuplele de frecare dintre bile sau role și căile de rulare precum și cuplele de frecare dintre bile (role) și colivie.

## **Bibliografie (selectivă)**

- [1]. Olaru D., Tribologie, Litografia TUIasi, 1995.
- [2]. Pavelescu D., Mușat M., Tudor A., Tribologie, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- [3] Czichos H., Salomon G., The Application of Systems Thinking and Systems Analysis to Tribology, BAM-BERICHT nr.30, Berlin, 1974.
- [4].Czichos H., Tribology, Elsevier Publ., 1978.
- [5]. Crudu I., Tribosistem-Tribomodel în studiul sistemelor mecanice, Galați University Press, 2008.
- [6]. Crudu I., On the concept of state of the tribosystem and tribomodelling criterion, Proc. of 4th Int. Congres EUROTRIB'85, Ecully France, 1985.
- [7]. Stachowiak G. W, Batchelor A.W.,Engineering Tribology, Butterworth &Heinemann Ed.1993.
- [8]. <https://docplayer.ro/153040821-Reductoare.html>
- [9] <https://www.familyhandyman.com/article/camshaft-vs-crankshaft/>
- [10] [http://www.omtr.pub.ro/didactic/indrumare/indrumar\\_gstoica.pdf](http://www.omtr.pub.ro/didactic/indrumare/indrumar_gstoica.pdf)

## CURSUL 3 TRIBOLOGIE

### CALCULUL DEFORMAȚIILOR ȘI A TENSIUNILOR DE CONTACT ÎN CUPLE DE CLASA I

În majoritatea cazurilor, suprafețele elementelor ce formează o cuplă de frecare vin în contact direct, cu dezvoltarea unor tensiuni normale și tangențiale, pe suprafață și în adâncime precum și cu deformarea locală, a suprafețelor în zona de contact.

Într-o primă aproximație se consideră că suprafețele cuplelor de frecare sunt netede iar deformările de contact au loc în domeniul elastic, în timp ce elementele în contact sunt medii continue, omogene și izotrope.

Calculul tensiunilor și al deformațiilor de contact se face pe baza rezolvării ecuațiilor teoriei liniare a elasticității [1,2], fără a lua în considerare frecarea. Acest calcul se referă la cuplele de frecare superioare ce realizează contacte punctuale și liniare (clasa I și clasa a II-a) și care formează tribosisteme de rostogolire cu sau fără alunecare.

#### 1. ELEMENTE GEOMETRICE SPECIFICE CUPLELOR DE FRECARĂ DE CLASA I

Pentru o cuplă de frecare de clasa I, realizată din elementele 1 și 2 aflate în contact direct, fig. 1, se definesc următoarele elemente geometrice:

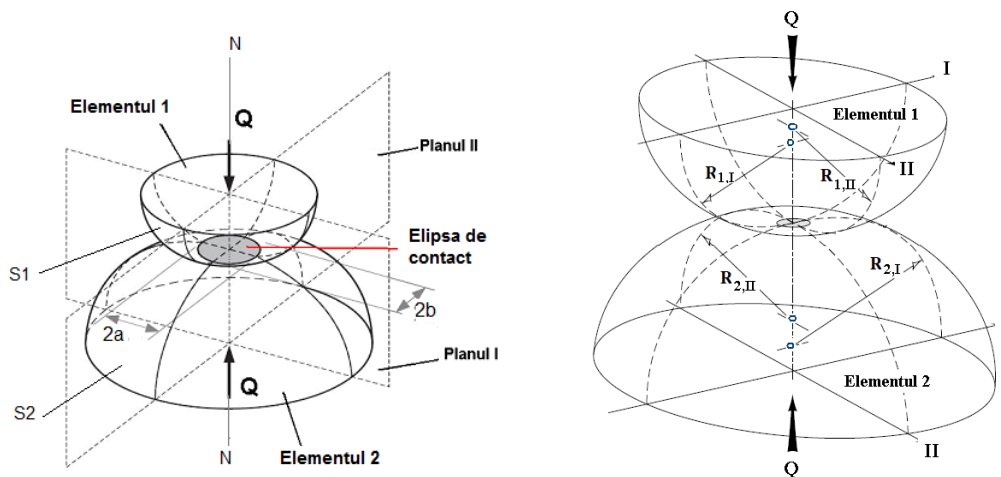


Fig. 1 Elemente geometrice specifice unei cuple de clasa I [1]

a) **Normala comună** N-N a celor două elemente în punctul de contact este dreapta perpendiculară pe planul tangent comun la cele două suprafețe în contact  $S_1$  și  $S_2$ .

b) **Planurile principale** I și II ale celor două suprafețe în contact care se intersectează după normala comună N-N

c) **Razele de curbură**, în punctul de contact, pentru curbele rezultate din intersecția celor două planuri principale cu suprafețele  $S_1$  și  $S_2$  :  $R_{1,I}$ ,  $R_{1,II}$ ,  $R_{2,I}$ ,  $R_{2,II}$ ;

d) **Razele de curbură echivalente** pentru cele două suprafețe în contact și corespunzătoare unui plan (sau unei direcții):

$$\frac{1}{R'_{I(II)}} = \pm \frac{1}{R_{1,I(II)}} \mp \frac{1}{R_{2,I(II)}} \quad (1)$$

unde semnul (+) se utilizează pentru suprafețe convexe iar semnul (-) se utilizează pentru suprafețe concave.

e) **Curbură suprafețelor** în cele două planuri se definește ca fiind inversul razei de curbură, având semnul (+) sau (-) după cum suprafața este convexă și, respectiv, concavă:

$$\rho = \pm \frac{1}{R} \quad (2)$$

f) **Suma curburilor**  $\sum \rho$  este dată de relația:

$$\sum \rho = \rho_{1,I} + \rho_{1,II} + \rho_{2,I} + \rho_{2,II} \quad (3)$$

g) **Funcția curburilor**  $F(\rho)$  este definită prin relația:

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{1,I} - \rho_{1,II}) + (\rho_{2,I} - \rho_{2,II})}{\sum \rho} \quad (4)$$

Sistemul de coordonate care se atașează cuplurilor de frecare de clasa I are axa Oz pe direcția normalei comune, axa Oy pe direcția de mișcare ( de rostogolire) iar axa Ox se alege astfel încât sistemul să fie ortogonal.

## 2. DEFORMAȚII DE CONTACT ȘI TENSIUNI ÎN CUPLA DE CLASA I

Dacă pe direcția normalei comune N-N se aplică o sarcină Q, are loc o deformare elastică a celor două suprafețe iar contactul dintre ele se extinde practic pe o suprafață. În cazul contactului punctual suprafața de contact are o proiecție pe planul tangent, în general acceptată, sub formă de elipsă, Fig. 1-a.

Pentru două corpuri în contact punctual, apăstate cu o forță normală  $Q$ , având modulele de elasticitate  $E_1$  și  $E_2$  și, respectiv, coeficienții Poisson  $\nu_1$  și  $\nu_2$ , semiaxele elipsei de contact  $a$  și  $b$  sunt date de relațiile:

$$a = a^* \cdot \left\{ \frac{3Q}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

$$b = b^* \cdot \left\{ \frac{3Q}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

unde  $a^*$  și  $b^*$  sunt parametri adimensionali geometrici care se pot determina cu următoarele relații:

$$a^* = \left[ \frac{2 \cdot k^2}{\pi} \cdot E(e) \right]^{\frac{1}{3}} \quad b^* = \left[ \frac{2}{k \cdot \pi} \cdot E(e) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

Funcția  $E(e)$  reprezintă integrala eliptică de speța a doua și de modul  $e$  și se determină cu relația:

$$E(e) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - e^2 \cdot \sin^2(\theta)} d\theta \quad (8)$$

unde  $e$  reprezintă excentricitatea elipsei de contact și se determină cu relația:

$$e = \sqrt{1 - \frac{1}{k^2}} \quad (9)$$

Pentru raportul dintre semiaxa mare și semiaxa mică a elipsei de contact  $k=a/b$ , Houpert [5] propune următoarea relație:

$$k = 1,0339 \cdot \left[ \frac{Rx}{Ry} \right]^{0,636} \quad (10)$$

unde  $Rx$  și  $Ry$  sunt razele de curbură echivalente pe direcția axei mari și, respectiv, pe direcția axei mici a elipsei de contact. În aplicațiile practice rostogolirea se produce pe direcția axei mici, rezultând că  $Ry$  este raza de curbură echivalentă pe direcția de rostogolire.

În aplicațiile practice, pentru determinarea mai rapidă a mărimilor  $a^*$  și  $b^*$  se pot utiliza o serie de grafice unde  $a^*$  și  $b^*$  se determină în raport de valoarea funcției curburilor  $F(\rho)$ .

În Fig.2 se prezintă o astfel de diagramă.

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

$$\delta = \delta^* \left\{ \frac{3Q}{2 \sum \rho} \cdot \left[ \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right] \right\}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sum \rho}{2} \quad (11)$$

unde  $\delta^*$  se poate determina cu relația:

$$\delta^* = \frac{2}{\pi} \cdot F(e) \left[ \frac{\pi(1-e^2)}{2 \cdot E(e)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

unde funcția  $F(e)$  este integrala eliptică de speța întâi și de modul  $e$  dată de relația:

$$F(e) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\theta}{\sqrt{1-e^2 \cdot \sin^2(\theta)}} \quad (13)$$

Ca și în cazul celor doi parametri adimensionali  $a^*$  și  $b^*$ , parametrul adimensional  $\delta^*$  poate fi determinat din diagrama de la Fig. 2, în raport cu funcția curburilor  $F(\rho)$ .

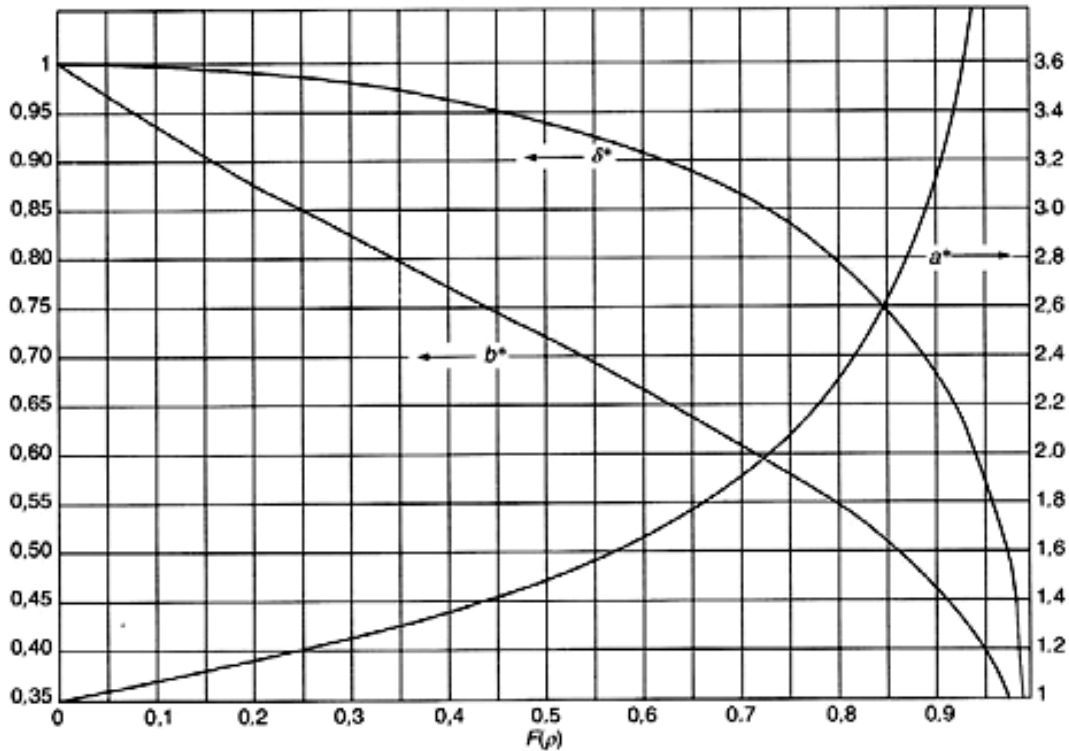


Fig. 2 Variația parametrilor adimensionali  $a^*$ ,  $b^*$  și  $\delta^*$  în raport cu funcția curburilor  $F(\rho)$  [2]

Sub acțiunea forței normale  $Q$ , în interiorul semispațiului elastic apare o stare spațială de tensiuni caracterizată prin tensiunile normale  $(\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z)$  și tensiunile tangențiale  $(\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz})$ , fig. 3.

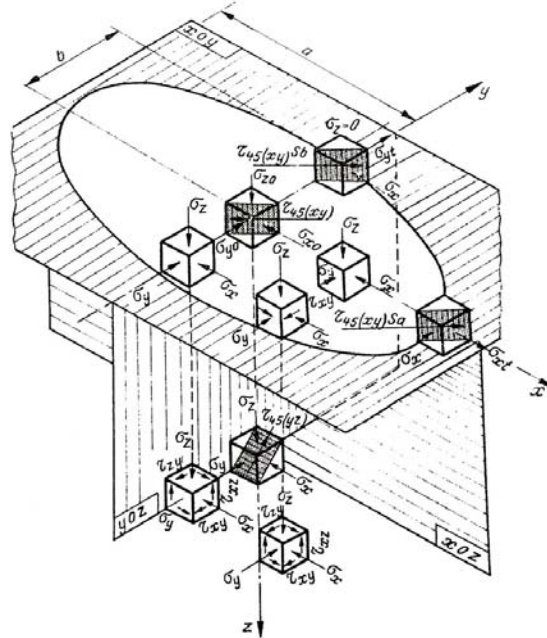


Fig. 3 Starea complexă de tensiuni pe suprafața de contact și în imediata vecinătate a suprafeței de contact [2 ]

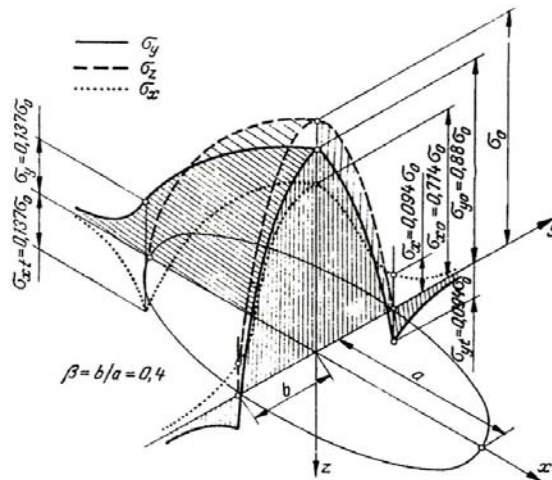


Fig. 4 Distribuția tensiunilor normale pe suprafața de contact [2 ]



Tensiunile normale  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  scad rapid pe măsura îndepărtării de suprafața de contact și ating valorile maxime în centrul elipse de contact. Tensiunea de compresiune  $\sigma_z$  pe suprafața elipsei de contact prezintă importanță în studiul proceselor de ungere și de frecare și are distribuția paraboloidală reprezentată în fig.5. Pentru un punct de pe suprafața elipsei de contact această tensiune normală are următoarea expresie:

$$\sigma_z(x, y) = \sigma_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (14)$$

unde  $\sigma_0$  este valoarea maximă a acestei tensiuni și care apare în centrul elipsei de contact, Fig.5.

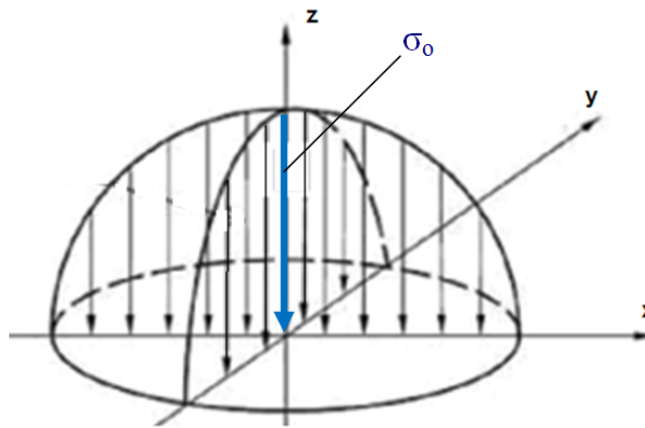


Fig. 5 Distribuția tensiunii normale  $\sigma_z(x, y)$  pe suprafața elipsei de contact

Tensiunea maximă de compresiune  $\sigma_0$  se calculează cu relația :

$$\sigma_0 = \frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad (15)$$

Celelalte tensiuni tangențiale normale  $\sigma_y$  și  $\sigma_x$  de pe suprafața elipsei de contact variază în lungul celor două axe , predominând valori de compresiune iar la capete apărând și valori de tracțiune  $\sigma_y$  în lungul axei Oy și  $\sigma_x$  în lungul axei Ox , fig. 4 .

Tensiunile tangențiale ortogonale  $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$  , ating valori maxime sub suprafața de contact. Valoarea maximă a tensiunii  $\tau_{yz}$  este notată cu  $\tau_0$  și apare la o adâncime  $z_0$  de suprafață. Determinarea tensiunii maxime  $\tau_0$  precum și a adâncimii  $z_0$  se face cu ajutorul relațiilor [ 1,2]:

$$\tau_0 = \sigma_0 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot t - 1}}{2 \cdot t(t+1)} \quad (16)$$

$$z_0 = b \cdot \frac{1}{(t+1)\sqrt{2 \cdot t - 1}} \quad (17)$$

unde parametrul  $t$  rezultă din rezolvarea ecuației :

$$\sqrt{(t^2 - 1)(2 \cdot t - 1)} = \frac{b}{a} \quad (18)$$

În timpul procesului de rostogolire în lungul axei Oy, tensiunile  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  și  $\tau_{xz}$  produc solicitări pulsatorii în timp ce tensiunile  $\tau_{xy}, \tau_{yz}$  produc solicitări alternant simetrice.

Starea de tensiuni în substrat este importantă pentru declanșarea fenomenelor de uzare de oboseală de contact, diversele ipoteze admițând ca tensiuni decisive  $\sigma_0, \tau_0, \tau_{45S}$  sau tensiunea echivalentă  $\sigma_E$  introdusă de Sp. Crețu [1].

## **APLICATII**

### **Aplicatia 1**

Calculul semiaxelor elipselor de contact, a tensiunilor normale și a apropierii relative la nivelul cuplelor de frecare realizate între bila cea mai încărcată și căile de rulare, la rulmentul radial cu bile 6206 încărcat cu o forță radială  $Fr = 1000N$ .

Rulmentul are următoarele elemente geometrice, fig. 6:  $d = 30$  mm,  $D = 62$  mm,  $d_m = 46$  mm, diametrul bilelor  $D_w = 9,525$  mm, numărul de bile  $Z = 8$  bile, conformitățile pe căile de rulare  $f_i = f_e = 0,515$ . La forța radială aplicată, sarcina normală  $Q$  pe bila cea mai încărcată se poate determina cu relația [2]:

$$Q_{\max} = \frac{4.37 \cdot Fr}{Z} \quad (A1)$$

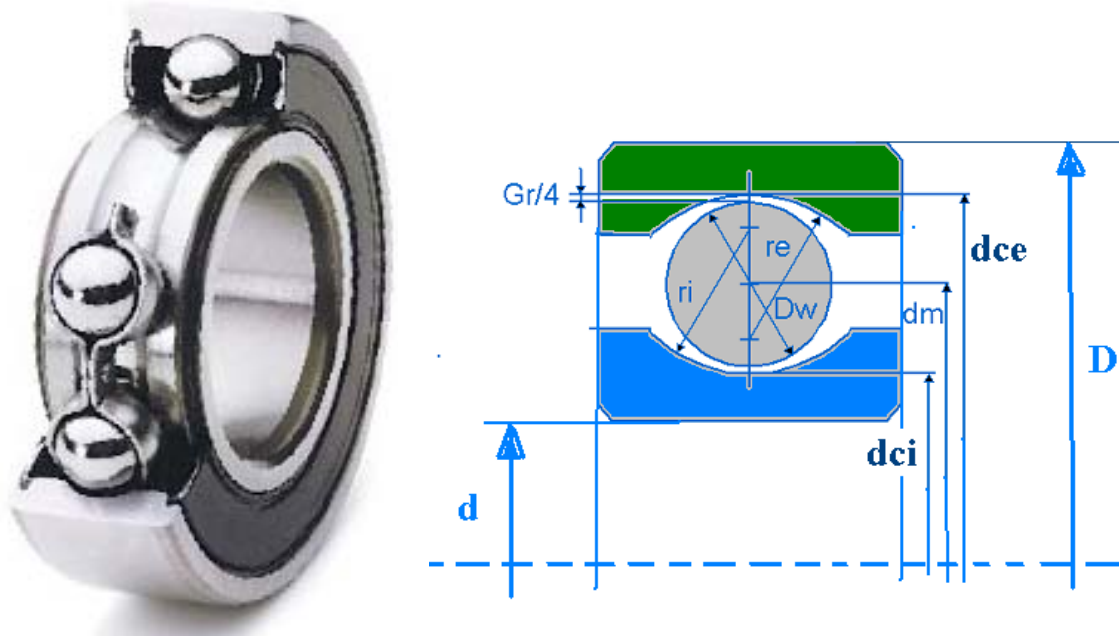


Fig. A.1 Elementele geometrice ale rulmentului 6206

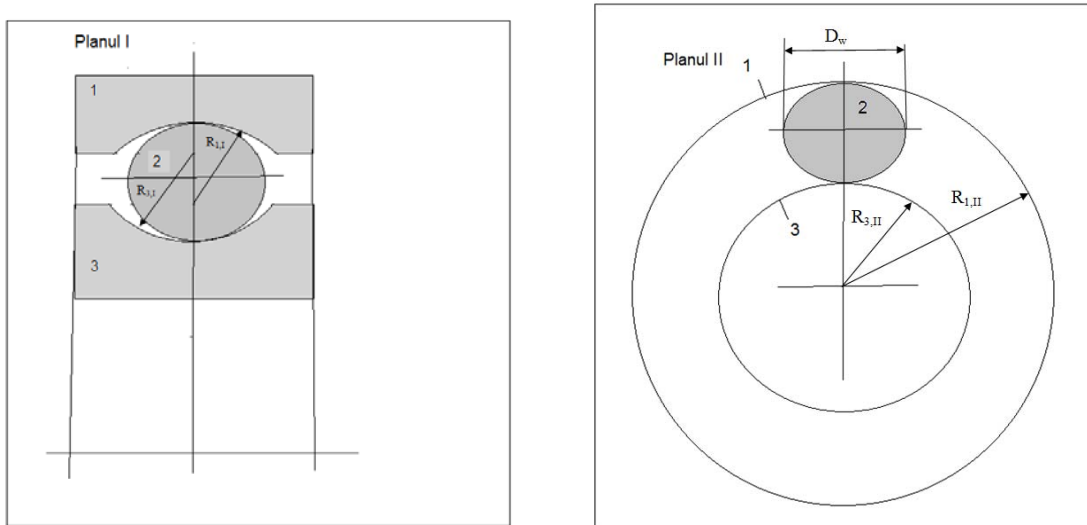


Fig. A.2 Razele de curbura pentru contactele dintre bilă și cele două căi de rulare în planul I (axial) și în planul al II-lea (de rotație) ale unui rulment radial cu bile

### 1.1) Contactul dintre calea de rulare exterioară (1) și bila cea mai încărcată (2)

- Conform Fig. A.2 planul I este planul axial și planul II este planul de rotire al rulmentului.

Calculul razelor de curbură :

$$R_{1,I} = f_e \cdot D_w \cong 4.905mm$$

$$R_{1,II} = \frac{d_{ce}}{2} = \frac{d_m + D_w}{2} = 27.762mm$$

$$R_{2,I} = R_{2,II} = \frac{D_w}{2} = 4.7625mm$$

Calculul sumei și funcției curburilor :

$$\sum \rho = -\frac{1}{f_e \cdot D_w} - \frac{2}{d_{ce}} + \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} = 0.180mm^{-1}$$

$$F(\rho) = \frac{\left\| \left( -\frac{1}{f_e \cdot D_w} + \frac{2}{d_{ce}} \right) + \left( \frac{2}{D_w} - \frac{2}{D_w} \right) \right\|}{\sum \rho} = 0.932$$

Din diagrama de la fig. 2. rezultă pentru  $F(\rho) = 0.932$  :

$$a^* = 3.7 ; b^* = 0.43 ; a^* = 0.62 .$$

Pentru calculul semiaxelor elipselor de contact și a apropierii relative intervin mărimile  $v_1, v_2$  și  $E_1, E_2$  Întrucât ambele elemente sunt din oțel se vor folosi valorile :

$$v_1 = v_2 \cong 0.3 ; E_1 = E_2 \cong 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 .$$

Introducând valorile numerice în relațiile (5) și (6) rezultă :

$$a = 3.7 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 546}{2 \cdot 0.18} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0.3^2)}{2.1 \cdot 10^5}} = 1,259mm$$

$$b = 0.43 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 546 \cdot 2 \cdot (1 - 0.3^2)}{2 \cdot 0.18 \cdot 2.1 \cdot 10^5}} = 0,146mm$$

Tensiunea normală maximă, în centrul contactului rezultă din relația (15) :

$$\sigma_0 = \frac{3 \cdot 546}{2 \cdot \pi \cdot 1.259 \cdot 0.146} \cong 1415,5N / mm^2$$

Apropierea relativă dintre bilă și calea de rulare exterioară rezultă din relația (11) :

$$\delta = 0.62 \cdot \sqrt[3]{\left[ \frac{3 \cdot 546}{2 \cdot 0.18} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0.3^2)}{2.1 \cdot 10^5} \right]^2} \cdot \frac{0.18}{2} \cong 6,4 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 6,4 \mu\text{m}$$

## 1.2) Contactul dintre calea de rulare interioară (3) și bila cea mai încărcată (2)

Conform Fig. A.2 planul I este planul axial și planul II este planul de rotire al rulmentului.

Calculul razelor de curbură :

$$R_{2,I} = R_{2,II} = \frac{D_w}{2} = 4.7625 \text{ mm}$$

$$R_{3,I} = f_i \cdot D_w = 4.905 \text{ mm}$$

$$R_{3,II} = \frac{d_{ci}}{2} = \frac{d_m - D_w}{2} = 18.2375 \text{ mm}$$

Calculul sumei și funcției curburilor :

$$\sum \rho = \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} - \frac{1}{f_i \cdot D_w} + \frac{2}{d_{ci}} = 0.270 \text{ mm}^{-1}$$

$$F(\rho) = \frac{\left\| \left( \frac{2}{D_w} - \frac{2}{D_w} \right) + \left( \frac{1}{f_i \cdot D_w} - \frac{2}{d_{ci}} \right) \right\|}{\sum \rho} = 0.958$$

Din digramele de la fig. 2 rezultă :

$$a^* = 4.5 ; b^* = 0.38 ; \delta^* = 0.56$$

Introducând valorile numerice în relațiile (3.10) și (3.11) , rezultă :

$$a = 4.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 546}{2 \cdot 0.27} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0.3^2)}{2.1 \cdot 10^5}} = 1.338 \text{ mm}$$

$$b = 0.38 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 546 \cdot 2 \cdot (1 - 0.3^2)}{2 \cdot 0.27 \cdot 2.1 \cdot 10^5}} = 0.1129 \text{ mm}$$

Tensiunea normală maximă în centrul elipsei de contact rezultă :

$$\sigma_0 = \frac{3 \cdot 546}{2 \cdot \pi \cdot 1.338 \cdot 0.1129} \cong 1726 \text{ N / mm}^2$$

Apropierea relativă dintre bila cea mai încărcată și calea de rulare interioară este :

$$\delta = 0.56 \cdot \sqrt[3]{\left[ \frac{3 \cdot 546}{2 \cdot 0.27} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0.3^2)}{2.1 \cdot 10^5} \right]^2} \cdot \frac{0.27}{2} \cong 6.68 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \approx 6,7 \mu\text{m}$$

### **Aplicația 2**

Contactul dintre o bilă (1) cu diametrul D și o suprafață plană (2), Fig. A.3.

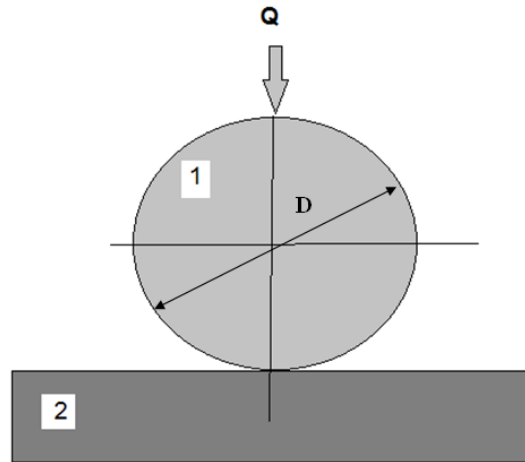


Fig. A.3 Contactul dintre o bilă cu diametrul D și o suprafață plană

În cele două planuri principale I și II dimensiunile sunt aceleași.

$$\text{Pentru corpul 1 (bilă)} : R_{1,I} = R_{1,II} = \frac{D}{2}$$

$$\text{Pentru corpul 2 (suprafața plană)} R_{2,I} = R_{2,II} = \infty$$

$$\sum \rho = \frac{2}{D} + \frac{2}{D} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{\infty} = \frac{4}{D} \quad F(\rho) = \frac{\left\| \left( \frac{2}{D} - \frac{2}{D} \right) + \left( \frac{1}{\infty} - \frac{1}{\infty} \right) \right\|}{\sum \rho} = 0$$

În acest caz particular, din diagrama de la Fig. 2 rezultă  $a^* = b^* = 1$  și, în consecință,  $a = b$ . Elipsa de contact devine un cerc cu raza  $r = a = b$ .

### **Aplicația 3**

Contactul dintre o bilă (1) cu diametrul  $D_1$  și o suprafață sferică concavă (2) cu diametrul  $D_2$ , Fig. A.4.

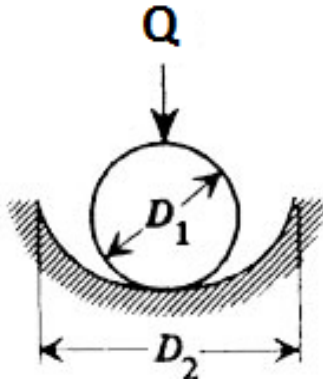


Fig. A.4 Contactul dintre o bilă cu diametrul  $D_1$  și o suprafață sferică concavă cu diametrul  $D_2$

În cele două planuri principale I și II dimensiunile sunt aceleași.

$$\text{Pentru corpul 1 (bilă)} : R_{1,I} = R_{1,II} = \frac{D_1}{2}$$

$$\text{Pentru corpul 2 (suprafața sferică concavă)} R_{2,I} = R_{2,II} = \frac{D_2}{2}$$

$$\sum \rho = \frac{2}{D_1} + \frac{2}{D_1} - \frac{2}{D_2} - \frac{2}{D_2} \quad F(\rho) = \frac{\left\| \left( \frac{2}{D_1} - \frac{2}{D_1} \right) + \left( -\frac{2}{D_2} + \frac{2}{D_2} \right) \right\|}{\sum \rho} = 0$$

Și în acest caz particular, din diagrama de la Fig. 2 rezultă  $a^* = b^* = 1$  și, în consecință,  $a = b$ . Elipsa de contact devine un cerc cu raza  $r = a = b$ .

#### **Aplicatia 4**

Contactul dintre doi cilindri cu razele  $R_1$  și  $R_2$  cu axele perpendiculare, Fig. A5.

Elementele geometrice ale celor doi cilindri în contact în planurile I și II sunt prezentate în Fig. A6.

Razele de curbură vor fi:  $R_{1,I} = \infty$   $R_{1,II} = R_1$ ;  $R_{2,I} = R_2$   $R_{2,II} = \infty$ .

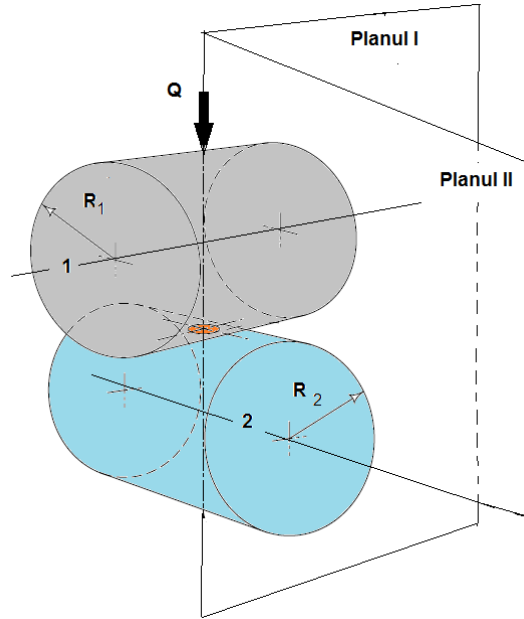


Fig. A.5 Contactul dintre doi cilindri cu axele perpendiculare

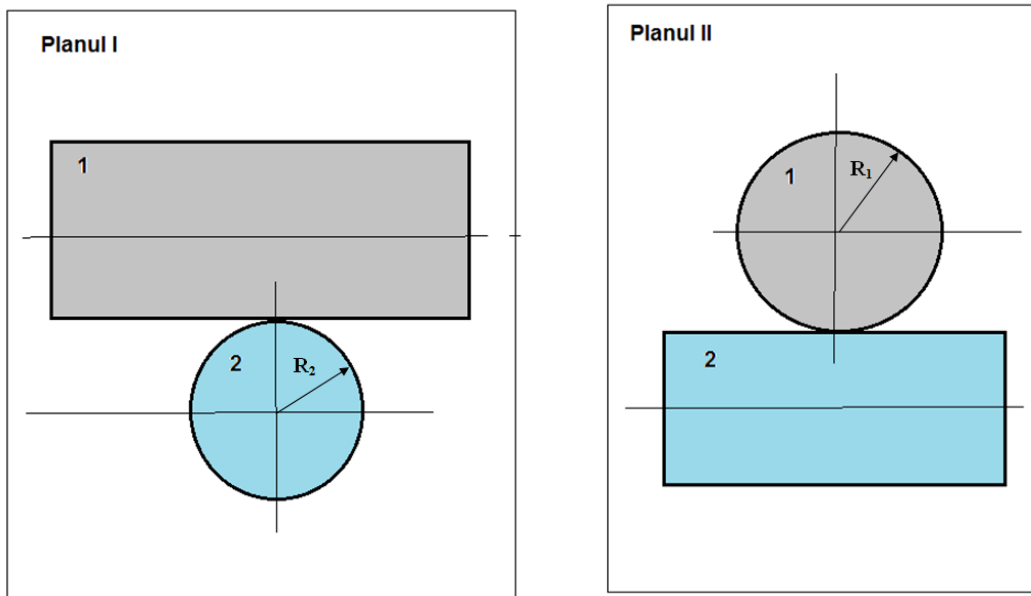


Fig. A.6 Geometria contactului în planurile axiale I și II corespunzătoare celor doi cilindri

$$\sum \rho = \frac{1}{\infty} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{\infty} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$



$$F(\rho) = \frac{\left\| \left( \frac{1}{\infty} - \frac{1}{R_1} \right) + \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{\infty} \right) \right\|}{\sum \rho} = \frac{|R_1 - R_2|}{R_1 + R_2}$$

### **Bibliografie (selectivă)**

- [1] Sp. Crețu, Contactul concentrat elastic - plastic, Ed. POLITEHNIUM, Iași, 2009.
- [2] M. D. Gafițanu, D. Năstase, Sp. Crețu, D. Olaru, Rulmenți. Proiectare și tehnologie, Vol.I, Ed. Tehnică, București, 1985.
- [3] Olaru D., Tribologie, Litografia TUIași, 1995.
- [4] Stachowiak G. W, Batchelor A.W., Engineering Tribology, Butterworth & Heinemann Ed.1993.
- [5] L. Houpert, *Numerical and Analytical Calculations in Ball Bearings*, European Space Agency, ESA-SP, Vol. 438, 1999, p.283

## CURSUL 4 TRIBOLOGIE

### CALCULUL DEFORMAȚILOR ȘI A TENSIUNILOR DE CONTACT ÎN CUPLE DE CLASA A II-A

Pentru contactul liniar, proiecția suprafeței de contact pe planul tangent la cei doi cilindri încărcăți cu o forță normală  $Q$  este un dreptunghi având lungimea egală cu generatoarea comună  $L$  și lățimea egală cu  $2b$ , ca în Fig. 1.

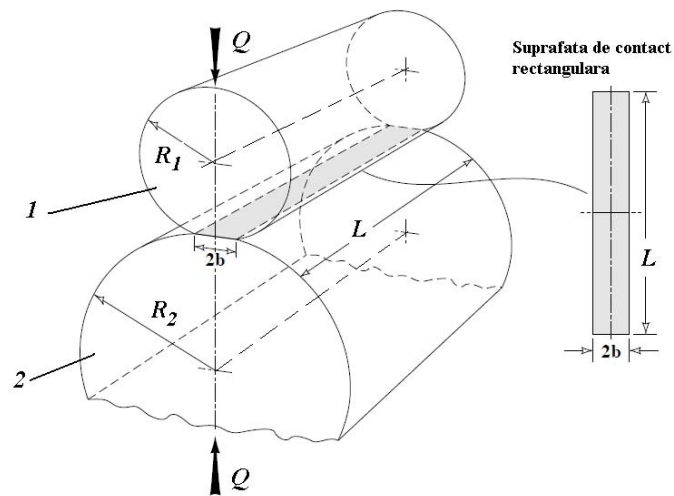


Fig. 1 Contactul elastic la nivelul unei cuple de clasa a II-a [4 ]

Semilățimea benzii de contact  $b$  se determină cu relația :

$$b = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot L} \cdot \frac{R^*}{E^*}} \quad (1)$$

Unde  $Q$  este forța normală de contact iar  $E^*$  este modulul de elasticitate echivalent care se determină cu relația:

$$\frac{2}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (2)$$

$R^*$  este raza de curbură echivalentă celor doi cilindri în contact determinată cu relația:

$$\frac{1}{R^*} = \pm \frac{1}{R_1} \mp \frac{1}{R_2} \quad (3)$$

Unde semnul + sau – corespunde suprafeței cilindrice convexe și, respectiv, suprafeței cilindrice concave. Tensiunea normală pe suprafața de contact  $\sigma_z$  este, în general, constantă pe lungimea contactului și are o distribuție parabolică pe direcția de rostogolire dată de relația:

$$\sigma_z(y) = \sigma_0 \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (4)$$

Distribuția tensiunii normale  $\sigma_z$  pe suprafața de contact este prezentată în fig. 2.

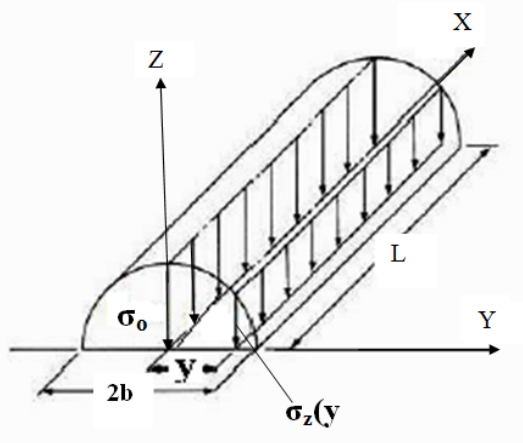


Fig.2 Distribuția presiunii de contact într-o cuplă de clasa a II-a

Tensiunea maximă în centrul contactului  $\sigma_0$  se calculează cu relația :

$$\sigma_0 = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot b \cdot L} \quad (5)$$

Apropierea relativă dintre cele două suprafețe în contact se calculează cu relația [ 2 ] :

$$\delta = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot L} \cdot \left\{ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \cdot \left[ \ln \left( \frac{4 \cdot R_1}{b} \right) + 0.5 \right] + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \cdot \left[ \ln \left( \frac{4 \cdot R_2}{b} \right) + 0.5 \right] \right\} \quad (6)$$

unde  $R_1$  și  $R_2$  sunt razele de curbură ale celor două suprafețe în zona de contact .

Palmgren introduce pentru contactul liniar o relație în care deformația  $\delta$  depinde numai de sarcină, material și lungimea contactului [ 2 ] :

$$\delta = 0.39 \cdot \left[ \frac{4 \cdot (1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{4 \cdot (1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]^{0.90} \cdot \frac{Q^{0.90}}{L^{0.80}} \quad (7)$$

## RIGIDITATEA CONTACTELOR PUNCTUALE ȘI LINIARE

Într-o cuplă de frecare de clasa I sau a II-a, sub acțiunea forței  $Q$ , la o distanță  $x$  față de centrul contactului, distanța inițială dintre două puncte aflate pe suprafața celor două corpuri  $h(x)$  se reduce cu o mărime  $\delta$  numită **deformație de contact**, fig. 3.

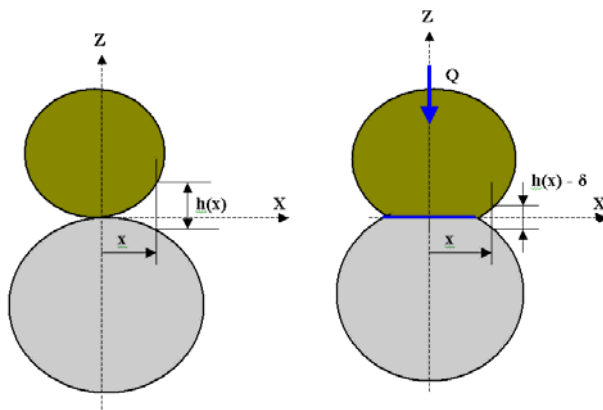


Fig.3 Deformația de contact într-o cuplă de clasa I sau a II-a

În studiul dinamicii interacțiunilor ce apar în cuplele de frecare de clasa I și a II-a prezintă importanță relația dintre forța normală pe suprafața de contact și deformația de contact.

Această legătură este neliniară și are forma generală :

$$Q = K \cdot \delta^n \quad (8)$$

unde  $K$  este factorul de rigiditate iar exponentul  $n$  are valori de 1,5 pentru contact punctual și 1,11 pentru contactul liniar .

Determinarea factorilor de rigiditate pentru cele două tipuri de cuple de frecare se face cu ajutorul relațiilor :

(i) Pentru contactul punctual:

$$(ii) \delta = \delta^* \left\{ \frac{3Q}{2 \sum \rho} \cdot \left[ \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right] \right\}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sum \rho}{2} \quad (9)$$

Astfel, pentru contactul punctual, relația (9) reorganizată convenabil conduce la următoarea dependență dintre sarcina  $Q$  și deformația de contact  $\delta$ :

$$Q = K_p \cdot \delta^{\frac{3}{2}} \quad (10)$$

Unde  $K_p$  este rigiditate contactului elastic punctual:

$$K_p = \frac{4\sqrt{2}}{3} \cdot (\delta^*)^{\frac{3}{2}} \cdot \left[ \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]^{-1} \cdot (\sum \rho)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

(ii) Pentru contactul liniar, din relația (7), prin reorganizarea termenilor rezultă următoarea relație:

$$Q = K_1 \cdot \delta^{\frac{10}{9}} \quad (12)$$

unde  $K_1$  este rigiditatea contactului elastic liniar și are expresia [2]:

$$K_1 = 2.84 \cdot \left[ \frac{4 \cdot (1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{4 \cdot (1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]^{-1} \cdot L^{\frac{8}{9}} \quad (13)$$

### Aplicația 1

**Calculul tensiunilor de contact la un angrenaj cilindric cu dinți drepți.**

Se consideră un angrenaj cilindric cu dinți drepți, fără deplasare de profil, având următoarele elemente geometrice: numerele de dinți  $z_1$  și  $z_2$ , modulul angrenajului  $m$  (mm), lățimea danturii  $B$  (mm), unghiul de angrenare  $\alpha = 20^\circ$ . Pinionul are turația de  $n_1$  (rot/min) iar puterea transmisă este  $P$  (KW). Roțile sunt din oțel cu  $E_1 = E_2 = 2.1 \cdot 10^5$  MPa și  $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ .

Să se calculeze presiunea de contact în polul angrenării.

**Metodologia de rezolvare:**

#### **1. Determinarea razei de curbură echivalentă a flancurilor dinților**

Conform figurii A1, într-un angrenaj cilindric, contactul dintre flancurile dinților este unul liniar. Dat fiind flancurile în evolventă ale suprafețelor dinților, razele de curbură ale celor două flancuri în contact variază pe înălțimea dintelui.

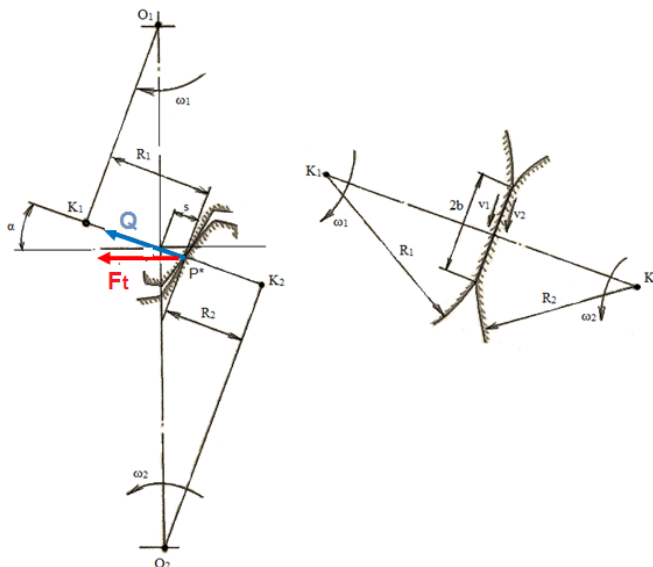


Fig. A.1 Schema angrenării flancurilor dinților la un angrenaj cilindric cu dinți drepți

Din considerente geometrice, pentru un angrenaj cilindric cu dinți drepți la care contactul dintre cei doi dinți este deplasat față de polul angrenării cu distanța  $s$ , ca în figura A.1, razele de curbură pentru flancurile dinților sunt date de relațiile [3]:

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} \sin \alpha + s \quad R_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} \sin \alpha - s$$

unde  $s$  variază în funcție de poziția contactului de la valoarea zero (în polul angrenării) până la următoarele valori limită:

- a) când poziția punctului de contact  $P^*$  este la baza dintelui roții și la vârful dintelui pinionului:

$$s = m \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1}{2} + 1\right)^2 - \left(\frac{z_1}{2} \cos \alpha\right)^2} - \frac{z_1}{2} \sin \alpha \right]$$

- b) când poziția punctului de contact  $P^*$  este la baza dintelui pinionului și la vârful dintelui roții:

$$s = m \left[ \sqrt{\left(\frac{z_2}{2} + 1\right)^2 - \left(\frac{z_2}{2} \cos \alpha\right)^2} - \frac{z_2}{2} \sin \alpha \right]$$

Pentru situația când contactul dintre cei doi dinți are loc în polul angrenării,  $s = 0$  și razele de curbură ale flancurilor dinților devin:

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \sin \alpha \quad R_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} \cdot \sin \alpha$$

Cunoscând razele de curbură  $R_1$  și  $R_2$  se determină raza de curbură echivalentă în polul angrenării cu relația:

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

## 2. Determinarea sarcinii normale care soliciță dinții în contact

Sarcina normală de contact  $Q$  se determină în funcție de forța tangențială  $F_t$  cu ajutorul relației:

$$Q = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

Forța tangențială  $F_t$  se determină, pentru polul angrenării, utilizând relația:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{t1}}{m \cdot z_1} \quad [\text{N}]$$

unde  $M_{t1}$  este momentul de torsiune transmis de roata  $z_1$  la roata  $z_2$ , exprimat în Nmm, Momentul de torsiune  $M_{t1}$  se determină în funcție de puterea care se transmite prin angrenaj și viteza unghiulară a roții  $z_1$  cu relația:

$$M_{t1} = \frac{P}{\omega_1} \quad [\text{Nm}]$$

unde puterea  $P$  se consideră în watt iar viteza unghiulară  $\omega_1$  exprimată în rad/s se determină în funcție de turația  $n_1$  cu relația:  $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$ .

**3. Se calculează semilățimea benzii de contact între flancurile dinților la nivelul polului angrenării:**

$b = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot B} \cdot \frac{R^*}{E^*}}$ . Forța normală se introduce în  $N$ ,  $R^*$  și  $B$  se introduc în  $mm$  iar modulul de elasticitate echivalent  $E^*$  calculat cu relația (2) se introduce în  $MPa$ .

Rezultă semilățimea benzii de cointact  $b$  în  $mm$ .

Presiunea maximă de contact  $\sigma_0$  se determină cu relația:  $\sigma_0 = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot b \cdot B}$  [ $MPa$ ].

Observații: În condiții reale de funcționare, se folosește metodologia prezentată mai sus cu observația că sarcina care acționează asupra flancurilor dinților este afectată de o serie de coeficienți, un calcul mai apropiat de realitate făcându-se la disciplina de Organe de mașini.

### Aplicatia 2

Calculul presiunii de contact între un cilindru și o suprafață plană, Fig. A.2.

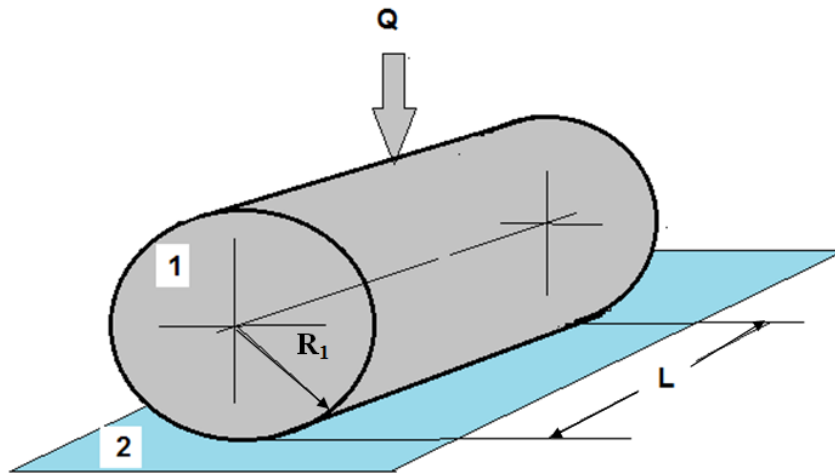


Fig. A.2 Contactul dintre un cilindru și o suprafață plană

În cazul unui cilindru apăsat cu o forță  $Q$  pe o suprafață plană, calculul semilățimii benzii de contact dintre cilindru și plan se face utilizând relația (1) unde raza de curbură echivalentă are următoarea relație:

$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{\infty}$ . Rezultă că  $R^* = R_1$  iar relația pentru  $b$  devine:

$b = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot L} \cdot \frac{R_1}{E^*}}$ . Presiunea maximă de contact se determină cu relația:  $\sigma_0 = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot b \cdot L}$ .

### Aplicația 3

Calculul presiunii de contact între un cilindru și o suprafață cilindrică concavă Fig. A.3

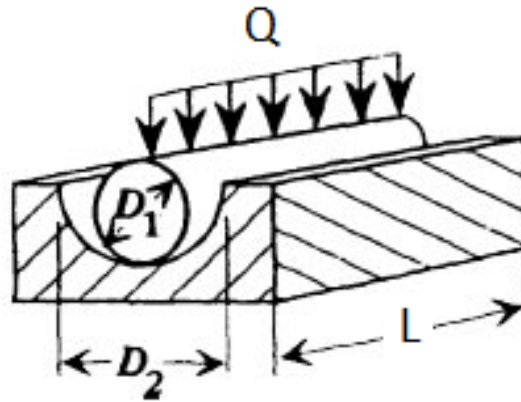


Fig. A.3 Contactul dintre un cilindru și o suprafață cilindrică concavă

Pentru cupla de frecare de clasa a II-a prezentată în fig. A.3 singura modificare ce apare în calculul similitudinii benzii de contact se referă la raza de curbură echivalentă  $R^*$  care, în acest caz, se va calcula

cu relația:  $\frac{1}{R^*} = \frac{2}{D_1} - \frac{2}{D_2}$  și rezultă  $R^* = \frac{D_1 \cdot D_2}{2 \cdot (D_2 - D_1)}$ .

### Bibliografie (selectivă)

- [1] Sp. Crețu, Contactul concentrat elastic - plastic, Ed. POLITEHNIUM, Iași, 2009.
- [2] M. D. Gafițanu, D. Năstase, Sp. Crețu, D. Olaru, Rulmenți. Proiectare și tehnologie, Vol.I, Ed. Tehnică, București, 1985.
- [3] Olaru D., Tribologie, Litografia TUIași, 1995.
- [4] Stachowiak G. W, Batchelor A.W., Engineering Tribology, Butterworth & Heinemann Ed.1993.



# CURS 5 TRIBOLOGIE

## CONTACTUL REAL AL SUPRAFETELOR CUPLELOR DE FRECAR

### 1. ABATERI PE SUPRAFETELE CUPLELOR DE FRECAR

Suprafețele reale ale cuplelor de frecare se caracterizează printr-o serie de abateri provenite din procesul de prelucrare. În acest sens, suprafețele în contact nu mai sunt netede, ele prezentând 4 tipuri de abateri, în conformitate cu SR ISO 4287/1-2000:

- abateri de ordinul I sau abateri de la macrogeometrie ce se manifestă prin abateri de formă (conicitate, ovalitate), abateri de la paralelism, abateri de la circularitate etc.;
- abateri de ordinul al II-lea denumite ondulații și care provin de la vibrația ansamblului sculă-piesă-mașină;
- abateri de ordinul al III-lea care formează rugozitățile de pe suprafețe;
- Abateri de ordinul al IV-lea în care sunt incluse smulgeri de material, microfisuri, pori etc.

În fig.1, pasul fiecărui tip de abatere este notat cu  $S$  și adâncimea fiecărui tip de abatere este notată cu  $Y$ . Pentru o suprafață plană, netedă din punct de vedere teoretic, cele patru clase de abateri se prezintă ca în schema din fig. 1[6].

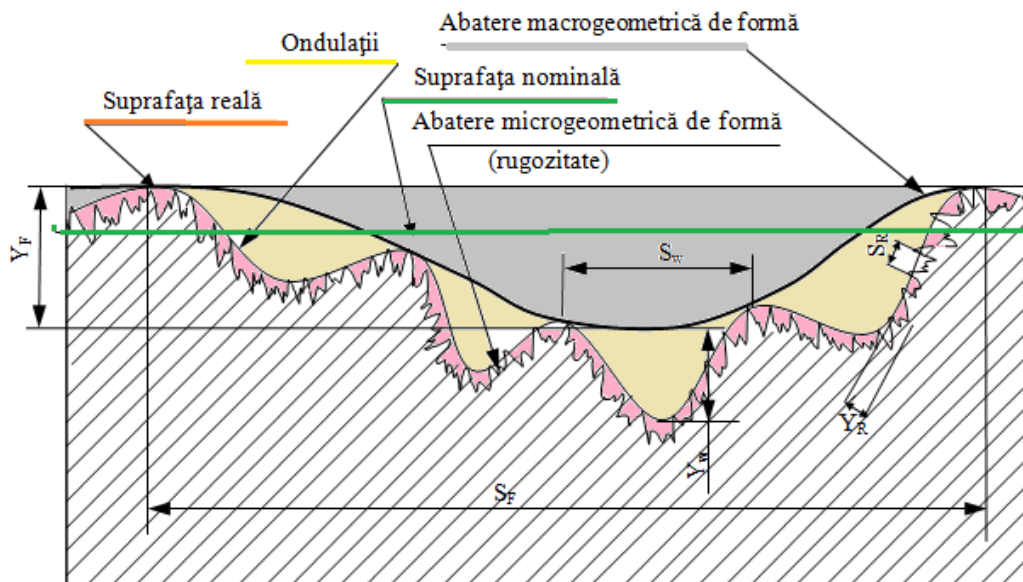


Fig. 1 Cele 4 tipuri de abateri de prelucrare întâlnite pe suprafața unei cuple de frecare (Prelucrare după: [6])

Din punct de vedere tribologic prezintă importanță, în mod special rugozitățile și, la suprafețe de contact mai mari, undulațiile.

Dacă se notează cu  $Y_w$  și  $S_w$  înălțimea și pasul undulațiilor iar cu  $Y_R$  și  $S_R$  înălțimea și pasul rugozităților, limitele uzuale ale acestor mărimi se încadrează în următoarele domenii:

$$S_w = 2 \dots 800 \mu\text{m} ;$$

$$S_R \cong 0.5 \dots 8 \text{ mm} ;$$

$$Y_w = 0.02 \dots 500 \mu\text{m} ;$$

$$Y_R \cong 0.05 \dots 50 \mu\text{m} .$$

Analiza cauzelor care produc aceste abateri precum și modul de determinare al parametrilor specifici acestor abateri fac obiectul unor discipline tehnologice .

Din punct de vedere tribologic , rugozitățile joacă un rol fundamental în procesele de frecare , de uzare și ungere și , din acest motiv , vor fi analizate mai în detaliu în cele ce urmează .

## 2. RUGOZITATEA SUPRAFEȚELOR. PARAMETRII CARACTERISTICI

Rugozitatea suprafețelor cuplelor de frecare este determinată de acțiunea simultană a mai multor fenomene: așchiere și microașchiere în procesul de prelucrare, deformații plastice și elastice ale materialului în procesul prelucrării, frecări dintre sculă și piesă, caracteristici mecanice ale stratului superficial prelucrat (duritate, rezistență mecanică), temperatura etc.

Distribuția rugozităților este predominantă pe o direcție sau pe două direcții, funcție de procedeul de prelucrare .

Din punct de vedere cantitativ , rugozitatea suprafețelor se estimează, printr-o serie de parametri, determinați direct sau indirect, în limitele unei lungimi de referință ce variază între 0.08-8mm.

Determinarea parametrilor caracteristici ai rugozității la nivelul unor suprafețe în contact se poate face prin diverse metode mecanice, optice, electronice, în format 2D (pe o direcție) sau 3D (pe o suprafață). Profilograma 2D reprezintă un semnal ce reflectă suprafața reală pe o direcție stabilită, amplificată diferențiat, pe verticală și pe orizontală. Schema de obținere a unei profilograme este prezentată în fig. 2 a iar forma unei profilograme înregistrate este prezentată în fig3.

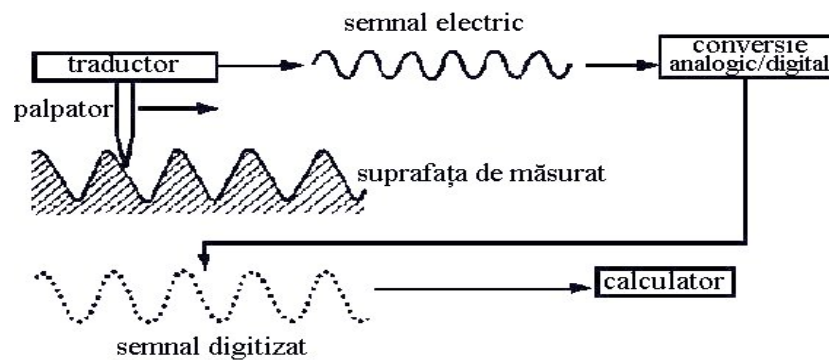


Fig. 2 Schema de obținere a unei profilograme 2D cu ajutorul unui profilograf cu contact [1]

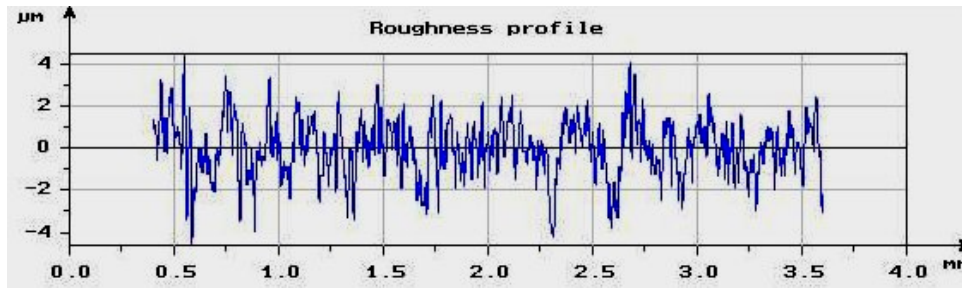


Fig. 3 Forma unei profilograme 2D

În principiu, cu ajutorul unui palpator ce se deplasează pe suprafața cuplei de frecare se culege semnalul care, după amplificare, poate fi introdus într-un bloc de prelucrare și de afișare sau poate fi introdus într-un bloc de înregistrare, rezultând **profilograma**.

Pentru a putea fi puse în evidență rugozitățile se utilizează scări de amplificare diferite pe verticală ( $K_V$ ) și pe orizontală ( $K_H$ ), amplificarea pe verticală fiind mult mai mare ca amplificarea pe orizontală ( $K_V \gg K_H$ ).

În cadrul Laboratorului de Tribologie din Departamentul IMMR există un aparat pentru determinarea parametrilor de rugozitate pentru suprafețe exterioare și interioare. Aparatul, numit **Form Talysurf Intra** este prezentat în fig.4 iar profilograma, obținută împreună cu parametrii de rugozitate determinați, este prezentată în fig. 5.

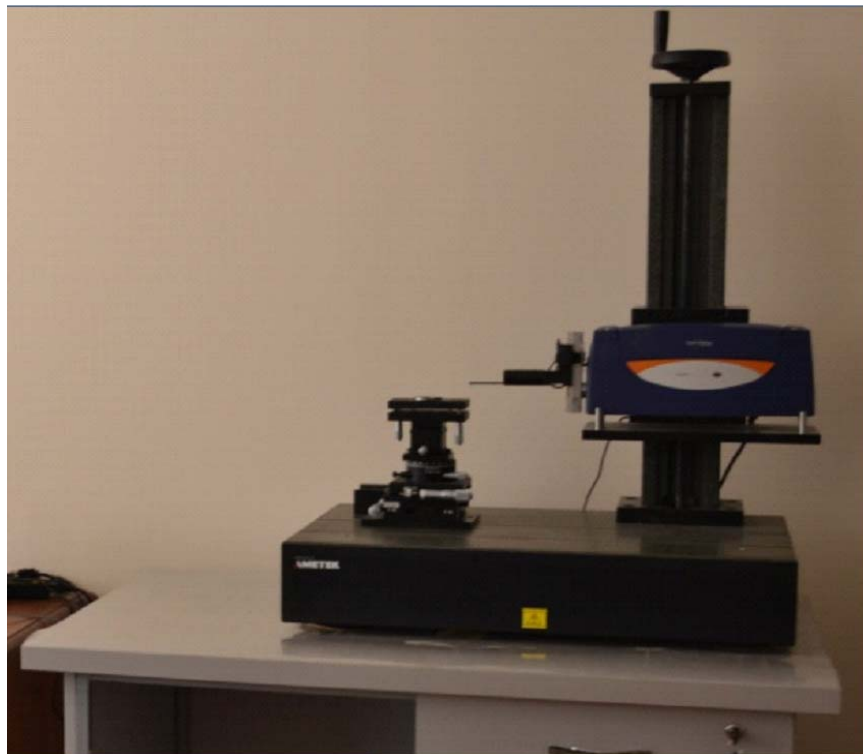


Fig. 4 Profilometru Form Talysurf Intra, cod M112/3344-02

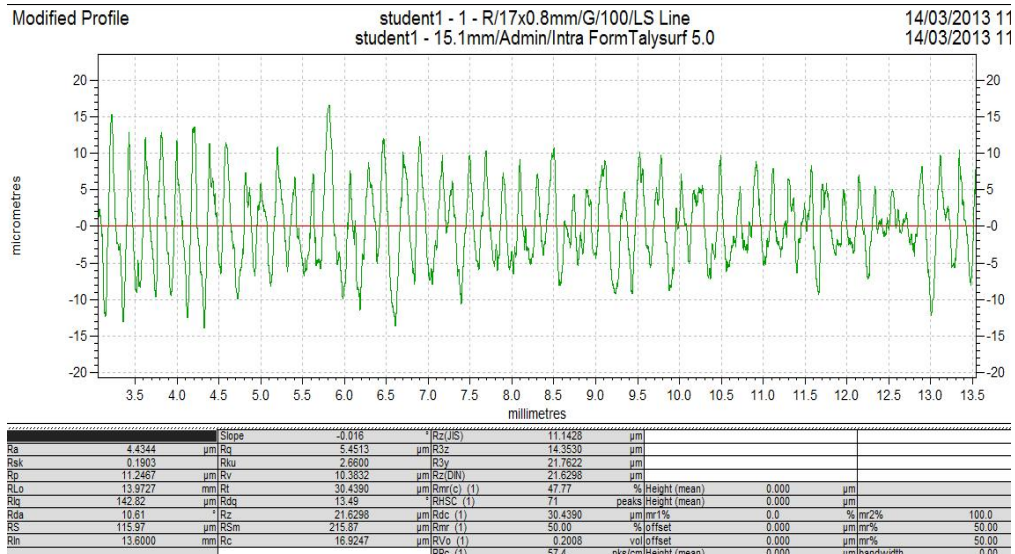


Fig. 5 Profilogramă obținută cu aparatul Form Talysurf Intra

Întrucât pe o suprafață de dimensiuni medii sunt aproximativ  $10^5$  vârfuri de rugozități, înregistrările se fac, de obicei, în câteva puncte și pe două direcții, stabilindu-se valori medii pentru parametrii de rugozitate.

**Principalii parametri de caracterizare a rugozităților sunt:**

- a) **Linia medie** este linia care are forma profilului nominal și care, în limitele lungimii de referință  $L$ , împarte profilul efectiv astfel încât suma pătratelor distanțelor de la linia medie la punctele situate pe profil să fie minimă, fig. 6.

$$\int_0^L Z^2(x) dx = \min. \quad (1)$$

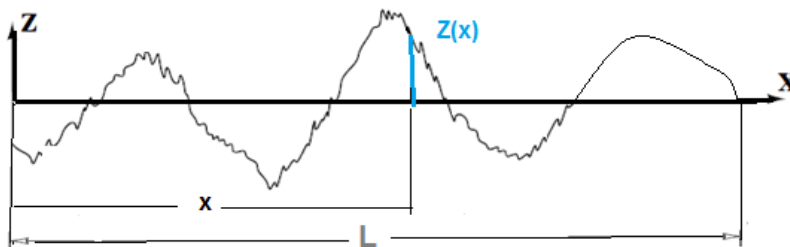


Fig. 6 Linia medie în limita lungimii de referință  $L$

- b) **Linia centrală** este linia care are forma profilului nominal și care, în limitele lungimii de referință, împarte profilul efectiv astfel încât să fie îndeplinită condiția:

$$\int_0^L Z(x) dx = 0 \quad (2)$$

Condiția (2), aplicată unui profil real, fig.7, conduce la împărțirea profilului de rugozitate astfel încât suma ariilor cuprinse între linia centrală și profilul situat deasupra acestei linii ( $\sum A_i +$ ) să fie egală cu suma ariilor cuprinse între linia centrală și profilul situat sub această linie ( $\sum A_i -$ ).

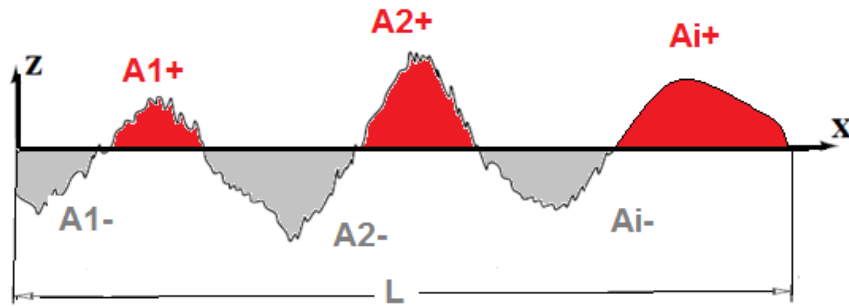


Fig. 7 Linia centrală în limita lungimii de referință L

c) **Înălțimea maximă a rugozităților**,  $R_{max}$ , este distanța dintre punctul cel mai înalt și punctul cel mai de jos ale profilului, în limita lungimii de referință, conform fig. 8.

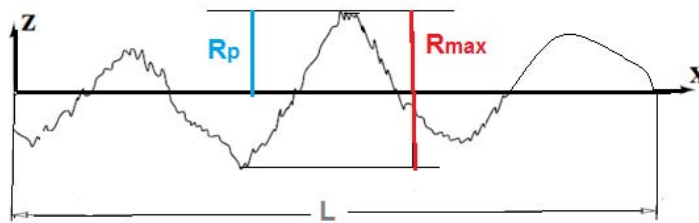


Fig. 8 Înălțimea maximă a rugozităților  $R_{max}$  și adâncimea de nivelare  $R_p$ , în limita lungimii de referință L

d) **Adâncimea de nivelare a rugozităților** este distanța de la vârful cel mai înalt până la linia centrală, în limitele lungimii de referință și se notează cu  $R_p$ , conform fig. 8.

e) **Abaterea medie aritmetică a înălțimilor rugozităților**  $R_a$  se definește cu ajutorul relației:

$$R_a = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L |Z(x)| \cdot dx \quad (3)$$

Între  $R_a$  și  $R_{max}$  există următoarea legătură aproximativă:

$$R_a \cong \left( \frac{1}{3} \cdots \frac{1}{6} \right) \cdot R_{max} \quad (4)$$

f) **Abaterea medie pătratică** a înălțimilor rugozităților notată cu  $R_q$  sau RMS (în sistemul anglo-saxon) se definește conform cu relația:

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \cdot \int_0^L Z(x)^2 \cdot dx} \quad (5)$$

În fig. 9 sunt prezentați schematic cei doi parametri importanți ai rugozității:  $R_a$  și  $R_q$ , comparativ cu vârful cel mai înalt de rugozitate  $Z_p$ , cu adâncimea cea mai mare de rugozitate  $Z_v$  și cu înălțimea medie în zece puncte a rugozităților  $R_z$ , în limitele lungimii de referință  $L$ .

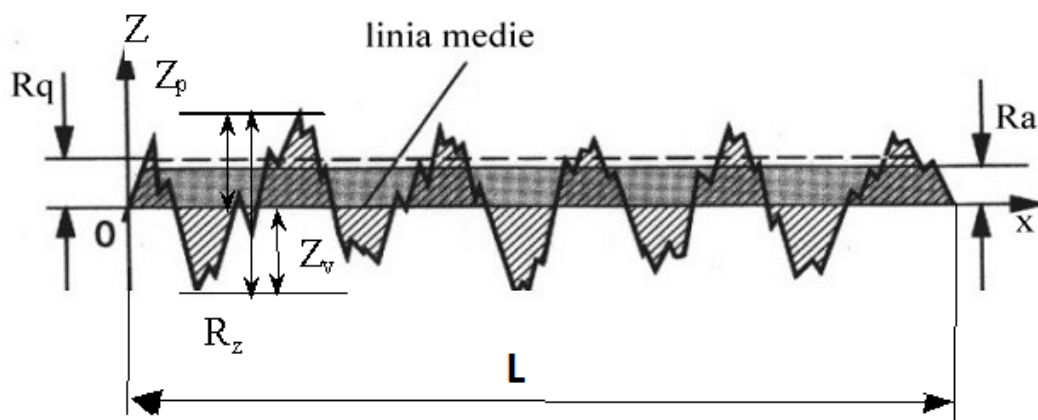


Fig. 9 Abaterea medie aritmetică  $R_a$  și abaterea medie pătratică  $R_q$  a rugozităților, în limita lungimii de referință  $L$  [5]

Între  $R_q$  și  $R_a$  există relația aproximativă :

$$R_q \cong 1.25 \cdot R_a \quad (6)$$

g) **Înălțimea medie în zece puncte a rugozităților  $R_z$**  definită prin relația :

$$R_z = \frac{1}{5} \cdot [(p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5) + (v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + v_5)] \quad (7)$$

unde:  $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  sunt cele mai înalte cinci vârfuri de rugozități iar  $v_1, v_2, v_3, v_4, v_5$  sunt cele mai adânci văi de rugozități, în limitele lungimii de referință, conform fig.10.

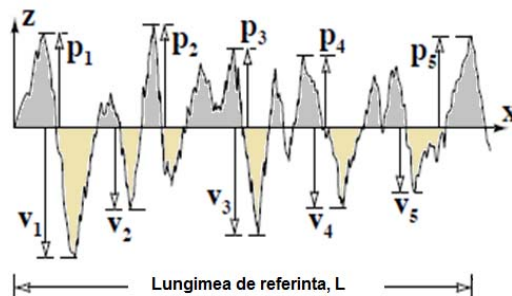


Fig. 10 Înălțimea medie în zece puncte a rugozităților  $R_z$  în limita lungimii de referință  $L$  [5]

Între  $R_z$  și  $R_a$  poate fi folosită, cu aproximație, relația :

$$R_z \cong 4.4 \cdot R_a^{0.97} \quad (8)$$

h) **Portanța**, corespunzătoare unui anumit plan ce taie profilul, se definește cu relația :

$$t_{pi} = \frac{\left( \sum_j l_{i,j} \right)_i}{L} \quad (9)$$

unde  $l_{ij}$  sunt lungimile de intersecție ale planului de nivel (i) cu profilul real.

Portanța ( $t_p$ ) are valori cuprinse între 0 și 1 atunci când planul de nivel (i) parcurge profilul real din partea superioară ( $t_p = 0$ ) până în partea inferioară ( $t_p = 1$ , când  $\sum_j l_{i,j} = L$ ).

i) **Parametrii complecși ai rugozităților**  $\nu, b, \Delta$ .

Acești parametri sunt mărimi adimensionale introduse de Kragelski [1, 3] și definite astfel:

$$\nu = 2 \cdot t_{p,m} \cdot \frac{R_p}{R_a} - 1 \quad b = t_{p,m} \cdot \left( \frac{R_{\max}}{R_p} \right)^\nu \quad \Delta = \frac{R_{\max}}{r \cdot b^\nu} \quad (10)$$

unde  $t_{p,m}$  este portanța la nivelul liniei centrale iar  $r$  este raza de curbură medie la nivelul suprafețelor în contact.

j) **Raza de curbură medie a rugozităților** notată cu  $r$  prezintă importanță în calculul presiunii de contact. Se poate determina pe baza profilogramelor determinate pentru fiecare suprafață în parte, ca o valoare medie. Echipamentele moderne indică și valoarea razei medii de curbură a vârfurilor rugozităților, în limita lungimii de referință utilizată.

k) **Panta rugozităților**  $\sigma_\theta$  se definește ca fiind valoarea medie a pantelor rugozităților, în limitele lungimii de referință.

Pentru suprafețe superfinisate, întâlnite în construcția rulmenților  $\sigma_\theta = 3.5^\circ \dots 0.8^\circ$  în timp ce pentru suprafețe cu rugozități mai mari valorile lui  $\sigma_\theta$  pot depăși  $10 - 15^\circ$ .

### 3. CARACTERUL STATISTIC AL RUGOZITĂȚILOR LA NIVELUL SUPRAFETELOR CUPELOR DE FRECARÉ

Microgeometria suprafețelor cuplelor de frecare, sub aspectul înălțimii rugozităților, se caracterizează ca o mărime aleatoare, ce provine atât din procesul de prelucrare al suprafeței (vibrații, neomogenități, prezența particulelor abrazive, diferențe de temperatură, de duritate etc.) cât și din procesul de măsurare al parametrilor de rugozitate.

Dacă se consideră profilograma prezentată în fig. 11, în limitele lungimii de referință apar un număr de  $n$  vârfuri de rugozități  $z_1, z_2, \dots, z_n$ , pentru fiecare vârf probabilitatea de apariție fiind  $p_1, p_2, \dots, p_n$ . Se formează astfel un sistem complet de evenimente determinate de vârfurile  $z_1, z_2, \dots, z_n$  și probabilitățile corespunzătoare  $p_1, p_2, \dots, p_n$ . Cum ordonarea acestor vârfuri este făcută în sens

crescător, probabilitatea de apariție a fiecărui vârf poate fi calculată cu diverse relații statistice, cea mai simplă relație fiind:

$$p_i = \frac{i}{n} \quad (11)$$

unde  $n$  este numărul total de vârfuri iar  $i$  indică numărul de vârfuri ce depășesc un anumit nivel de înălțime.

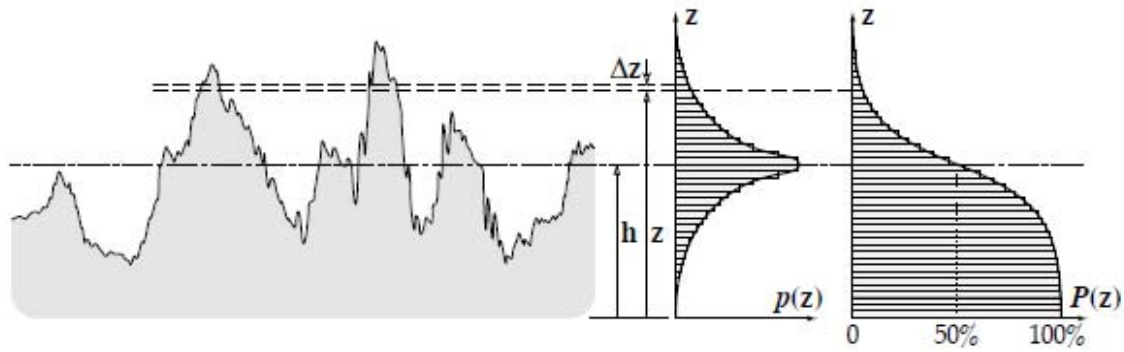


Fig. 11 Funcția cumulativă de probabilitate  $P(z)$  și funcția densității de probabilitate  $p(z)$  [5]

Acestui sistem de evenimente  $i$  se asociază o funcție, **funcția cumulativă de probabilitate  $P(z)$** , definită astfel:

$$P(z) = p \quad (\text{dacă } z < z^*) \quad (12)$$

unde  $z^*$  este o anumită înălțime impusă rugozităților.

Dacă  $z^* < z_1$ ,  $P(z) = 0$  întrucât nu există nici o rugozitate mai mică decât  $z_1$ ; dacă  $z^* > z_n$  atunci  $P(z) = 1$ , întrucât toate vârfurile de rugozități sunt mai mici decât  $z_n$ .

Impunând valorile  $z_1, z_2, \dots, z_n$  pentru  $z^*$  și relația (11) pentru calculul probabilităților  $p_i$  se obține, în partea dreaptă a figurii 11 funcția **cumulativă de probabilitate  $P(z)$** . Derivata funcției **cumulativă de probabilitate  $P(z)$**  este **funcția densității de probabilitate  $p(z)$** :

$$p(z) = \lim_{\Delta z \rightarrow 0} \left[ \frac{P(z + \Delta z) - P(z)}{\Delta z} \right] = \frac{dP(z)}{dz} \quad (13)$$

Funcția densității de probabilitate  $p(z)$  prezentată în fig.11 are o distribuție similară cu distribuția Gauss centrată la nivelul liniei medii.

În numeroase cazuri practice distribuția funcției densității de probabilitate  $p(z)$  are o distribuție de tip Gauss dar centrată diferit față de linia medie, ca în fig. 12.

Asimetria funcției densității de probabilitate  $p(z)$  față de linia medie este reprezentată de un parametru numit Skewness notat cu  $R_{Sk}$ .



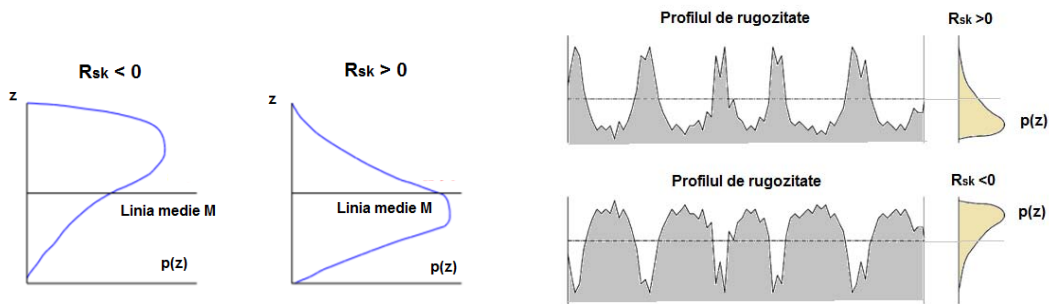


Fig. 12 Forme ale distribuției densității de probabilitate cu  $R_{sk}$  negativ și pozitiv [5]

#### 4. DETERMINAREA PRESIUNII REALE IN CUPELE DE FRECARÉ

Prezența abaterilor pe suprafețele cuplelor de frecare (în special a undulațiilor și a rugozităților) face ca interacțiunea suprafețelor reale să difere de cea teoretică, stabilită în ipoteza suprafețelor netede.

Conform fig. 13, pentru două suprafețe reale de contact, se disting trei tipuri de arii de contact :

- **aria nominală**,  $A_n$ , stabilită ca aria geometrică de contact ;
- **aria aparentă**,  $A_a$ , realizată la nivelul vârfurilor undulațiilor ;
- **aria reală**,  $A_r$ , realizată la nivelul vârfurilor rugozităților aflate în interacțiune directă .

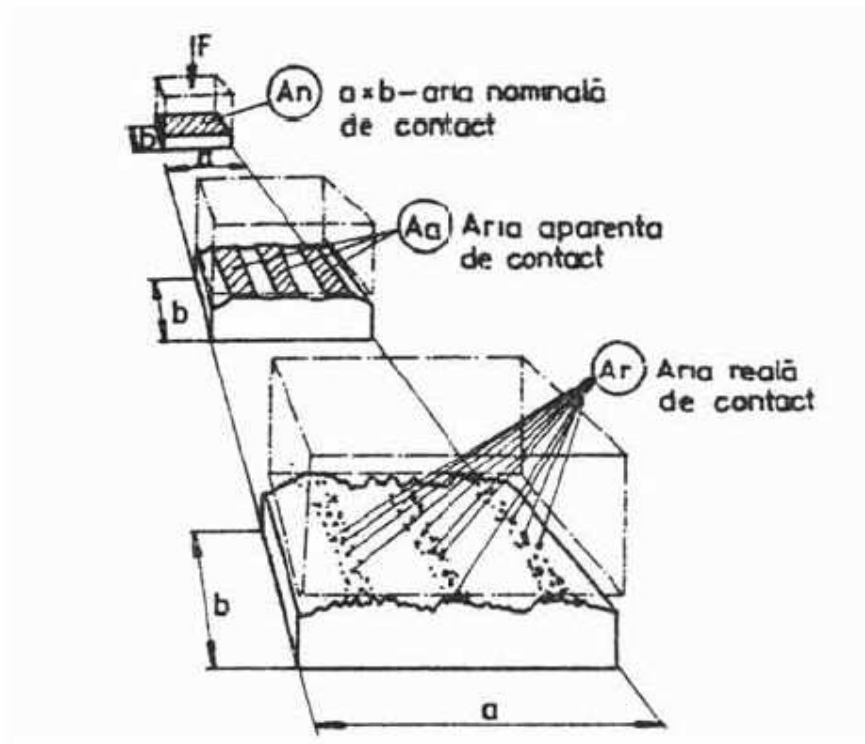


Fig. 13 Contactul real între două suprafețe plane cu rugozități [1]

Între cele trei arii de contact există relația evidentă:  $A_n > A_a > A_r$

Sub acțiunea sarcinii normale, la nivelul celor două suprafețe în contact se dezvoltă trei tipuri de presiuni :

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

$$\text{-presiunea aparentă : } p_a = \frac{F}{A_a}$$

$$\text{- presiunea reală : } p_r = \frac{F}{A_r}$$

cu următoarea relație de interdependență :  $p_r > p_n > p_a$

Interdependențele dintre presiuni suferă unele modificări, în funcție de clasa cuplei de frecare, după cum urmează:

- pentru cupla de clasa I se poate considera că:  $A_n \cong A_a \cong A_r$

întrucât dimensiunile elipselor de contact sunt mici ;

- pentru cupla de clasa a II-a,  $A_n \cong A_a > A_r$  întrucât contactul se întinde pe o bandă cu lungime mare, de ordinul milimetrilor;

- pentru cuple de clasa a III-a și a IV-a, suprafețele de contact fiind mari presiunea reală este mult mai mare decât presiunea nominală.

Din punct de vedere practic prezintă importanță determinarea presiunii reale la contactul a două suprafețe cu rugozitate.

Una din metodele utilizate pentru calculul presiunii reale în cazul cuplelor de frecare de clasa a III-a și a IV-a (cu suprafețe mari de contact) se bazează pe indicele de plasticitate  $\psi$  definit de Greenwood și Williamson (1966) [1,3,4] cu ajutorul relației:

$$\psi = \frac{E^*}{HB} \cdot \sqrt{\frac{R_q}{r}} \quad (14)$$

unde :  $\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$ , HB este duritatea materialului mai moale din cuplă,  $R_q$  este abaterea

medie pătratică a rugozităților și se calculează ca o valoare compusă pentru cele două suprafețe,

$R_q = \sqrt{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)}$ , iar r este raza de curbura medie a vârfurilor rugozităților și se determină cu

relația :  $r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2}$ , indicele 1 și 2 corespunzând celor două suprafețe în contact.

**Pentru  $\psi \leq 0.6$  deformația la nivelul vârfurilor rugozităților este elastică, pentru  $0.6 < \psi < 1$  deformația este elastoplastică iar pentru  $\psi \geq 1$  deformația este plastică.**

Bushan (1984) [4] propune următoarele relații pentru calculul presiunii reale de contact:

1. Pentru  $\psi < 0,6$  (deformație elastică pe vârfurile rugozităților):

$$p_r \approx 0,31 \cdot E^* \cdot \sqrt{\frac{R_q}{r}} \quad (15)$$

2. Pentru  $\psi > 0,6$

$$p_r = HB \quad (16)$$

În [1] este prezentată o metodă complexă bazată pe modelul Kragelski [3] și cu un exemplu numeric.

Pentru contactele Hertziene calculul presiunii reale este complex și presupune modelarea rugozităților. Detalii privind calculul presiunii reale în contactele Hertziene sunt date în [2].

### **Bibliografie (selectivă)**

[1] Olaru D., Tribologie, Litografia TUIași, 1993.

[2] Sp. Crețu, Contactul concentrat elastic - plastic, Ed. POLITEHNIUM, Iași, 2009.

[3] Kragelsky, I.V and Alisin, V.V., Friction, Wear, Lubrication, Vol. I, Mir Publishers, Moscow, 1981.

[4] Denape Jean, Popa Nicolae, Onescu Constantin. Dinamica interfețelor in tribologie. Editura Universitatii din Pitesti, 2012..

[5] Stachowiak G. W, Batchelor A.W., Engineering Tribology, Butterworth & Heinemann Ed.1993.

[6] <https://cmmi.tuiasi.ro/wp-content/uploads/cursuri/ASM-L8.pdf>

# CURS 6 TRIBOLOGIE

## FRECAREA IN TRIBOSISTEME

Orice interacțiune dintr-un tribosistem ce presupune o mișcare relativă generează o rezistență față de această mișcare, această rezistență fiind numită **frecare**.

Fenomenul de frecare se caracterizează prin forța **de frecare**, aceasta având întotdeauna sensul opus mișcării. Funcție de natura interacțiunilor la nivelul tribosistemelor, frecarea se poate manifesta în diverse moduri.

(a) Frecarea uscată de alunecare apare în tribosistemele de alunecare când nu există lubrifianț.

Din cauza fenomenelor de adeziune moleculară, deplasarea uscată relativă între două suprafețe cu alunecare începe după depășirea unei anumite forțe de frecare statică; menținerea în continuare a mișcării făcându-se prin învingerea forței de frecare cinematică.

(b) În tribosistemele de rostogolire, chiar dacă vitezele tangențiale ale suprafețelor în contact sunt egale, apare o **rezistență de rostogolire** ce tinde să frâneze procesul de rostogolire .

(c) În straturile de lubrifianț existente între suprafețele cuplelor de frecare se dezvoltă tensiuni tangențiale de forfecare a filmului atunci când există variații de viteză . Aceste tensiuni tangențiale care se opun mișcării relative în straturile de lubrifianț stau la baza **frecării fluide** .

(d) În tribosistemele de cavitație mediul fluid acționează la nivelul suprafețelor aflate în mișcare, cu tendința de a le frâna; în acest caz frecarea este de cavitație.

(e) În tribosistemele de abraziune mișcarea relativă dintre particula abrazivă și suprafața cuplei de frecare are ca rezultat microașchieră, cu un consum de energie și, implicit, cu apariția unor forțe de frecare.

(f) Diferențele de presiuni în straturile de lubrifianț existente în tribosistemele de rostogolire precum și unele particularități geometrice generează o serie de forțe și momente ce tind să frâneze mișcarea.

Frecarea presupune un consum de energie care se disipă sub formă de căldură la nivelul cuplei de frecare și în mediul înconjurător.

Din acest motiv Tribologia indică soluțiile ce trebuie avute în vedere, atât în faza de proiectare cât și în faza de exploatare a mașinilor astfel încât, pierderile de energie prin frecare să fie minime, în condițiile realizării unei fiabilități ridicate.

Există și tribosisteme în care **frecarea are un rol util**, contribuind la transmiterea mișcării și a puterii. În aceste cazuri se caută combinații de materiale care să asigure o frecare maximă în condițiile unei uzări minime. Frecarea fluidă se utilizează și în aceste cazuri (variatoare EHD, cuplaje hidraulice etc.) .

Studiul fenomenelor de frecare la nivelul tribosistemelor are două obiective majore .

(i) În primul rând se urmărește să se stabilească materialele, condițiile de ungere și de funcționare care să asigure un minim al pierderilor prin frecare

(ii) În al doilea rând se urmărește să se calculeze forțele și momentele dezvoltate în interacțiuni ca urmare a proceselor de frecare; acestea , împreună cu forțele normale din interacțiuni constituind elemente de bază pentru **analiza dinamică a tribosistemelor**.

Funcție de absența sau prezența lubrifiantului și de cantitatea de lubrifiant se disting următoarele regimuri de frecare:

- regimul de frecare uscată;
- regimul de frecare limită;
- regimul de frecare mixtă;
- regimul de frecare fluidă;

În afară de frecarea uscată, celelalte regimuri de frecare mai sunt denumite și regimuri de frecare-ungere din cauza intervenției lubrifiantului prin procesul de ungere .

Se pot distinge astfel două categorii importante de frecări :

- frecarea în absența lubrifiantului;
- frecarea în prezența lubrifiantului .

Prezentul capitol abordează numai frecarea uscată .

## **1. FRECAREA USCATĂ DE ALUNECARE**

Acest tip de frecare se manifestă, teoretic, între două suprafețe care alunecă una peste cealaltă , fără ca între aceste suprafețe să existe lubrifiant. Din punct de vedere practic o astfel de situație este mai rar întâlnită întrucât pe suprafețele cuplelor de frecare se întâlnesc, de obicei, oxizi, produse de reacție, apă condensată sub formă de picături fine, molecule de ulei provenite din procesele de manevrare sau curățare a pieselor, particule de praf sau alte impurități ce se găsesc în atmosferă etc.

Din aceste cauze, atunci când în cupla de frecare nu se introduce lubrifiant (lichid, solid, plastic sau gazos) și funcționarea are loc în mediu obișnuit (în prezența aerului) frecarea uscată este **tehnică** . Acest termen se folosește pentru a face distincție între frecarea uscată **teoretică** ce poate fi realizată doar în condiții extraatmosferice sau în laborator, în vid sau în medii protectoare [1].

### **1.1. Legile frecării uscate [1]**

Încă din 1699 Amontons a stabilit, pe baza observațiilor efectuate, că frecarea uscată are două legi. Prima lege a frecării uscate evidențiază faptul că **frecarea este independentă de aria nominală de**

**contact** a celor două suprafețe. A doua lege stabilește că **forța de frecare este proporțională cu forța de apăsare** a celor două elemente în contact adică:

$$F_f = \mu \cdot F_n \quad (1)$$

Unde  $F_f$  este forța de frecare  $F_n$  este forța de apăsare iar factorul de proporționalitate  $\mu$  este cunoscut astăzi ca fiind coeficientul de frecare.

Mai târziu, în 1785, Coulomb propune cea de-a treia lege a frecării uscate în baza căreia **frecarea de alunecare este independentă de viteza de alunecare**.

Dacă primele două legi sunt valabile, cu unele observații și astăzi, cea de-a treia lege este mai puțin aplicabilă întrucât vitezele mari utilizate astăzi produc efecte termice importante cu influențarea frecării. De asemenea, la viteze mici de alunecare apare fenomenul de alunecare sacadată (stick-slip) care se datorește și diferențelor dintre coeficientul de frecare static și coeficientul de frecare ce se dezvoltă în procesul de alunecare numit și coeficient de frecare dinamic.

Dacă se consideră o cuplă de frecare de alunecare cu elemente ① și ②, fig. 1, în timpul alunecării cu viteza  $v$ , la nivelul ariilor reale elementare de contact realizate pe vârfurile rugozităților  $A_{r,i}$  se dezvoltă tensiuni tangențiale elementare  $\tau_{fi}$ , forța de frecare elementară fiind:

$$dF_{fi} = \tau_{fi} \cdot A_{r,i} \quad (2)$$

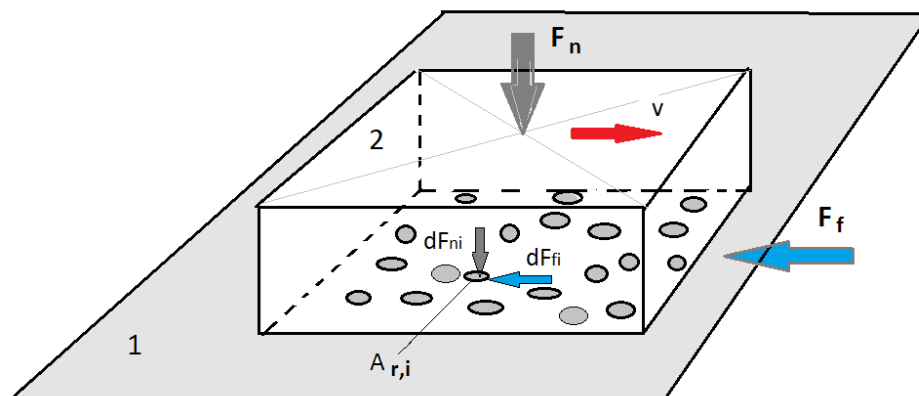


Fig. 1 Generarea forței de frecare la nivelul contactului real într-un tribosistem de alunecare

Forța de apăsare elementară  $dF_{ni}$  este dată de relația :

$$dF_{ni} = p_r \cdot A_{r,i} \quad (3)$$

unde  $p_r$  este presiunea reală din cuplă.

La nivelul ariei elementare se poate scrie relația :

$$\frac{dF_{fi}}{dF_{ni}} = \frac{\tau_{fi}}{p_r} \quad (4)$$

Din această relație rezultă, prin însumare :

$$F_f = \sum_i \frac{\tau_{fi}}{p_r} \cdot dF_{ni} \quad (5)$$

Relația (5) pune în evidență că forța de frecare nu depinde de aria nominală a celor două suprafețe în contact și confirmă valabilitatea primei legi a lui Amontons . Dacă la nivelul vârfurilor rugozităților regimul de deformare este plastic (adesea întâlnit în practică) tensiunile tangențiale  $\tau_{fi}$  pot fi constante la nivelul tuturor ariilor elementare  $A_{fi}$  astfel încât relația (5) se poate scrie sub forma:

$$F_f = \frac{\tau_f}{p_r} \cdot \sum_i dF_{ni} = \frac{\tau_f}{p_r} \cdot F_n \quad (6)$$

unde raportul  $\frac{\tau_f}{p_r}$  este coeficientul de frecare de alunecare. În felul acesta, în multe cazuri, și a doua lege a lui Amontons poate fi considerată valabilă .

### **1.2. Teorii ale frecării uscate**

De-a lungul timpului s-au dezvoltat diverse teorii care au încercat să explice cauzele frecării uscate. O analiză cronologică a acestor teorii începe cu **teoria mecanică** (sec.XVI-XVIII) conform căreia frecarea este rezultatul rezistențelor care apar la escaladarea rugozităților, la ciocniri și ruperi ale vârfurilor rugozităților etc. Ulterior, se dezvoltă **teoria adeziunilor moleculare** realizate în zonele de contact direct, iar mai târziu, Tabor (1939) introduce **teoria microsudurilor** realizate pe vârfurile rugozităților în contact. Odată cu dezvoltarea teoriei elasticității și a plasticității s-a impus, pe la începutul secolului XX teoria **deformațiilor elastice și plastice** realizate la nivelul rugozităților. O serie de teorii mai recente consideră frecarea ca fiind rezultatul unui transfer energetic între suprafețele în contact fie sub formă de cuante de energie (**teoria energetică- cuantică**) , fie sub forma unui transfer de electroni ca urmare a unei diferențe de potențial (**teoria electrostatică** etc.). În aplicațiile practice două categorii de cauze sunt utilizate pentru stabilirea valorii coeficientului de frecare: **adeziunea moleculară și deformațiile mecanice la nivelul rugozităților**.

### **1.3. Componenta moleculară a frecării uscate**

În 1950 Bowden și Tabor au introdus teoria adeziunii moleculare, conform căreia la interacțiunea a două suprafețe rugoase, sub acțiunea forței de apăsare, se produce deformarea predominant plastică a vârfurilor rugozităților, astfel încât se poate scrie relația:

$$F_n = A_r \cdot \sigma_c \quad (7)$$

unde  $\sigma_c$  este limita de deformare plastică a materialului cu rezistență mai scăzută la deformare plastică.

Ca rezultat al deformațiilor plastice și al vitezelor de alunecare, la nivelul vârfurilor rugozităților se

formează punți de sudură a căror tensiuni de forfecare  $\tau_{fs}$  depind de natura materialelor în contact .

Forța de frecare rezultă :

$$F_f = A_r \cdot \tau_{fs} \quad (8)$$

Relațiile (7) și (8) conduc la stabilirea unei valori a coeficientului de frecare datorat adeziunii moleculare :

$$\mu_{mol} = \frac{\tau_{fs}}{\sigma_c} \quad (9)$$

La limită, tensiunea  $\tau_{fs}$  corespunde tensiunii de forfecare a materialului mai moale  $\tau_f^*$  , astfel încât coeficientul de frecare devine :

$$\mu_{mol} = \frac{\tau_f^*}{\sigma_c} \quad (10)$$

unde ambele mărimi  $\tau_f^*$  și  $\sigma_c$  sunt specifice aceluiași material.

Numeroasele cercetări experimentale au stabilit că rel. (4.10) conduce la valori apropiate de 0.16 pentru majoritatea materialelor metalice utilizate în cuplele de frecare.

Prin urmare, conform acestei **teorii simpliste** coeficientul de frecare ar trebui să aibă o valoare constantă, indiferent de materialele folosite în cupla de frecare. Experiența infirmă această ipoteză; valorile uzuale ale coeficientului de frecare putând atinge limite de 0.5-0.8 sau chiar mai mari.

O relație mai ușor de utilizat în aplicațiile practice este dată în [2] :

$$\mu_{mol} = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta \quad (11)$$

cu valori pentru  $\tau_0$  și  $\beta$  date în tabelul 1.

**Tabelul 1**

Tipul materialului	Duritatea HB (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_0$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\beta$	$\alpha^*$
Plumb	33	2.74	0.057	-
Argint	550	7.4	0.081	-
Cupru	285	16.8	0.080	0.04
Bronz	520-850	17.5	0.08	0.04
Crom	1000	15	0.078	-
Nichel	1050	14.7	0.116	-
Oțel călit	3000-5000	200	0.066	0.02
Aliaje anti-fricțiune pentru cuzineți	-	10	0.065	0.04
Fluoroplast	-	3.4	0.017	0.08
Grafit	-	0.17	$3 \cdot 10^{-4}$	-
MoS <sub>2</sub>	-	0.8	$2 \cdot 10^{-4}$	-
Cauciuc	-	2.50	0.01	0.01



Pentru cupla de frecare oțel/oțel relația (11) conduce la valori ale componentei moleculare  $\mu_{mol} = 0,5 - 0,1$  funcție de valoarea presiunii reale, pentru presiuni reale cuprinse între (500 – 3000) MPa.

#### 1.4. Componenta mecanică a frecării uscate

Considerând numai microașchiera unei suprafețe de câte un singur vârf de rugozitate, modelat printr-un con, fig. 2, se poate obține o relație simplă a coeficientului de frecare de natură mecanică.

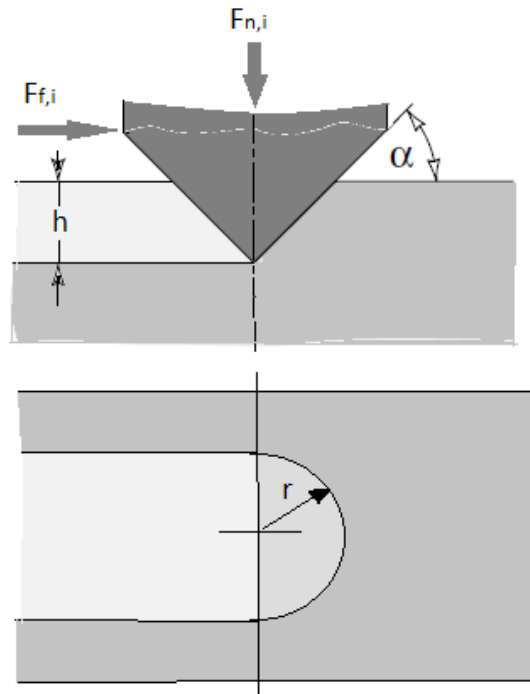


Fig. 2 Urma lăsată de un vârf de rugozitate în procesul de microașchiere

În urma procesului de microașchiere se poate scrie relația :

$$F_{n,i} \cong \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot HB \quad (12)$$

Pentru forța de frecare se poate scrie relația :

$$F_{f,i} \cong 2 \cdot r \cdot h \cdot HB \quad (13)$$

Coeficientul de frecare rezultă :

$$\mu_{mec} = \frac{F_{f,i}}{F_{n,i}} \cong \frac{4 \cdot h}{\pi \cdot r} = \frac{4}{\pi} \cdot \text{tg}(\alpha) \quad (14)$$

Cum pantele rugozităților sunt relativ mici ( $10^0 \dots 15^0$ ), coeficientul de frecare determinat cu relația (14) atinge valori de 0.13...0.28, valori ce corespund, în unele situații, cu cele întâlnite în aplicațiile

practice. Kragelski [2], utilizând caracterul statistic al distribuției înălțimilor rugozităților pe suprafețele în contact, stabilește, funcție de natura contactului la nivelul rugozităților (elastic sau plastic), o serie de relații pentru calculul componentei mecanice a coeficientului de frecare  $\mu_{mec}$ . În multe situații aceste relații au următoarea formă generală :

$$\mu_{mec} = K \cdot \alpha^* \cdot \left(\frac{\delta}{r}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

unde K este un coeficient dependent de forma și distribuția rugozităților iar coeficientul  $\alpha^*$  depinde de material și are valori indicate în tabelul 4.1. Coeficientul K pentru o cuplă de frecare având ambele elemente din oțel variază în funcție de parametrul de rugozitate  $v$  cu valori cuprinse între 0,8 și 0,2 atunci când  $v$  variază de la 1 la 4 [2].

Apropierea dintre suprafețele în contact  $\delta$  depinde de presiunea reală  $p_r$  și de parametrii de rugozitate:

$$\delta = \left[ 1 - 3.6 \cdot \left(\frac{p_a}{p_r}\right)^{0.5} \right] \cdot R_p \quad (16)$$

Unde  $p_a$  este presiunea aparentă de contact,  $p_r$  este presiunea reală de contact iar  $R_p$  este adâncimea de nivelare a rugozităților. Comparând  $r$  se poate observa că presiunea reală din cuplă, în corelație cu rugozitatea, influențează diferit cele două componente ale coeficientului de frecare: **componenta moleculară scade** iar **componenta mecanică** se mărește, la creșterea presiunii reale.

### 1.5. Coeficientul de frecare total

Coeficientul de frecare total rezultă din suma celor două componente :

$$\mu = \mu_{mol} + \mu_{mec} \quad (17)$$

Rolul jucat de presiunea reală asupra coeficientului de frecare poate fi pus în evidență , calitativ, prin combinarea relațiilor (11), (15) și (16) . Astfel, la presiuni reale mici, când și rugozitățile sunt mici, dominantă este componenta de adeziune. La creșterea rugozităților se obține o creștere a presiunii reale și dominantă este componenta mecanică. Kraghelski stabilește o relație simplificată pentru calculul presiunii reale în raport cu parametrii de rugozitate  $v$  și  $\Delta$  [2]:

$$p_r = \left[ 0.5 \cdot E^{\frac{2-v}{2-v+1}} \cdot p_a^{\frac{1}{2-v+1}} \right] \cdot \Delta^{\frac{v}{2-v+1}} \quad (18)$$

Inlocuind presiunea reală din relațiile (11), (15) și (16) cu relația (18) se obține variația coeficientului de frecare total în funcție de parametrii de rugozitate  $v$  și  $\Delta$  . Concluzia practică este deosebit de importantă, întrucât există o rugozitate optimă ce poate asigura un minim al coeficientului de frecare, în condiții de frecare uscată [1,2].

Cum  $\Delta = \frac{R_{\max}}{r \cdot b^v}$  rezultă că valori mici ale înălțimilor rugozităților duc la creșterea componentei

moleculare a coeficientului de frecare explicabilă printr-o apropiere mai mare a suprafețelor în contact. Valori mari ale înălțimilor rugozităților duc la îndepărtarea suprafețelor cu scăderea componentei moleculare dar cu creșterea componentei mecanice datorită fenomenelor de microașchiere .

Această rugozitate optimă se realizează, de regulă, în procesul de rodaj al cuplelor de frecare.

Și alți parametri (presiunea aparentă, duritatea, modulul de elasticitate, temperatura) influențează diferențiat coeficientul de frecare de alunecare. Detalii privind aceste influențe sunt indicate în [1,2] .

Pentru majoritatea aplicațiilor practice se apelează la alegerea din tabele, sau pe baza unor recomandări, a valorilor coeficienților de frecare globali în regim de frecare uscată .

În tabelul 2 sunt indicate, după [3] unele valori ale coeficientului de frecare funcție de combinația de materiale utilizată.

**Tabelul 2**

Cuplu de materiale	$\mu$ Frecare uscată	Observații
Oțel-Oțel	0.35-0.40	- Funcție de duritate și de calitatea suprafeței. - Se pot atinge valori mai mari , apropiate de 1 sau peste 1 .
Oțel-Fontă	0.18-0.20	- Se poate depăși valoarea de 0.2 .
Fontă-Fontă	0.13-0.18	- Funcție de compoziția chimică .
Oțel-Alamă	0.60-0.80	
Oțel-Cupru cu strat de Sn	0.15-0.18	- Depinde de grosimea stratului de Sn .
Oțel-Bronz fosforos	0.67-0.74	- Funcție de compoziția chimică .
Oțel-Aliaje de Al	0.80-0.85	- Se pot depăși aceste valori .
Oțel-Aliaj Cu-Ni	1.17-1.23	- Se poate ajunge la 1.40 .
Oțel-Aliaj Ni	1.30-1.33	- Se poate ajunge la 1.40 .
Oțel-Staniu	0.15-0.18	
Oțel-Argint	0.14-0.17	
Oțel-Aluminiu	0.70-0.90	- Se poate atinge 1.40 .
Oțel-Cupru	0.30-0.40	
Oțel-Zinc	0.40-0.60	
Oțel-Fe sinterizat	0.38-0.45	- Funcție de compoziția chimică .
Oțel-Cu sinterizat	0.43-0.47	- Funcție de compoziția chimică .
Oțel-Oțel+MoS2	0.07-0.08	- Până la 400 <sup>0</sup> C .
Oțel-oțel+PbO	0.23-0.25	- Până la 600 <sup>0</sup> C .
Oțel-grafit	0.08-0.10	- Până la 500 <sup>0</sup> C .

Cr-Cr	0.4	
Cu-Cu	1.4	
Zn-Zn	0.6	
Al-Al	1.50-1.90	
Oțel-Ferodou	0.30-0.40	
Sticlă-Sticlă	0.9	
Oțel-PTFE(strat)	0.06-0.08	- Până la 250 <sup>0</sup> C .

### 1.6. Coeficientul de frecare static și dinamic

În procesul de alunecare la nivelul unei cuple de frecare se evidențiază două faze distincte:

- (a) Fază de aderență ce se manifestă până ce forța tangențială aplicată reușește să pună în mișcare de alunecare elementele în contact. În această fază între forța tangențială aplicată  $F$  și forța normală  $P$  (fig. 3) este valabilă relația:

$$F \leq \mu_s \cdot P \quad (19)$$

unde  $\mu_s$  reprezintă **coeficientul de frecare static**.

- (b) Faza de alunecare ce se manifestă atunci când forța tangențială depășește valoarea forței de frecare. În această fază între forța tangențială aplicată  $F$  și forța normală  $P$  este valabilă relația:

$$F \geq \mu_d \cdot P \quad (20)$$

unde  $\mu_d$  reprezintă **coeficientul de frecare dinamic**.

Coeficientul de frecare static este mai mare decât coeficientul de frecare dinamic, așa cum se poate vedea în fig.4. Diferența dintre coeficientul de frecare static și cel dinamic determină, în anumite condiții (în general la viteze de alunecare mici și în corelație cu rigiditatea sistemului tribologic) apariția fenomenului de „stick-slip” sau alunecare sacadată cu generare de vibrații (scârțâitul ușilor, sunetul produs de vioară etc.). Coeficientul de frecare static depinde de natura materialelor în contact, de starea suprafețelor (rugozitate) dar depinde și de timpul cât cele două elemente ale cuplei de frecare sunt în contact direct, static. Coeficientul de frecare dinamic depinde de natura materialelor în contact, de starea suprafețelor (rugozitate) dar depinde și de viteza de alunecare, cu o scădere la viteze mici și o creștere pe măsură ce crește viteza. În Tabelul 4.2 sunt indicate valori orientative ale coeficienților de frecare dinamici pentru diverse combinații de materiale, în limitele unor viteze de alunecare relativ mici.

### 1.7. Unghiul de frecare

În Fig.3 rezultanta  $R$  a celor două forțe  $F$  și  $P$  face cu forța normală  $P$  un unghi (notat cu  $\alpha$  în cazul aderenței și cu  $\varphi$  în timpul alunecării). Dacă se consideră cazul de alunecare când forța de tracțiune  $F$  echilibrează forța de frecare  $F_f$  ( $F = F_f = \mu_d P$ ) iar între forța  $F$  și forța normală  $P$  există relația

$F = P \tan(\varphi)$ , rezultă că între unghiul  $\varphi$  și coeficientul de frecare există următoarea relație:

$$\varphi = \arctan(\mu_d) \quad (21)$$

Unghiul  $\varphi$  se numește **unghi de frecare**.

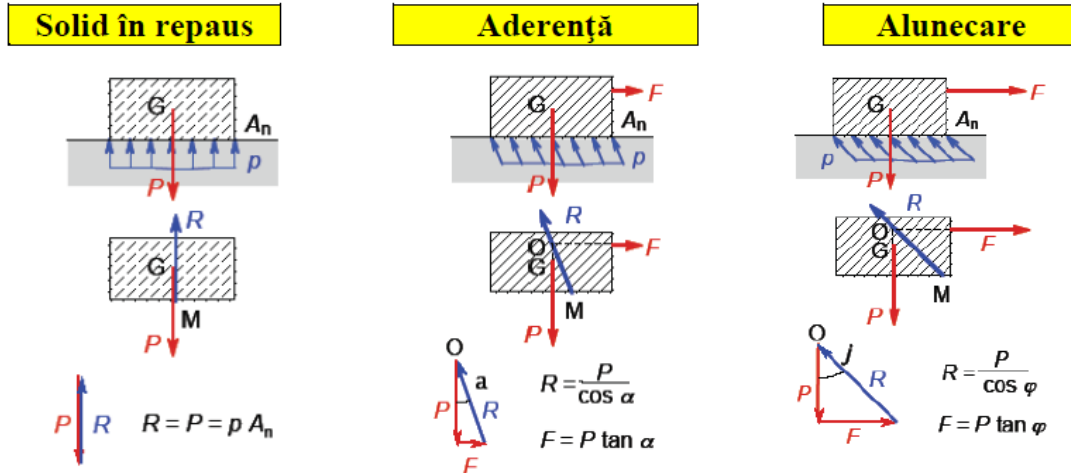


Fig. 3 Echilibrul mecanic al forțelor normale și tangențiale în faza de inițiere a alunecării [4]

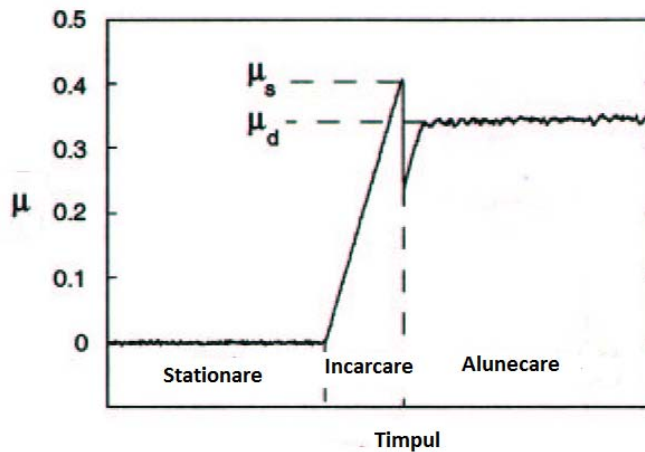


Fig. 4 Variația coeficientului de frecare în funcție de timp la inițierea procesului de alunecare uscată [4]

### Aplicația 1

Un corp de masă  $m$  este tras pe un plan înclinat cu un unghi  $\alpha$  față de orizontală conform figurii alăturate.

- Ce valoare trebuie să aibă coeficientul de frecare de alunecare dintre corpul de masă  $m$  și planul înclinat astfel ca forța  $F$  să fie egală cu jumătate din greutatea  $G$ , pentru un unghi de înclinare  $\alpha = 15^\circ$ ?
- Care este valoarea minimă a coeficientului de frecare pentru ca  $F = 0$  (corpul să nu alunece pe planul înclinat), dacă unghiul  $\alpha = 30^\circ$ ?

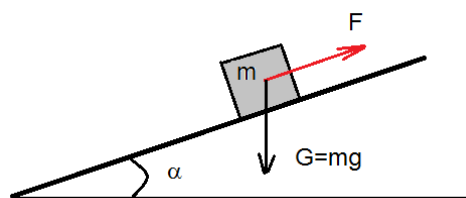


Fig.A.1

**Metodologia de rezolvare:**

**Cazul a)**

- Se descompune greutatea  $G$  pe direcțiile normală și tangențială la planul înclinat rezultând cele două componente: tangențială -  $G \cdot \sin(\alpha)$  și normală -  $G \cdot \cos(\alpha)$ , ca în fig. A.2.

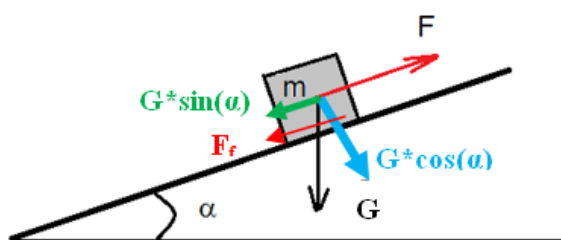


Fig.A.2

- Se scrie ecuația de echilibru a forțelor pe direcția planului înclinat, considerând forța de frecare  $F_f$  dată de relația  $F_f = \mu G \cos(\alpha)$ :

$$F - \mu \cdot G \cdot \cos(\alpha) - G \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (A.1)$$

- Se pune condiția ca  $F=G/2$  și din ecuația (A.1) rezultă:

$$\mu = (1 - 2 \sin(\alpha)) / 2 \cos(\alpha) \quad (A.2)$$

- Pentru  $\alpha = 15^\circ$  rezultă valoarea coeficientului de frecare  $\mu=0,25$ .

**Cazul b)**

Dacă  $F=0$  și corpul nu alunecă pe planul înclinat, componenta  $G \sin(\alpha)$  va fi echilibrată de forța de frecare  $\mu G \cos(\alpha)$  și rezultă  $\mu = \tan(\alpha)$ . Dacă  $\alpha = 30^\circ$  rezultă pentru coeficientul de frecare valoarea  $\mu = 0,577$ , coeficientul de frecare fiind în acest caz unul static.

**Aplicatia 2**

Un disc din oțel cu diametrul  $D$  și masa  $m$  se rotește pe o masă plană cu turația  $n$  conform schemei din fig. A.3. Dacă valoarea coeficientului de frecare dintre disc și masă este de  $\mu$ , să se determine:

- momentul de frecare la rotirea discului;
- puterea consumată prin frecare.

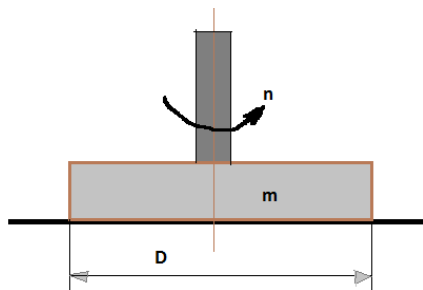


Fig. A.3

**Metodologia de rezolvare:**

a) Pentru calculul momentului de frecare se folosește schema din fig. A.4.

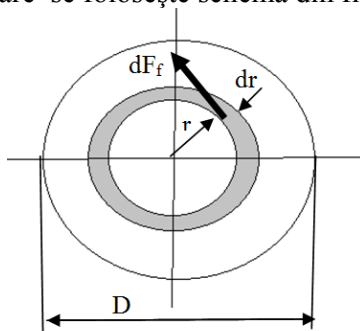


Fig. A.4

Astfel, pe un inel elementar de grosime  $dr$  situat la distanța  $r$  de centru se dezvoltă o forță elementară de frecare  $dF_f$  dată de relația:

$$dF_f = \mu dFn \quad (A.3)$$

unde  $dFn$  este forța normală elementară ce acționează pe inelul elementar. Forța normală elementară se determină cu relația:

$$dFn = 2\pi r p dr \quad (A.4)$$

unde  $p$  este presiunea de contact dintre disc și masă determinată cu relația  $p = 4mg/\pi D^2$ .

Din (A.3) și (A.4) rezultă: 
$$dF_f = 2\mu\pi r^2 p dr \quad (A.5)$$

Forța de frecare elementară  $dF_f$  va genera un moment de frecare elementar  $dM_f$  dat de relația:

$$dM_f = dF_f \cdot r \quad (A.6)$$

Prin integrare momentului elementar pe toată suprafața de contact dintre disc și masă rezultă momentul de frecare  $M_f$ :

$$M_f = \int_0^{D/2} 2\pi \cdot p \cdot \mu \cdot r^2 \cdot dr \quad (A.7)$$

b) Puterea consumată prin frecare se determină cu relația:

$$P = M_f \cdot \omega \quad (A.8)$$

unde  $\omega$  este viteza unghiulară cu care se rotește discul.

## 2. FRECAREA USCATĂ DE ROSTOGOLIRE

La nivelul tribosistemelor de rostogolire apare o rezistență ce se opune mișcării și care, în mod obișnuit, pentru suprafețe metalice este mult mai mică decât rezistența la alunecare. Cum rostogolirea este însoțită, aproape în toate cazurile de alunecări sau de microalunecări, rezistența în mișcare de rostogolire are două surse:

- pierderi cauzate de deformațiile elastice în procesul rulării suprafețelor în contact;
- pierderi prin frecare ca urmare a fenomenelor de adeziune ce apar în zonele cu alunecări sau microalunecări.

### 2.1. Pierderi prin rostogolire datorate deformațiilor elastice

Pentru determinarea momentului rezistent la rostogolirea unui cilindru pe o suprafață plană se utilizează modelul propus de Arnell [5]. Dacă un cilindru de rază  $R$  este apăsat pe un plan și rostogolit, fig. 5, asupra cilindrului acționează la o distanță  $x$ , în interiorul zonei de contact, un moment rezistent elementar  $dM$  definit de relația:

$$dM = p(x) \cdot x \cdot l \cdot dx \quad (22)$$

Însumând aceste momente rezistente pe toată zona de apăsare ( $x \in \{0, b\}$ ) rezultă momentul rezistent :

$$M_R = \int_0^b p(x) \cdot x \cdot l \cdot dx \quad (23)$$

- unde  $l$  este lungimea contactului iar distribuția de presiune  $p(x)$  are expresia:

$$p(x) = \sigma_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2} \quad (24)$$

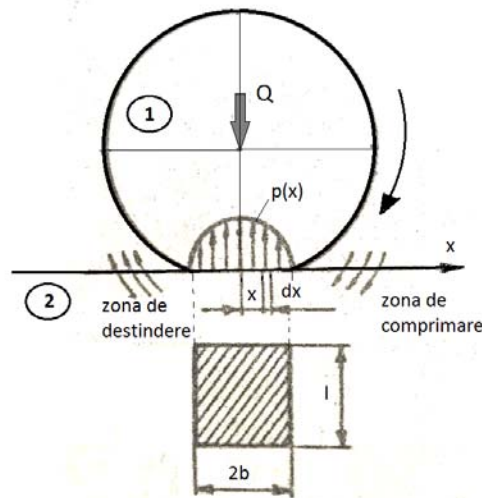


Fig. 5 Generarea momentului de rezistență la rostogolire [5]



Tensiunea maximă de contact  $\sigma_0$  se de termină cu relația:

$$\sigma_0 = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (25)$$

Prin integrarea relației (23) se obține expresia lui  $M_R$ :

$$M_R = \frac{2}{3 \cdot \pi} \cdot Q \cdot b \quad (26)$$

Acest moment se poate învinge prin acționarea cu o forță tangențială  $F$  la nivelul centrului cilindrului:

$$F = \frac{M_R}{R} \quad (27)$$

Dacă cilindrul se deplasează pe o distanță  $\xi$  ( $\xi > b$ ) lucrul mecanic ce se consumă va fi :

$$L = F \cdot \xi = M_R \cdot \frac{\xi}{R} = \frac{2}{3 \cdot \pi} \cdot Q \cdot b \cdot \frac{\xi}{R} \quad (28)$$

În zona de destindere (pentru  $x \in \{0, -b\}$ ), asupra cilindrului acționează un moment egal cu  $M_R$  dar de sens contrar astfel încât, teoretic, lucrul mecanic consumat la deplasare pe distanța  $\xi$  pentru deformarea elastică va fi egal cu lucrul mecanic rezultat din destinderea elastică.

În realitate însă, orice solicitare de compresiune ciclică (cauzată de rostogolire) se caracterizează printr-un histerezis elastic.

Dacă se consideră că această pierdere prin histerezis reprezintă o fracțiune din lucrul mecanic consumat pentru deformarea elastică  $\varepsilon \cdot L$  cu  $\varepsilon \ll 1$ , atunci se poate scoate forța necesară deplasării prin rostogolire :

$$F \cdot \xi = \varepsilon \cdot L = \varepsilon \cdot \frac{2 \cdot Q \cdot b}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{\xi}{R} \quad (29)$$

Rezultă din rel. (29) expresia forței tangențiale  $F$ :

$$F = \varepsilon \cdot \frac{2 \cdot Q \cdot b}{3 \cdot \pi \cdot R} \quad (30)$$

Raportând forța tangențială la forța normală se obține coeficientul de frecare de rostogolire  $\mu_R$ :

$$\frac{F}{Q} = \mu_R = \varepsilon \cdot \frac{2 \cdot b}{3 \cdot \pi \cdot R} \quad (31)$$

Printr-un procedeu similar se obține și coeficientul de frecare de rostogolire dintre o sferă și un plan :

$$\mu_R = \varepsilon \cdot \frac{3 \cdot b}{16 \cdot R} \quad (32)$$

unde  $b$  este raza cercului de contact dintre sferă și plan sau, în contactului eliptic este semiaxa mică a elipsei de contact, atunci când rostogolirea se produce după această direcție.

Pentru contactul cilindru/plan, semilățimea benzii de contact  $b$  se calculează cu relația

$$b = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot l} \cdot \frac{R}{E'}} \quad (33)$$

și rezultă pentru  $\mu_R$  următoarea valoare :

$$\mu_R = \left( \frac{4 \cdot \varepsilon}{3 \cdot \pi^2 \cdot E'^{\frac{1}{2}}} \right) \cdot (q)^{\frac{1}{2}} \cdot R^{\frac{1}{2}} \quad (34)$$

unde  $q = Q/l$ .

Dacă ambele elemente în contact sunt din oțel, relația (34) pentru contactul cilindru/plan devine :

$$\mu_R \cong \varepsilon \cdot 7.057 \cdot 10^{-7} \cdot q^{\frac{1}{2}} \cdot R^{\frac{1}{2}} \quad (35)$$

O relație similară rezultă și pentru contactul sferă – plan, cu ambele elemente din oțel:

$$\mu_R \cong \varepsilon \cdot 3.5 \cdot 10^{-5} \cdot Q^{\frac{1}{3}} \cdot R^{\frac{2}{3}} \quad (36)$$

În relația (35) și (36) razele R sunt luate în metri iar Q în Newtoni.

Pentru determinarea coeficienților de pierderi prin histerezis elastic ( $\varepsilon$ ) sunt de remarcat cercetările efectuate de Snare și continuate de Houpert [6].

Pentru contactul dintre o bilă și calea de rulare la un rulment , Houpert [6] propune o relație de forma:

$$M_R = 7.48 \cdot 10^{-7} \cdot R^{0.33} \cdot Q^{1.33} \cdot [1 - 3.519 \cdot (k-1)^{0.8} \cdot 10^{-3}] \quad (37)$$

unde k este raportul razelor de curbura echivalente stabilite în planul transversal și, respectiv, în planul de mișcare :

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} \quad \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}} \quad k = \frac{R_x}{R_y} \quad (38)$$

Relația (37) aplicată la contactul bilă/plan va avea  $k = 1$  și permite determinarea coeficientului de pierdere prin histerezis.

Astfel, din echilibrul momentului de rostogolire împreună cu relațiile (36) și (37) rezultă :

$$\varepsilon \cdot 3.5 \cdot 10^{-5} \cdot Q^{\frac{1}{3}} \cdot R^{\frac{2}{3}} = 7.48 \cdot 10^{-7} \cdot Q^{\frac{1}{3}} \cdot R^{\frac{2}{3}} \quad (39)$$

Valoarea lui  $\varepsilon$  din relația (39) este de 0.021 ceea ce înseamnă, în cazul oțelului, o pierdere prin histerezis elastic de aproximativ 2% .

Coeficientul de frecare de rostogolire cauzat de momentul rezistent de histerezis are valori mici, comparabil cu coeficientul de frecare de alunecare, în condiții uscate. Uzual, pentru oțel, valorile acestui coeficient de frecare sunt, ca ordin de mărime, de ( $10^{-4}$  -  $10^{-3}$ ).

## 1.2. Momentul de frecare într-un rulment

În aplicațiile practice (rulmenți, șuruburi cu bile, ghidaje cu rostogolire) procesul de rostogolire este însoțit și de alunecări suplimentare (în cazul mișcărilor suplimentare de pivotare) alunecări ale corpurilor de rostogolire în contact cu coliviile (la rulmenți), microalunecări pe elipsele de contact, astfel încât coeficientul de frecare global este mai mare. În plus, prezența lubrifianțului în contactele cu rostogolire contribuie cu forțe suplimentare de natură hidrodinamică, conducând la creșterea coeficientului global de frecare într-un contact cu rostogolire.

Pentru cazul rulmenților, se poate utiliza, într-o primă aproximație următoarea relație pentru evaluarea momentului de frecare din rulment [7]:

$$M_r = \mu_r \cdot P \cdot \frac{d}{2} \quad (40)$$

Unde  $\mu_r$  este coeficientul de frecare global din rulment cu valori cuprinse între (0.002 – 0.0075,) funcție de tipul rulmentului,  $P$  este sarcina echivalentă care încarcă rulmentul iar  $d$  este diametrul interior al rulmentului.

Un calcul mai exact al momentului de frecare într-un rulment este propus de SKF [8] și include, în general, două componente: componenta de rostogolire a momentului  $M_{rr}$  și componenta de alunecare a momentului  $M_{sl}$ . Cele două componente se determină cu relațiile:

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (v \cdot n)^{0,6} \quad (41)$$

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (42)$$

unde:

- $G_{rr}$  și  $G_{sl}$  sunt parametri dependenți de tipul și dimensiunile rulmentului și de încărcare și se determină cu relații specifice fiecărui tip de rulment [8],
- $v$  este vâscozitatea lubrifianțului utilizat exprimată în  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,
- $n$  este turația rulmentului exprimată în  $\text{rot}/\text{min}$ ,
- $\phi_{ish}$  este un factor de reducere a momentului ca urmare a efectelor termice la intrarea uleiului în contactul dintre corpul de rostogolire și calea de rulare,
- $\phi_{rs}$  este un factor de reducere a momentului ca urmare a fenomenului de starvare.
- $\mu_{sl}$  este un coeficient de frecare de alunecare ce depinde de regimul de ungere din rulment (limită, mixt sau cu film continuu) [8].

Momentul de frecare total din rulment este dat de relația:

$$M = M_{rr} + M_{sl} \quad (\text{Nmm}) \quad (43)$$

Se poate observa că la creșterea turației rulmentului vâscozitatea lubrifianului are un rol hotărâtor în creșterea componentei de frecare  $M_f$ . De aici si recomandările de alegere a uleiurilor cu viscozitate redusă pentru turații ridicate, combinate cu sisteme adecvate de ungere cu ceață de ulei sau cu jet de ulei.

### **Bibliografie (selectivă)**

- [1] Olaru D., *Tribologie*, Litografia TUIași, 1993.
- [2] Kragelsky, I.V and Alisin, V.V., *Friction, Wear, Lubrication*, Vol. I, Mir Publishers, Moskow, 1981.
- [3] Dan Pavelescu, *Tribotehnica*, Editura Tehnică, București, 1983.
- [4] Denape Jean, Popa Nicolae, Onescu Constantin. *Dinamica interfețelor in tribologie*. Editura Universitatii din Pitesti, 2012.
- [5] Arnell, R.D. et al., *Tribology Principles and design Applications*, Macmillan Ed.Ltd.London, 1991
- [6] L. Houpert, *A theoretical and experimental investigation into rolling bearing friction*, presented at the 1985 Eurotrib Conf. Lyo; Proc. Eurotrib Conf. 1985.
- [7] M.D.Gafițanu, D. Nastase, Sp. Crețu, C. Racoccea, D.Olaru, *Rulmenți. Proiectare și Tehnologie*, Vol. II, Ed. Tehnică, București, 1985.
- [8] [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968065e9e7-The-SKF-model-for-calculating-the-frictional-movement\\_tcm\\_12-299767.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968065e9e7-The-SKF-model-for-calculating-the-frictional-movement_tcm_12-299767.pdf)

## CURSUL 7 - TRIBOLOGIE

### LUBRIFIANȚI

La nivelul unui tribosistem, introducerea **celui de-al treilea corp** între suprafețele elementelor în contact, cu intenția de a reduce frecarea și uzura, constituie un proces de **ungere** sau de **lubrificație**, iar cel de-al treilea corp introdus se numește **lubrifiant**.

Cel de-al treilea corp din tribosistem, cu rol de lubrificație, se poate prezenta sub diverse forme:

- straturi de lubrifiant lichid sau plastic, introduse în tribosistem în mod continuu sau cu intermitență;
- straturi de molecule adsorbite sau chimisorbite pe suprafețele celor două elemente în contact;
- straturi de oxizi sau de alte produse de reacție, formate pe una sau pe ambele suprafețe ale cuplei;
- straturi de materiale metalice sau plastice, de grosimi reduse (zecimi sau sutimi de mm), depuse pe suprafețele cuplei de frecare;
- pulberi, rezultate în procesul de uzare sau introduse intenționat în cuplă;
- molecule de apă, praf sau diverse impurități, existente în atmosferă;
- aer sau gaz, introdus forțat sau antrenat de suprafețele aflate în mișcare relativă.

În aplicațiile industriale, lubrifianții utilizați fac parte din patru grupe distincte:

- lubrifianți lichizi, **cuprinzând uleiuri minerale și sintetice**;
- lubrifianți plastici, **cuprinzând unsoarele**;
- lubrifianți solizi, **cuprinzând materiale sub formă de pulberi sau în stare solidă, cu structură lamelară**;
- lubrifianți gazoși, cuprinzând **aerul sau unele gaze inerte**.

În unele situații particulare (medii acide, temperaturi ridicate, medii radioactive, vid etc.), se utilizează lubrifianți neconvenționali (acizi, materiale în stare topită, fluide tehnologice etc.).

Lubrifiantul în tribosistem îndeplinește mai multe roluri:

- **realizarea unui strat de separație între cele două suprafețe, complet sau incomplet, cu rol determinant în reducerea frecării și a uzării**;
- **protecția suprafețelor cuplelor de frecare față de acțiunea corozivă a mediului**;
- **transportul particulelor de uzură apărute în cupla de frecare**;
- **amortizarea șocurilor și reducerea nivelului de zgomot din tribosistem**;
- **protecția față de pătrunderea impurităților din afară**.

Aceste roluri sunt îndeplinite diferențiat de către uleiuri, unsoare, lubrifianți solizi sau gazoși. Astfel, dacă reducerea frecării și a uzării este realizată de toți lubrifianții, celelalte roluri sunt îndeplinite selectiv. În timp ce uleiul, în circulație la nivelul tribosistemului, poate prelua căldura și particulele abrazive, unsoarea și lubrifianții solizi nu pot îndeplini aceste roluri. Pe de altă parte, amortizarea șocurilor, reducerea nivelului de zgomot și etanșarea sunt asigurate, în proporție mai mare, de către unsoare. Lubrifianții gazoși pot asigura un strat portanț între suprafețele în contact, dar nu protejează suprafețele împotriva coroziunii [1,2].

## 1. ULEIURI UTILIZATE ÎN LUBRIFICAȚIE. ELEMENTE DE REOLOGIE

**Uleiurile** (minerale sau sintetice) sunt larg utilizate în procesele de lubrificație la nivelul tribosistemelor mecanice, iar procesele de curgere între suprafețele aflate în mișcare sunt bazate pe relații fundamentale deduse încă din a doua jumătate a secolului al XIX-lea. Curgerea uleiurilor în cuplele de frecare cu menținerea unor straturi portante care separă complet sau parțial suprafețele în contact depinde de **comportamentul reologic al uleiurilor**. Prin comportamentul reologic se înțelege modul în care uleiul sau lubrifianțul, în general, curge sub acțiunea solicitărilor și a vitezelor la care este supus. O relație reologică are la bază o ecuație fundamentală care stabilește o legătură între mărimile dinamice responsabile de mișcare și mărimile cinematice care descriu această mișcare. Astfel, în curgerea unui fluid relația reologică de bază are forma:  $\varepsilon = f(\tau)$ , unde  $\varepsilon$  reprezintă deplasarea specifică (deformația specifică) iar  $\tau$  reprezintă tensiunea tangențială care acționează în stratul de fluid. Proprietatea reologică de bază a unui ulei o reprezintă **vâscozitatea**.

### 1.1 Vâscozitatea uleiurilor

Mișcarea relativă a suprafețelor la nivelul unui tribosistem antrenează curgerea straturilor de lubrifianț existente între acestea, cu dezvoltarea unor tensiuni de forfecare în lubrifianț. **Vâscozitatea** este o măsură a frecării interne la nivelul moleculelor de ulei, atunci când straturile sunt supuse forfecării. În anul 1686, Sir Isaac Newton preciza în Secțiunea a IX-a a Cărții II – Philosophiae Naturalis Principia Mathematica că: “*The resistance arising from the want of lubricity in the parts of a fluid, is, other things being equal, proportional to the velocity with which the parts of the fluid are separated from one another...*” [1].

Deși Newton folosește termenul *defectus lubricitatis* și nu termenul **vâscozitate**, termen introdus mai târziu, ipoteza formulată mai sus constituie **Legea fluidelor vâscoase a lui Newton**. Astfel, pentru un strat de fluid de grosime  $h$ , cuprins între o placă, având aria  $S$ , aflată în mișcare relativă cu viteza  $v$ , și o suprafață plană, conform figurii 1, forța de deplasare  $F$  a plăcii, necesară pentru învingerea frecării în straturile de fluid, este dată de relația lui Newton:

$$F = \eta \cdot S \cdot \frac{v}{h} \quad (1)$$

Coeficientul de frecare internă în straturile de fluid poartă numele de **vâscozitate dinamică** sau **vâscozitate absolută** și este notat cu  $\eta$ .

Relația (1) pusă sub formă diferențială (atunci când viteza de alunecare variază pe înălțime) este:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (2)$$

unde  $\tau = F / S$  este tensiunea de forfecare în film, iar  $\dot{\gamma} = \frac{dv}{dh}$  este gradientul de viteză sau viteza de forfecare a filmului. Relațiile (1) și (2) sunt valabile, în general, pentru viteze mici de alunecare (mișcare laminară) și pentru presiuni reduse, iar fluidele ce respectă aceste relații se numesc **fluide newtoniene**.

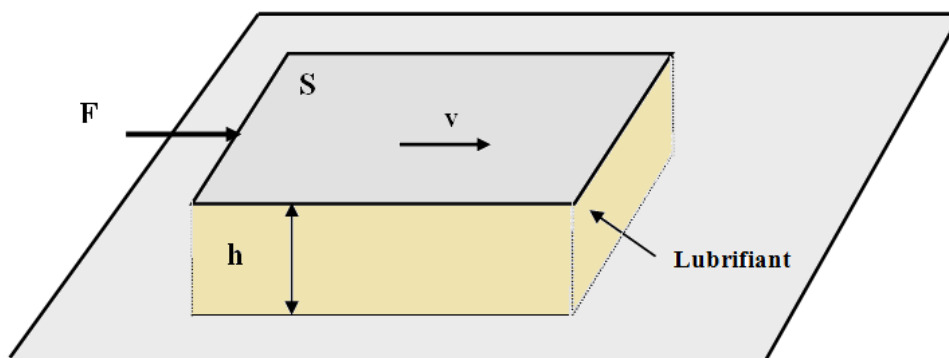


Fig.1. Schema forței de frecare vâscoasă [1]

Pe baza relației (2) se poate stabili unitatea de măsură pentru vâscozitatea dinamică, în SI:

$$[\eta]_{SI} = \frac{[\tau]_{SI}}{\left[\frac{dv}{dh}\right]_{SI}} = \frac{N}{m^2 \cdot \frac{m}{m \cdot s}} = \frac{N \cdot s}{m^2} = Pa \cdot s \quad (3)$$

În vechiul sistem C.G.S., vâscozitatea dinamică se exprimă în **poise (P)** sau în **centipoise (cP)**:

$$1P = \frac{\text{dyne}}{\text{cm}^2} \cdot s = 10^{-1} Pa \cdot s.$$

Legătura dintre (cP) și ( $Pa \cdot s$ ) este dată de relațiile:

$$1cP = 10^{-2} P = 10^{-3} Pa \cdot s = 1mPa \cdot s \text{ (mili - Pascal secundă),}$$

$$1Pa \cdot s = 10P \text{ (Poise).}$$

Pentru uleiurile uzuale, vâscozitatea dinamică la  $20^\circ C$  are valori cuprinse între limitele: (0,002 – 0,5)  $Pa \cdot s$ , în timp ce la apă aceasta este în jur de 0,001  $Pa \cdot s$ , la aer și la gaze ea ajungând la valori de  $10^{-5} Pa \cdot s$ . În tabelul 1 sunt prezentate valorile vâscozității dinamice pentru unele fluide.

**Tabelul 1 [1]**

Substanța	Vâscozitatea dinamică
Uleiuri minerale și sintetice	$\eta = (2 - 500) \cdot 10^{-3} Pa \cdot s$
Apă	$\eta = 1.006 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s$
Vapori de apă	$\eta = 9.7 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$
Aer uscat	$\eta = 18.2 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$
Hidrogen	$\eta = 9.1 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$

Raportând vâscozitatea dinamică la densitatea uleiului  $\rho$  se obține **vâscozitatea cinematică**  $\nu$ :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4)$$

Unitatea de măsură în SI pentru vâscozitatea cinematică este  $\frac{m^2}{s}$ :

$$[\nu]_{SI} = \frac{[\eta]_{SI}}{[\rho]_{SI}} = \frac{N \cdot s}{m^2 \cdot \frac{kg}{m^3}} = \frac{m^2}{s}$$

În sistemul CGS, vâscozitatea cinematică se exprimă în Stokes ( $St$ ):

$$1St = \frac{1cm^2}{s} = 10^{-4} \cdot \frac{m^2}{s}$$

Uzual, se folosește ca unitate de măsură pentru vâscozitatea cinematică centi-Stokes ( $cSt$ ), cu următoarea relație de transformare:

$$1cSt = 10^{-2} St = 10^{-6} \frac{m^2}{s} = 1 \frac{mm^2}{s}$$

În timp ce în specificațiile și în cataloagele de uleiuri este indicată vâscozitatea cinematică exprimată în  $cSt$ , în calculele specifice proceselor de ungere se utilizează în mod curent vâscozitatea dinamică exprimată în  $Pa \cdot s$ . Dacă se consideră că densitatea uleiului mineral este de aproximativ  $900 \text{ Kg/m}^3$ , atunci se poate utiliza următoarea relație aproximativă de transformare:

$$\eta_{(Pa \cdot s)} \cong 0.9 \cdot 10^{-3} \cdot \nu_{(cSt)} \quad (5)$$

Prin urmare, pentru un ulei cu vâscozitatea cinematică  $\nu = 50cSt$ , rezultă o vâscozitate dinamică  $\eta \cong 45Pa \cdot s$ .

În cazul amestecării a două uleiuri minerale, vâscozitatea amestecului  $\eta_{amestec}$  exprimată în  $Pa \cdot s$  se poate determina cu relația lui Arrhenius [1]:

$$\lg(\eta_{amestec}) = \frac{V_1}{V} \cdot \lg(\eta_1) + \frac{V_2}{V} \cdot \lg(\eta_2) \quad (1.6)$$

unde:  $\eta_1$  și  $\eta_2$  sunt vâscozitățile celor două uleiuri în  $Pa \cdot s$ ,  $V_1$  și  $V_2$  sunt volumele de ulei utilizate în amestec, iar  $V$  este volumul total al amestecului obținut.

O mărime mai veche pentru aprecierea vâscozității este gradul Engler ( $^{\circ}E$ ). Gradul Engler este o mărime convențională și reprezintă un raport dintre timpul de scurgere, printr-un tub capilar, a unui volum de  $200 \text{ cm}^3$  de ulei și timpul de scurgere a  $200 \text{ cm}^3$  de apă, prin același tub capilar, la temperatura de  $20^{\circ}C$ .

Echivalența dintre  $\nu$  (în  $cSt$ ) și  $^{\circ}E$  este prezentată în Tabelul 2.

**Tabelul 2 [1]**

$\nu_{(cSt)}$	$^{\circ}E$	$\nu_{(cSt)}$	$^{\circ}E$
2	1.140	55	7.238
3	1.224	60	7.90
4	1.308	65	8.55
5	1.400	70	9.21
6	1.481	75	9.87
7	1.563	80	10.51
8	1.653	85	11.17
9	1.746	90	11.83
10	1.837	95	12.49
15	2.323	100	13.15
20	2.870	200	26.36
25	3.455	250	32.96
30	4.070	300	39.56
35	4.695	350	46.16
40	5.335	400	52.76
45	5.975	450	51.36
50	6.630	500	65.95



## 1.2. Determinarea vâscozității uleiurilor

Pentru un fluid newtonian, vâscozitatea se poate determina experimental, în principal, cu două tipuri de vâscozimetre. O primă categorie o constituie vâscozimetrele care se bazează pe curgerea unui anumit volum de fluid printr-un tub capilar (**curgerea Hagen – Poiseuille**), cu determinarea timpului de curgere și cu estimarea vâscozității în raport cu acest timp.

A doua categorie o constituie vâscozimetrele care se bazează pe măsurarea momentului de frecare în straturile de lubrifiant supuse forfecării prin mișcare de rotație (**curgere Couette**) și estimarea vâscozității dinamice în raport cu acest moment de frecare.

Vâscozitatea unui fluid poate fi determinată indirect și prin măsurarea vitezei de coborâre a unei bile din oțel, în cădere sub acțiunea propriei greutate, printr-un strat de fluid.

### A. Metoda curgerii Hagen-Poiseuille [1]

Într-un tub capilar, cu raportul dintre lungime și rază mai mare de 100, curgerea unui fluid vâscos sub propria greutate este laminară, iar timpul de scurgere a unui anumit volum de fluid prin acest tub este direct proporțional cu vâscozitatea cinematică a fluidului.

În figura 2 se prezintă un element de volum dintr-un fluid ce curge liber, sub propria greutate, printr-un tub capilar cu raza  $R$ .

Asupra elementului de volum acționează următoarele forțe :

- forțe cauzate de presiunea exercitată pe suprafețele frontale elementare cu aria  $2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$  :

$$\Sigma dF_p = 2\pi \cdot r \cdot p \cdot dr - 2\pi \cdot r \cdot (p + dp) \cdot dr = -2\pi \cdot r \cdot dr \cdot dp$$

- forțe cauzate de frecarea vâscoasă la nivelul suprafețelor laterale cu ariile  $2 \cdot \pi \cdot r \cdot dx$  și  $2 \cdot \pi \cdot (r + dr) \cdot dx$  :

$$\Sigma dF_f = 2\pi \cdot r \cdot dx \cdot \eta \cdot \frac{du}{dr} - 2\pi \cdot (r + dr) \cdot dx \cdot \eta \cdot \frac{d}{dr} \left( u + \frac{du}{dr} \cdot dr \right) = -2\pi \cdot dx \cdot dr \cdot \frac{d}{dr} \left( r \cdot \frac{du}{dr} \right)$$

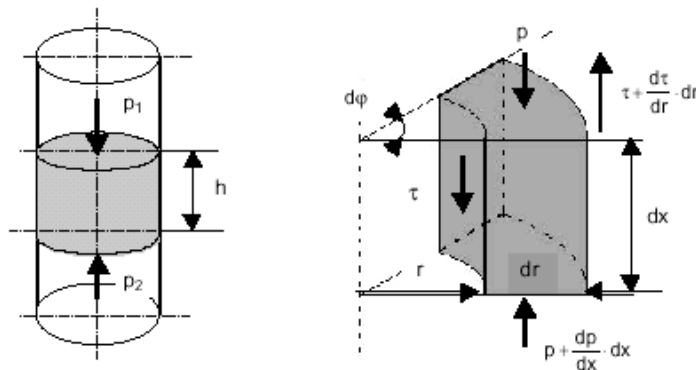


Fig. 2. Schema de măsurare a vâscozității prin metoda Hagen-Poiseuille [1]

Echilibrul elementului de volum presupune  $\Sigma dF_p + \Sigma dF_f = 0$ , din care rezultă ecuația:

$$\frac{dp}{dx} + \frac{\eta}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left( r \cdot \frac{du}{dr} \right) = 0 \quad (7)$$

La curgerea pe verticală a lubrifianului, presiunea în coloană este proporțională cu înălțimea coloanei de lubrifiant, prin urmare, expresia presiunii  $p$  este:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot x \quad (8)$$

unde  $\rho$  este densitatea lubrifianului, iar  $x$  este înălțimea coloanei de lubrifiant.

Ținând cont de expresia presiunii, ecuația (7) poate fi rezolvată și conduce la următoarea expresie a vitezei de curgere a lubrifianului:

$$u(r) = -\frac{\rho \cdot g}{4\eta} \cdot r^2 + C_1 \ln r + C_2 \quad (9)$$

Constantele de integrare  $C_1$  și  $C_2$  se determină din condițiile de contur:

- la nivelul peretelui, viteza de curgere este nulă, deci pentru  $r = R$ ,  $u(R) = 0$ ;
- la mijlocul tubului, viteza are valoarea maximă, deci pentru  $r = 0$ ,  $u(0) = u_{max}$ .

Cele două condiții conduc la următoarele valori ale constantelor de integrare:

$$C_1 = 0 \text{ și } C_2 = \frac{\rho \cdot g \cdot R^2}{4\eta}.$$

Rezultă că ecuația vitezei de curgere a fluidului este:

$$u(r) = \frac{\rho \cdot g}{4\eta} (R^2 - r^2) \quad (10)$$

Debitul de lubrifiant, la nivelul tubului capilar, este dat de relația:

$$Q^* = \int_0^R 2\pi \cdot r \cdot u(r) \cdot dr = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot R^4}{8 \cdot \eta} \quad (11)$$

Dacă se măsoară timpul de curgere  $t$  a unui volum impus de lubrifiant  $V$ , ținând cont de faptul că debitul  $Q^*$  reprezintă volumul de ulei scurs în unitatea de timp, deci  $Q^* = \frac{V}{t}$ , iar  $\eta = \nu \cdot \rho$ ,

rezultă următoarea relație pentru determinarea vâscozității cinematice a lubrifianului:

$$\nu = \frac{\pi \cdot g \cdot R^4}{8 \cdot V} \cdot t \quad (12)$$

Relația (12) pune în evidență dependența liniară între vâscozitatea cinematică și timpul de scurgere a lubrifianului.

## B. Metoda curgerii Couette [1]

Lubrifiantul existent între două suprafețe paralele, aflate în mișcare relativă, are o curgere de tip Couette, cu o variație parabolică a vitezei de curgere în raport cu grosimea interstițiului. În acest tip de curgere, în conformitate cu legea lui Newton, forța de frecare dintre cele două suprafețe este direct proporțională cu vâscozitatea dinamică a lubrifiantului. Pe acest principiu sunt construite vâscozimetrele rotative cu doi cilindri coaxiali cu mișcare de rotație, sau cu o suprafață conică în mișcare de rotație față de o suprafață plană. În figura 3 este prezentată schema de principiu pentru un vâscozimetru cu doi cilindri coaxiali.

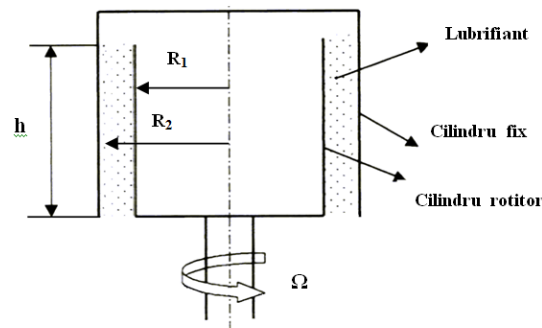


Fig. 3. Schema de măsurare a vâscozității cu cilindru rotitor [1]

Între cilindrul rotitor cu raza  $R_1$  și cilindrul fix cu raza  $R_2$  se găsește un strat de lubrifiant de înălțime  $h$ . Lubrifiantul este solicitat la forfecare și, în stratul dintre cei doi cilindri, se dezvoltă un moment de frecare, transmis la cilindrul fix, care este rezemat pe un sistem cu rulmenți. Acest moment de frecare se măsoară cu ajutorul unui traductor de cuplu. Într-un element de volum de lubrifiant, sub forma unui cilindru elementar, cu raza  $r$ , grosimea  $dr$  și înălțimea  $h$ , se dezvoltă momentul de frecare:

$$M = \tau \cdot 2\pi h \cdot r^2 \quad (13)$$

unde tensiunea tangențială, dezvoltată prin forfecarea filmului, este rezultatul variației vitezei unghiulare:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dr} = \eta \cdot r \cdot \frac{d\omega}{dr} \quad (14)$$

Din relațiile (13) și (14) rezultă ecuația diferențială:

$$\frac{M}{2\pi \cdot \eta \cdot h} \cdot \frac{dr}{r^3} = d\omega \quad (15)$$

Prin integrarea ecuației (15) și punând condițiile la limită (pentru  $r = R_1$ ,  $\omega = \Omega$  și pentru  $r = R_2$ ,  $\omega = 0$ ) se obține relația de dependență dintre vâscozitatea dinamică și momentul de frecare din stratul de lubrifiant, măsurat la cilindrul exterior fix:

$$\eta = M \cdot \frac{1}{4\pi \cdot h \cdot \Omega} \cdot \left[ \frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right] \quad (16)$$

### 1.3. Variația vâscozității cu temperatura

Uleiurile minerale prezintă o importantă scădere a vâscozității la creșterea temperaturii. Există diverse relații pentru estimarea variației vâscozității uleiurilor cu temperatura.

**Relația MacCoull - Walther** are următoarea expresie [1,2]:

$$\lg[\lg(\nu + a)] = m \cdot \lg T + b \quad (17)$$

unde:

- $\nu$  este vâscozitatea uleiului exprimată în  $cSt$ ;
- $a$  este o constantă, egală cu 0.6 pentru uleiurile cu vâscozitate mai mare de 1,5  $cSt$ ;
- $T$  este temperatura, în  $^{\circ}K$ ;
- $m$  și  $b$  sunt parametri ce caracterizează uleiul și se determină din relația (17) pentru două vâscozități stabilite experimental.

Într-un sistem de coordonate adecvat:  $Y = \lg[\lg(\nu + a)]$  și  $X = \lg T$ , relația (17) reprezintă ecuația unei drepte. Pe baza acestei relații, s-au construit diagramele ASTM (American Society for Testing Materials din SUA) în coordonate logaritmice.

În Fig. 4 sunt prezentate variațiile vâscozității dinamice ale uleiurilor minerale din clasele de viscozitate ISO 22 până la ISO 1500 în funcție de temperatură. Vâscozitatea dinamică este exprimată în **mPas** (mili Pascal-secundă: **1mPas = 10<sup>-3</sup>Pas**) iar temperatura este exprimată în  $^{\circ}C$ .

**Relația lui Andrade** este dată de expresia:

$$\eta = K \cdot e^{\left(\frac{A}{T+\theta}\right)} \quad (18)$$

unde  $K$ ,  $A$ , și  $\theta$  sunt constante, ce depind de tipul uleiului, iar  $T$  este temperatura, în  $^{\circ}C$ . Prin logaritmare, se obține următoarea expresie:

$$\lg \eta = \lg K + 0.434 \cdot A \cdot \left(\frac{1}{T+\theta}\right) \quad (19)$$

Introducând notațiile:  $Y = \lg \eta$  și  $X = \frac{1}{T+\theta}$ , se obține o dependență liniară de forma:

$$Y = \lg K + 0.434 \cdot A \cdot X \quad (20)$$

Cameron a stabilit că, pentru uleiurile minerale,  $\theta \cong 95^{\circ}C$ , iar pentru  $A$ , el a propus relația:

$$A = 400 \cdot \log \frac{\eta_{50}}{\eta_x} \quad (21)$$

unde:

- $\eta_{50}$  este vâscozitatea uleiului la temperatura de  $50^{\circ}C$ ;
- $\eta_x = 0.18 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s$ .

Constanta  $K$  se poate determina cunoscând vâscozitatea uleiului la o temperatură dată ( $40^{\circ}C$  sau  $100^{\circ}C$ ).

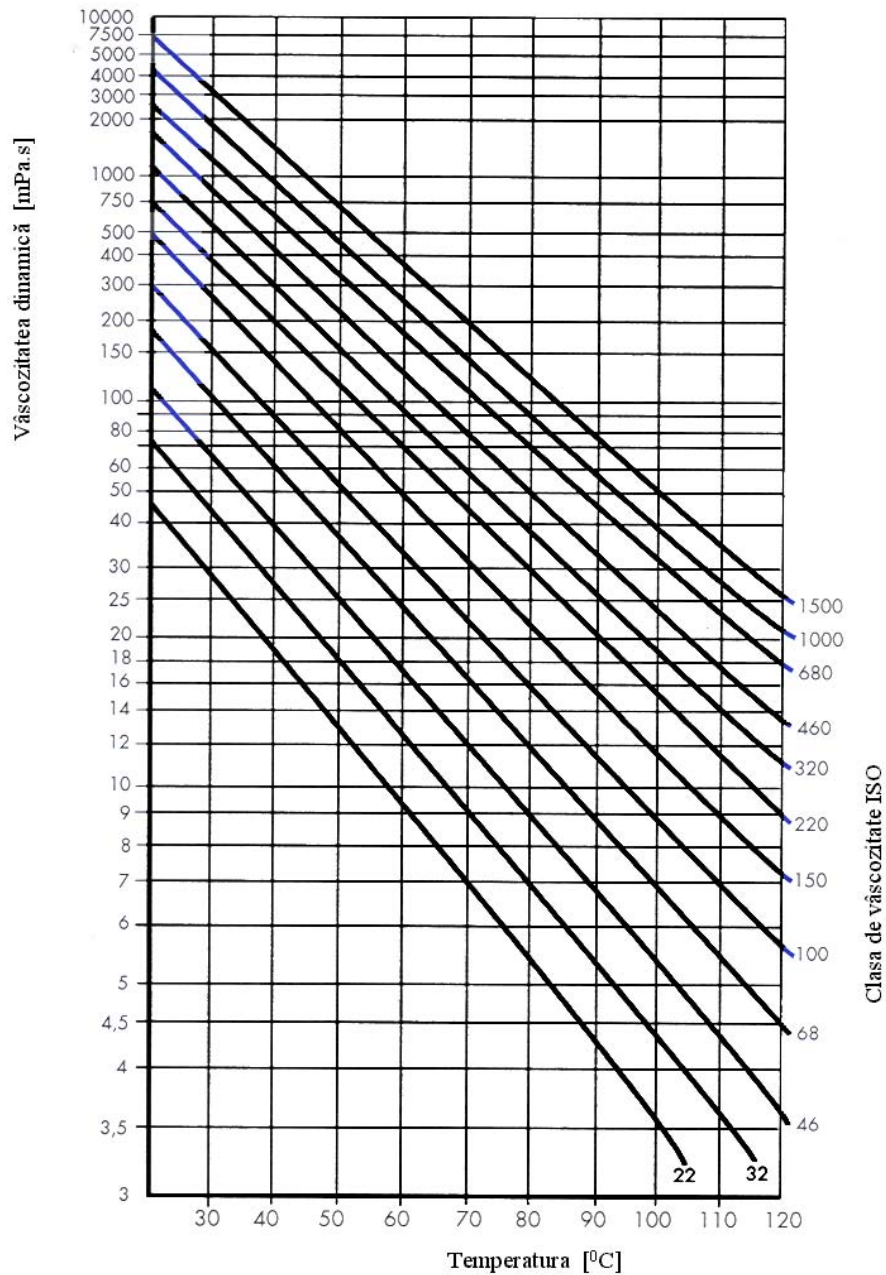


Fig. 4 Variația vâscozității cu temperatura pentru uleiuri minerale [1]

**Gradul de variație a vâscozității cu temperatura** este exprimat prin **indicele de vâscozitate Dean-Davis**, care este o mărime adimensională, definită de relația:

$$IV = \frac{L - U}{L - H} \cdot 100 \quad (22)$$

unde:

- $U$  este vâscozitatea la  $40^{\circ}\text{C}$  a uleiului, exprimată în  $\text{cSt}$ ;
- $L$  este vâscozitatea la  $40^{\circ}\text{C}$ , în  $\text{cSt}$ , a unui ulei cu indicele de vâscozitate zero și având aceeași vâscozitate la  $100^{\circ}\text{C}$  cu uleiul considerat;
- $H$  este vâscozitatea la  $40^{\circ}\text{C}$ , în  $\text{cSt}$ , a unui ulei cu indicele de vâscozitate 100 și având aceeași vâscozitate la  $100^{\circ}\text{C}$  cu uleiul considerat.

Relația (22) este valabilă pentru uleiuri cu indicele de vâscozitate inferior valorii de 100. Pentru uleiuri cu indice de vâscozitate mai mare de 100 se utilizează relația [2]:

$$IV = \frac{10^N - 1}{0.00715} + 100 \quad (23)$$

unde:

$$- N = \frac{\lg H - \lg U}{\lg \nu_{100}};$$

-  $\nu_{100}$  este vâscozitatea uleiului, în cSt, la 100°C.

Din punct de vedere practic, atunci când există variații mari de temperatură în cupla de frecare, se recomandă uleiuri cu indicele de vâscozitate mare (peste 100). Creșterea indicelui de vâscozitate reprezintă, de fapt, o scădere a variației vâscozității cu temperatura. Pentru uleiurile minerale,  $IV \leq 150$ , în timp ce, la unele uleiuri sintetice, indicele de vâscozitate poate ajunge la valoarea de 200.

#### 1.4. Variația vâscozității cu viteza de forfecare a lubrifianului [1]

**Fluidele newtoniene** la care se aplică relația (2) au vâscozitatea dinamică constantă în raport cu viteza de forfecare a filmului, iar tensiunea de forfecare este proporțională cu viteza de forfecare a filmului. Fluidele la care vâscozitatea variază cu viteza de forfecare în film sunt considerate **fluide nenewtoniene**. Astfel, fluidele la care vâscozitatea dinamică scade la creșterea vitezei de forfecare sunt **fluide pseudoplastice**, în timp ce fluidele la care vâscozitatea dinamică crește la creșterea vitezei de forfecare sunt **fluide dilatante**, figura 5.

O lege de variație generală a tensiunii de forfecare în raport cu viteza de forfecare pentru fluidele newtoniene și nenewtoniene (dilatante și pseudoplastice) este dată de relația:

$$\tau = \eta \cdot \left( \frac{dv}{dh} \right)^N \quad (24)$$

Pentru  $N=1$ , fluidul este newtonian, pentru  $N<1$ , fluidul este pseudoplastic, iar pentru  $N>1$ , fluidul este dilatant. Relația (24) este reprezentată grafic în figura 5

O comportare la forfecare de tip **solid Bingham** se caracterizează prin relația:

$$\tau = \tau_0 + \eta \cdot \frac{dv}{dh} \quad (25)$$

Relația (25) pune în evidență faptul că, în cazul solidului Bingham, curgerea începe să aibă loc după depășirea unei tensiuni inițiale  $\tau_0$ . Această curgere este specifică unsoilor consistente

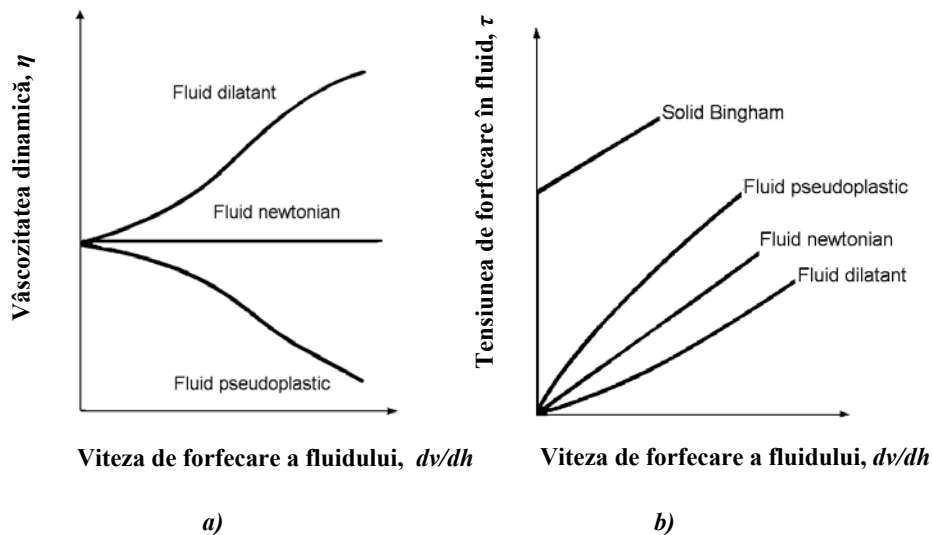


Fig. 5 Caracteristicile diverselor fluide în funcție de viteza de forfecare a fluidului.

a) Variația vâscozității; b) Variația tensiunii de forfecare [1]

### 1.5. Variația vâscozității cu presiunea

În cazul unor presiuni ridicate la nivelul cuplelor de frecare (cuple de clasa I și a II-a), variația vâscozității cu presiunea este importantă și constituie una dintre principalele cauze ce permit obținerea unor pelicule capabile să separe suprafețele elementelor în contact (regimul de ungere EHD). Cea mai răspândită este relația lui **Barus** [1,2]:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p} \quad (26)$$

unde:

- $\eta_0$  este vâscozitatea dinamică a uleiului, la presiunea  $p = 0$ ;
- $\alpha$  este coeficientul de variație a vâscozității cu presiunea, exprimat în  $(Pa)^{-1}$ ;
- $p$  este presiunea din cupla de frecare, în  $Pa$ .

Coeficientul de variație a vâscozității cu presiunea are valori cuprinse între limitele  $(0,5...3) \cdot 10^{-8} Pa^{-1}$ , funcție de vâscozitatea uleiului, și poate fi calculat cu relația lui **Wooster**:

$$\alpha = [0.6 + 0.965 \cdot \lg(\eta \cdot 10^3)] \cdot 10^{-8} (Pa^{-1}) \quad (27)$$

unde:

- $\eta$  este vâscozitatea uleiului în  $Pa \cdot s$ .

Relația lui Barus este suficient de precisă pentru presiuni medii, sub  $0,5 GPa$ .

O relație mai precisă pentru presiuni ridicate este relația lui Roelands:

$$\eta = \eta_0 \left( \frac{\eta_\infty}{\eta_0} \right)^{1 - \left( 1 + \frac{p}{C_p} \right)^{Z_1}} \quad (28)$$

unde:

- $\eta_\infty = 6,31 \cdot 10^{-5} Pa$ ;
- $\eta_0$  este vâscozitatea lubrifianului la presiunea  $p = 0$ ;
- $C_p = 1,96 \cdot 10^8 Pa$ ;
- $Z_1$  este un coeficient adimensional de variație a vâscozității cu presiunea, cu valori cuprinse în intervalul  $(0,4 - 1,3)$ .

Pentru variația vâscozității cu presiunea și cu temperatura se poate utiliza relația:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p - \beta(T - T_0)} \quad (29)$$

unde:

- $\beta$  este coeficientul de variație a vâscozității cu temperatura în  $(^{\circ}C)^{-1}$ ;
- $T_0$  este temperatura corespunzătoare vâscozității  $\eta_0$ .

Coeficientul de variație a vâscozității cu temperatura are valori de  $(0.01-0.06) (^{\circ}C)^{-1}$ , funcție de lubrifiant și de temperatură, și poate fi calculat cu relația:

$$\beta = \frac{S_0 \cdot G^*}{58.63 \cdot \left( 1 + \frac{T}{135} \right) \cdot S_0 + 1} \quad (30)$$

unde:

- $T$  este temperatura, în  $^{\circ}C$ ;
- $S_0$  și  $G^*$  sunt constantele de ulei.

## **1.6. Alte caracteristici fizice ale uleiului, importante în procesul de lubrificație [1]**

### **Densitatea uleiului**

Pentru uleiurile minerale, densitatea este cuprinsă între  $860 \text{ kg/m}^3$  și

$960 \text{ kg/m}^3$ . La creșterea temperaturii, prin reducerea vâscozității, se produce și o reducere sensibilă a densității (cu aproximativ 0,7%, pentru o creștere a temperaturii cu  $100^{\circ}C$ ).

La presiuni de contact reduse (cuple de clasa a II-a și a IV-a), se consideră, de regulă, că uleiul este incompresibil, variația densității cu presiunea fiind, în acest caz, nesemnificativă.

În cazul presiunilor de contact ridicate (regim de ungere EHD, întâlnite la cuple de clasa I și a II-a), uleiul nu mai poate fi considerat incompresibil, limitele de compresibilitate fiind de 25-30%.

În aceste cazuri, pentru variația densității cu presiunea, se poate utiliza următoarea relație:

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{(1 + 5.83 \cdot 10^{-10} \cdot p)}{(1 + 1.68 \cdot 10^{-10} \cdot p)} \quad (31)$$

unde:

- $\rho_0$  este densitatea uleiului la presiunea atmosferică;
- $p$  este presiunea în filmul de ulei în  $Pa$ .

### **Onctuozitatea**

Uleiul în contact cu o suprafață metalică aderă la aceasta prin două tipuri de legături:

1) La temperaturi normale, moleculele acizilor grași, ce se găsesc în uleiuri și care au un caracter polar (molecule la care există o separare permanentă a sarcinilor electrice pozitive și negative), aderă în straturi subțiri (cu ordinul de mărime de  $10^{-10} \text{ m}$ ) la suprafețele cuplelor de frecare, ca urmare a forțelor de **adsorbție** (forța de atracție de tip Van der Waals). Eventualele impurități existente în ulei și care au caracter polar (acizi, produse rezultate din piroliză, din oxidare etc.) favorizează formarea straturilor polare și îmbunătățesc condițiile de ungere limită. Din acest motiv, un ulei de puritate înaltă are proprietăți mai slabe în condiții de ungere limită. La creșterea temperaturii, forțele de adsorbție se reduc, pentru a crește din nou la scăderea temperaturii (procesul este reversibil).

2) La depășirea unei anumite temperaturi, uleiul aderă pe suprafața cuplelor de frecare metalice prin intermediul unor forțe de natură chimică, procesul fiind numit **chimisorbție**. În acest caz, au loc reacții chimice între acizii grași și metal sau oxizii de metal, produsele de reacție având o rezistență la forfecare scăzută și asigurând o reducere a coeficientului de frecare. Fenomenul de chimisorbție este ireversibil.

**Căldura specifică**, notată cu  $c$ , crește la creșterea temperaturii uleiului și are valori cuprinse între (1840 - 2000)  $J/Kg \cdot (^{\circ}K)$ . O relație de dependență a căldurii specifice de temperatură este:

$$c = 1824 + 4,4 \cdot (T - 15) \quad J/Kg \cdot (^{\circ}K) \quad (32)$$

unde temperatura  $T$  este exprimată în  $^{\circ}C$ .



**Conductivitatea termică a uleiurilor**, notată cu  $K_F$ , este puțin influențată de temperatură și are valori cuprinse în intervalul (0,11 – 0,14)  $W/m^0C$ .

### 1.7. **Rezistența filmului de lubrifiant la presiuni ridicate**

Odată format filmul de lubrifiant în cupla de frecare, trebuie ca el să aibă o serie de caracteristici de “rezistență” față de solicitările mecanice și termice, de astfel încât, pentru perioade și condiții de exploatare impuse, să asigure fiabilitatea cuplei de frecare.

Sub acțiunea presiunilor de contact, straturile de ulei formate în cuple pot fi străpunse cu dezvoltarea fenomenelor de uzare adezivă sau chiar gripare.

Pentru cuplele puternic solicitate și cu riscuri de apariție a gripării, **rezistența uleiului la presiune ridicată** este hotărâtoare în alegerea tipului de ulei. Rezistența la presiune ridicată se pune în evidență cu ajutorul unor tribometre prezentate schematic în Fig. 6.

Caracteristici tehnice	Tipuri de tribometre			
	FALEX	TIMKEN	SAE	4 BILE
Viteza	0,1...0,3 m/s	2 m/s	2 m/s	0,2...0,5 m/s
Sarcina maximă	6810 N		11250 N	8000 N
Duritatea		68...62 HRC	68...62 HRC	62 HRC

Fig. 6 Principalele tipuri de tribometre utilizate pentru testarea rezistenței uleiului la presiuni ridicate [2]

Cel mai des utilizat tribometru este mașina cu patru bile.

Conform SR EN ISO 20623:2004, caracteristicile de rezistență la presiune determinate pe mașina cu patru bile sunt:

- sarcina maximă fără gripaj;
- sarcina maximă cu gripaj instantaneu;
- sarcina calculată pentru o întârziere a gripajului cu 2,5 secunde;
- sarcina la care se produce sudura bilelor;
- variația uzurii cu sarcina;
- uzura mecanică;

**Sarcina maximă fără gripaj** reprezintă sarcina maximă la care, în decurs de 60 secunde, coeficientul de frecare dintre bila superioară și cele trei bile inferioare rămâne constant. **Sarcina minimă cu gripaj instantaneu** este acea sarcină la care apare o creștere bruscă a coeficientului de frecare, în mai puțin de 0,5 secunde de la pornire. **Sarcina calculată pentru o întârziere a gripajului** cu 2,5 secunde reprezintă sarcina minimă la care maximum coeficientului de frecare

apare după 2,5 secunde de la pornire. **Sarcina la care se produce sudura** este sarcina minimă la care, în decurs de 60 de secunde, se produce sudarea bilei superioare în contact cu bilele inferioare. **Variația uzurii cu sarcina** se prezintă sub forma unei diagrame ce pune în evidență evoluția diametrului mediu al petelor de uzură pe cele trei bile inferioare, apărute ca urmare a străpungerii filmului de ulei, în funcție de sarcină.

În figura 1.7 se prezintă o diagramă tipică de variație a uzurii cu sarcina.

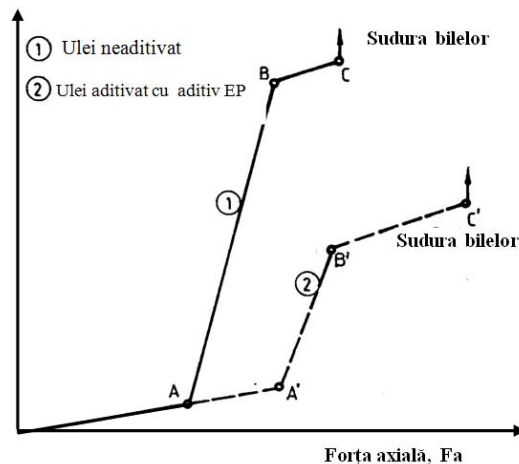


Fig. 7 Variația uzurii cu sarcina la mașina cu 4 bile [2]

Pe această diagramă poate fi pusă în evidență prezența a trei zone distincte în comportarea la uzură a cuplurilor din mașina cu patru bile.

Astfel, la creșterea sarcinii pe bile, uzura are o evoluție liniară cu o pantă redusă (zona OA sau OA'), urmată de o evoluție liniară, dar cu pantă mare (zona AB sau A'B'). În continuare, variația uzurii cu sarcina crește puțin (zona BC sau B'C'), pentru că în punctul C să se producă sudarea bilelor.

Prima zonă corespunde unui **regim de ungere limită-mixt**, cu uzare adezivă blândă.

În punctul A (A'), se amorsează fenomenul de **gripare** care conduce la o creștere accentuată a diametrului petelor de uzură (prin smulgeri de material). După o zonă de funcționare în regim de presiune extremă (BC sau B'C'), apare sudura bilelor în punctul C sau C'. Pe diagrama din figura 7, punctele A', B' și C' corespund unui ulei aditivat cu aditiv de extremă presiune, în timp ce punctele A, B și C corespund aceluiași ulei, dar neaditivat. Prin această diagramă, se pune în evidență, cu claritate, superioritatea unui ulei aditivat EP, față de unul neaditivat, în condițiile presiunilor de contact ridicate.

**Uzura mecanică** se exprimă prin diametrul mediu al petelor de uzură apărute pe bilele inferioare, pentru o încărcare dată și într-un interval de timp stabilit.

De regulă, specificațiile de uleiuri prevăd câte doi parametri, unul pentru

sarcina de gripare și al doilea pentru caracterizarea uzurii mecanice.

Rezistența la extremă presiune și la uzură se indică, de regulă, la uleiurile pentru transmisii, la uleiurile pentru compresor, precum și la unele uleiuri hidraulice aditivate.

### 1.8. Rezistența la oxidare a uleiului

Sub influența temperaturii și în prezența oxigenului, uleiul se oxidează, formând depuneri și produse acide cu efect coroziv asupra suprafețelor cuplelor de frecare.

Rezistența la oxidare este în corelație cu timpul de menținere a uleiului la temperaturi ridicate și cu prezența oxigenului în mediul în care se realizează procesele de ungere. Pentru perioade scurte de timp, uleiurile minerale pot fi utilizate până la  $150^{\circ}\text{C}$ , iar cu aditivi antioxidanți, până la  $180-190^{\circ}\text{C}$ . În lipsa oxigenului, aceste limite pot atinge  $400-420^{\circ}\text{C}$ . La funcționări de mii de ore, limitele de temperatură ale uleiului mineral sunt de  $80-100^{\circ}\text{C}$ , în prezența oxigenului.

Un rol important în procesul de oxidare a uleiului îl are și prezența catalizatorilor. Acești catalizatori sunt particulele de fier și de cupru aflate în ulei. Din acest punct de vedere, contaminarea uleiului cu produse de uzură pe bază de fier și de cupru accentuează procesul de oxidare. Metodologiile de testare la oxidare a uleiurilor constau, în esență, în menținerea unei cantități de ulei la o temperatură de  $95^{\circ}\text{C}$  sau de  $120^{\circ}\text{C}$ , în prezența unor catalizatori și în determinarea nivelului de aciditate și a cantității de depuneri în timp. În urma procesului de oxidare a uleiului are loc și o creștere a vâscozității, astfel încât specificațiile de uleiuri pentru transmisii [48] indică și creșterea maximă admisă a vâscozității cu temperatura, această creștere fiind de max. 10%.

### 1.9. Clasificarea ISO a uleiurilor în raport cu vâscozitatea

Normele ISO 3448 prevăd 18 clase ISO VG de vâscozitate pentru uleiurile industriale. Cifra corespunzătoare fiecărei clase de vâscozitate reprezintă, cu aproximație, vâscozitatea cinematică medie la  $40^{\circ}\text{C}$ , exprimată în  $\text{mm}^2/\text{s}$ . În tabelul 3 este prezentată clasificarea ISO a uleiurilor industriale.

**Tabelul 3 [1]**

Clasa ISO de vâscozitate	Vâscozitatea cinematică medie la $40^{\circ}\text{C}$ , exprimată în $\text{mm}^2/\text{s}$	Limite ale vâscozității cinematice la $40^{\circ}\text{C}$ , în $\text{mm}^2/\text{s}$	
		min.	max.
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352

ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1000	900	1100
ISO VG 1 500	1500	1350	1650

Pentru uleiurile destinate motoarelor cu ardere internă și pentru uleiurile destinate transmisiilor mecanice, la autovehicule se utilizează clasificarea SAE, adoptată de *Society of Automotive Engineers* din SUA. Astfel, pentru uleiurile de motor, conform normelor S.A.E.J300/80, există 10 grade de vâscozitate, notate astfel: **0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W, 30, 40, 50**.

Vâscozitățile corespunzătoare celor 10 grade SAE sunt date în tabelul 1.4.

**Tabelul 4 [1]**

Gradul SAE	Valoarea maximă a vâscozității dinamice la temperatura dată în Pa.s	Limite ale vâscozității cinematice la 100 <sup>0</sup> C, în mm <sup>2</sup> /s	
		min.	max.
0 W	3,25 Pa.s la - 30 <sup>0</sup> C	3,8	
5 W	3,5 Pa.s la - 25 <sup>0</sup> C	3,8	
10 W	3,5 Pa.s la - 20 <sup>0</sup> C	4,1	
15 W	3,5 Pa.s la - 15 <sup>0</sup> C	5,6	
20 W	4,5 Pa.s la - 10 <sup>0</sup> C	5,6	
25 W	6,0 Pa.s la - 5 <sup>0</sup> C	9,3	
20		5,6	9,6
30		9,3	12,5
40		12,5	16,3
50		16,3	21,9

Unele uleiuri de motor pot fi clasificate prin două grade SAE, primul grad fiind, obligatoriu, unul dintre cele 6 grade de vâscozitate simbolizate cu litera W. Acestea sunt uleiurile motor **multigrad**. De exemplu, uleiul cu gradul SAE **10W40** este un ulei de motor multigrad, care are vâscozitatea dinamică mai mică de 3,5 Pa.s, la temperatura de - 20<sup>0</sup>C (corespunzătoare uleiului din clasa SAE 10W), și are vâscozitatea cinematică cuprinsă între 12,5 și 16,3 mm<sup>2</sup>/s, la temperatura de 100<sup>0</sup>C (corespunzătoare uleiului din clasa SAE 40). Uleiurile multigrad au o variație mai mică a vâscozității cu temperatura, în raport cu uleiurile **monograd**, și au, în general, indicele de vâscozitate mai mare de 100.

Pentru uleiurile de transmisii mecanice, conform normelor S.A.E.J306/81, există 6 grade de vâscozitate, notate astfel: **70W, 80W, 85W, 90, 140, 250**. Vâscozitățile corespunzătoare celor 6 grade SAE sunt date în tabelul 5.

**Tabelul 5 [1]**

Gradul SAE	Temperatura maximă pentru o vâscozitate de 150 Pa.s ( <sup>0</sup> C)	Limite ale vâscozității cinematice la 100 <sup>0</sup> C, în mm <sup>2</sup> /s	
		min.	max.
70 W	- 55 <sup>0</sup> C	4,1	
80 W	- 26 <sup>0</sup> C	7	
85 W	- 12 <sup>0</sup> C	11	
90		13,5	24
140		24	41
250		41	

**Bibliografie (selectivă):**

[1] D.Olaru, *Fundamente de lubrificație*, Ed. „Gheorghe Asachi” Iași, 2003.

[2] D.Olaru, *Tribologie*, Rotaprint TUIasi, 1995

## CURSUL 8 TRIBOLOGIE

### LUBRIFICAȚIA HIDRODINAMICĂ (HD)

Lubrifiantul aflat între suprafețele unei cuple de frecare poate realiza, în anumite condiții, o presiune capabilă să preia forța de apăsare și să mențină un film continuu de separație între suprafețe. Această presiune se realizează, în principal, ca urmare a trei efecte distincte: **efectul hidrodinamic**, **efectul de expulzare “squeeze”** și **efectul hidrostatic**. Filmele de lubrifiant care iau naștere prin efectul hidrodinamic și prin efectul de expulzare sunt filme autoportante și apar ca urmare a prezenței mișcării relative dintre suprafețele cuplei de frecare, a prezenței lubrifiantului și a existenței unei anumite configurații a interstițiului.

Astfel, **efectul hidrodinamic** apare când suprafețele cuplei au o mișcare relativă tangențială cu un interstițiu convergent în sensul mișcării.

**Efectul de expulzare** apare atunci când suprafețele au o mișcare relativă de apropiere, fără să mai fie necesară prezența unui interstițiu convergent.

**Efectul hidrostatic** se obține prin introducerea sub presiune a uleiului între suprafețele cuplei de frecare și nu mai depinde de prezența mișcării relative a celor două suprafețe ale cuplei de frecare.

Regimul de lubrificație sau de ungere, care apare ca urmare a dezvoltării efectului hidrodinamic într-o cuplă de frecare este numit **regim hidrodinamic** sau, prescurtat, **regim HD**.

Ecuatiile de mișcare în filmul de lubrifiant specific unui regim HD se pot determina plecând de la ecuațiile generale ale fluidelor **vâscoase newtoniene** și ținând cont de faptul că grosimea filmului dintre suprafețele cuplei este cu cel puțin trei ordine de mărime mai mică decât dimensiunea caracteristică a cuplei (lățime, lungime).

În determinarea ecuațiilor de mișcare în filmul de lubrifiant specific unui regim HD, se introduc următoarele ipoteze:

- **neglijarea greutății proprii lubrifiantului existent între suprafețe;**
- **considerarea unei presiuni constante pe grosimea filmului;**
- **neglijarea efectelor inerțiale în film;**
- **considerarea unei temperaturi constante în cupla de frecare.**

Suplimentar, în cazul unor presiuni de contact relativ scăzute (în general, sub 100 MPa), se consideră că **vâscozitatea și densitatea nu variază cu presiunea, precum și că deformațiile elastice ale suprafețelor în contact pot fi neglijate**. Aceste condiții se întâlnesc în numeroase aplicații practice: lagăre de alunecare axiale și radiale, ghidaje de alunecare, cuple segment-piston, diverse articulații cilindrice sau sferice etc. De asemenea, se consideră că există în zona de intrare a cuplei o cantitate suficientă de lubrifiant aflat la presiune normală [1,2].

# 1. RELAȚII DE BAZĂ PENTRU CURGEREA UNIDIRECȚIONALĂ

## 1.1 Ecuația Reynolds

Se consideră două suprafețe plane ce aparțin elementelor (1) și (2), înclinate una față de cealaltă cu un unghi  $\alpha$  și care se deplasează cu vitezele  $v_1$  și  $v_2$  în lungul axei  $Ox$ , figura 1. Pe direcție transversală, cupla are lungimea  $B$  mult mai mare decât lățimea  $L$ . Între cele două suprafețe se găsește un lubrifianț fluid, cu o vâscozitate  $\eta$  și o densitate  $\rho$ , iar mișcarea lubrifianțului se realizează numai pe direcția axei  $Ox$ , cu neglijarea mișcării lubrifianțului pe direcția laterală (direcția axei  $Oy$ ), ca urmare a ipotezei impuse :  $B \gg L$ .

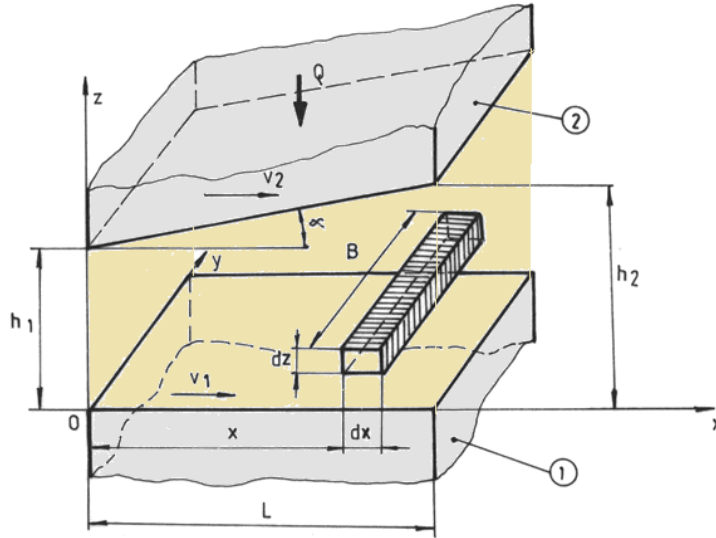


Fig. 1 Poziția și vitezele suprafețelor unei cuple plane de frecare, funcționând în regim de ungere HD [2]

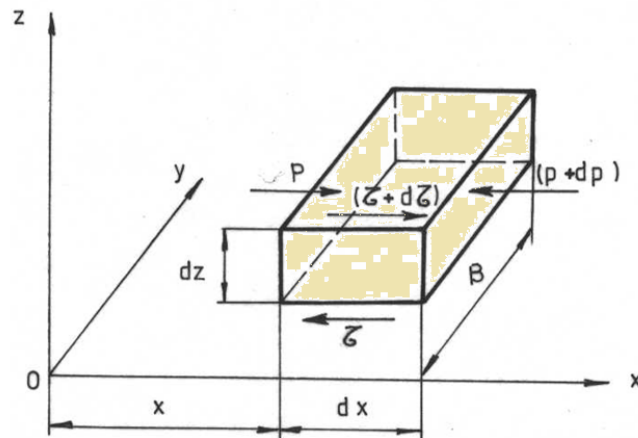


Fig. 2 Tensiunile care acționează asupra unui volum elementar de lubrifianț [2]

Pentru un element de volum de lubrifiant  $dV$ , figura 2, se poate scrie echilibrul forțelor pe direcția axei Ox, luând în considerare **variația presiunii pe direcția de mișcare și variația tensiunii tangențiale pe înălțime** ( pe direcția axei Oz).

$$p \cdot dz \cdot B + (\tau + d\tau) \cdot dx \cdot B - \tau \cdot dx \cdot B - (p + dp) \cdot B \cdot dz = 0 \quad (1)$$

Ținând cont că  $dp = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx$  și  $d\tau = \frac{\partial \tau}{\partial z} \cdot dz$ , relația (1) devine :

$$\frac{\partial \tau}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

În ipoteza unui **fluid newtonian**, tensiunea de forfecare în film este proporțională cu gradientul de viteză:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial v_x}{\partial z} \quad (3)$$

unde  $v_x$  este viteza de curgere a fluidului în direcția axei Ox .

Introducând relația (3) în relația (2), se obține:

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} - \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

Întrucât presiunea nu variază în raport cu grosimea filmului, ecuația (4) poate fi integrată în raport cu variabila  $z$  și rezultă expresia vitezei  $v_x$ :

$$v_x = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot z^2 + C_1 \cdot z + C_2 \quad (5)$$

Constantele de integrare  $C_1$  și  $C_2$  se determină din condițiile de contur, considerând că fluidul are viteza suprafeței pe care aderă :

$$\begin{aligned} & - \text{pentru } z = 0, \quad v_x = v_1, \\ & - \text{pentru } z = h, \quad v_x = v_2, \end{aligned} \quad (6)$$

unde  $h$  este grosimea filmului de lubrifiant, la distanța  $x$  de originea sistemului de coordonate.

Rezultă pentru cele două constante următoarele expresii:

$$C_1 = \frac{1}{h} \cdot (v_2 - v_1) - \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot h$$

$$C_2 = v_1$$

Astfel, expresia finală a vitezei de curgere a lubrifiantului este:

$$v_x = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (z^2 - z \cdot h) + \frac{z}{h} \cdot (v_2 - v_1) + v_1 \quad (7)$$



Devine evident faptul că viteza de curgere a lubrifianului variază în raport cu  $z$  (deci pe grosimea interstițiului), după o lege parabolică, iar pe direcția de mișcare (în raport cu variabila  $x$ ) are o lege complexă cauzată de variația presiunii  $p$  și a grosimii filmului  $h$  în raport cu  $x$ .

Ecuția vitezei de curgere a lubrifianului (relația 7) oferă posibilitatea determinării expresiei **debitului de lubrifiant** în secțiunea considerată.

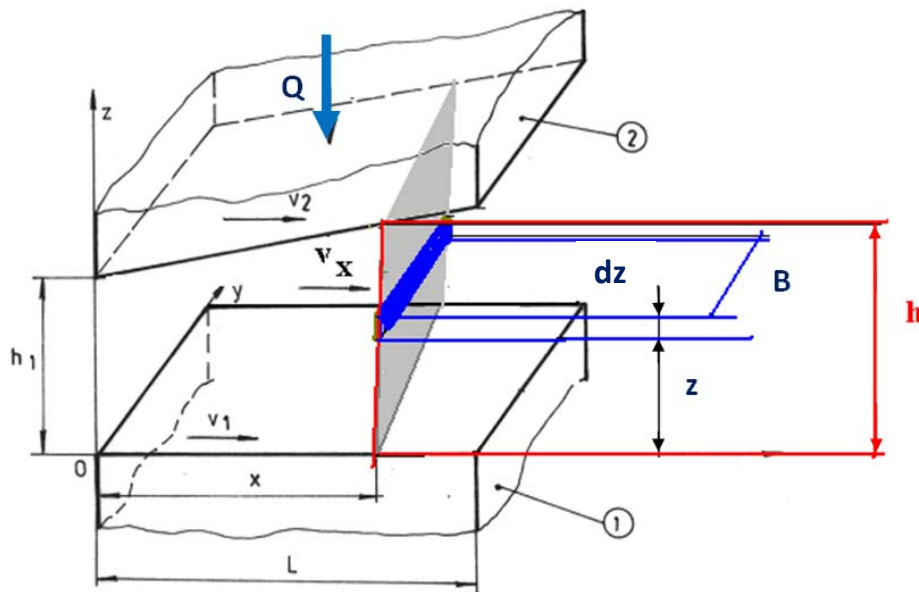


Fig. 3 Schema pentru determinarea debitului de lubrifiant

Astfel, conform fig. 3, printr-o secțiune elementară în interstițiu cu aria  $B \cdot dz$ , făcută la distanța  $x$  de origine, debitul de lubrifiant elementar  $dQ^*$  este dat de relația:

$$dQ^* = v_x \cdot B \cdot dz \quad (8)$$

Debitul total ce trece prin toată secțiunea cu înălțimea  $h$  va fi:

$$Q^* = \int_0^h v_x \cdot B \cdot dz \quad (9)$$

Utilizând relația (7) pentru  $v_x$  și integrând relația (9), se obține expresia debitului de lubrifiant  $Q^*$ :

$$Q^* = -B \cdot \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + B \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{h}{2} \quad (10)$$

Cum lubrifianul este considerat incompresibil, rezultă că debitul este același în orice secțiune. Prin urmare, variația debitului în raport cu  $x$  este nulă:

$$\frac{\partial Q^*}{\partial x} = 0$$

Cu această condiție, relația (10) devine:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (11)$$

Relația (11) reprezintă **ecuația Reynolds pentru curgerea unidirecțională**.

## 1.2 Ecuația presiunii

Pentru suprafețele înclinate cu unghiul  $\alpha$ , dacă se introduce notația  $k = \operatorname{tg} \alpha$ , expresia grosimii interstițiului  $h$  devine:

$$h = h_1 + k \cdot x \quad (12)$$

În acest caz,  $\frac{\partial h}{\partial x} = k$ , iar relația (11) devine:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ (h_1 + k \cdot x)^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 6 \cdot (v_1 + v_2) \cdot \eta \cdot k \quad (13)$$

Prin integrarea ecuației (13) se obține :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot k \cdot \frac{x}{(h_1 + k \cdot x)^3} + \frac{C_1^*}{(h_1 + k \cdot x)^3} \quad (14)$$

Integrând ecuația (14), se obține următoarea expresie pentru presiune:

$$p = 6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot k \cdot \int \frac{x}{(h_1 + k \cdot x)^3} \cdot dx + C_1^* \cdot \int \frac{dx}{(h_1 + k \cdot x)^3} + C_2^* \quad (15)$$

După efectuarea integralelor din ecuația(15) rezultă expresia analitică a presiunii:

$$p = 6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot k \cdot \frac{x}{(h_1 + k \cdot x)^2} + C_1^* + \frac{1}{2 \cdot k} \cdot \frac{1}{(h_1 + k \cdot x)^2} + C_2^* \quad (16)$$

Constantele  $C_1^*$  și  $C_2^*$  se determină impunând condiția ca, atât la intrarea, cât și la ieșirea lubrifiantului din interstițiu, presiunea lubrifiantului să fie egală cu presiunea atmosferică (se consideră că presiunea atmosferică  $p_0 = 0$ ):

$$\begin{aligned} \text{pentru } x = 0; p=0 \\ \text{pentru } x = L; p=0 \end{aligned} \quad (17)$$

Rezultă pentru cele două constante următoarele valori :

$$\begin{aligned} C_1^* &= 6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{k \cdot h_1 \cdot L}{(h_1 + h_2)} \\ C_2^* &= -6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{L}{2 \cdot h_1 \cdot (h_1 + h_2)} \end{aligned}$$

Astfel, expresia finală a presiunii devine:

$$p(x) = \frac{6\eta(v_1 + v_2)}{2} \left[ \left( \frac{k \cdot x^2}{h_1} \right) \frac{1}{(h_1 + k \cdot x)^2} - \frac{L}{(h_1 + h_2) \cdot h_1} + \frac{h_1 \cdot L}{(h_1 + h_2) \cdot (h_1 + k \cdot x)^2} \right] \quad (18)$$

Variația presiunii în funcție de  $x$  are forma generală prezentată în figura 3. Se poate observa prezența unui punct cuprins între cele două capete ale cuplei, în care presiunea are valoarea maximă.

Poziția maximului de presiune în raport cu originea sistemului de coordonate considerat se poate calcula impunând condiția  $\frac{\partial p(x)}{\partial x} = 0$ , din care rezultă că:  $x_m = \frac{1}{1 + h_2/h_1} \cdot L$ , unde  $x_m$  reprezintă poziția corespunzătoare maximului de presiune.

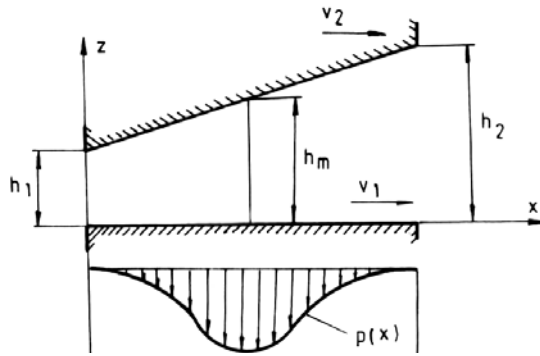


Fig. 3 Distribuția de presiune într-un interstițiu convergent

### Aplicația 1.

Să se determine distribuția de presiune în cupla de frecare formată dintr-o placă dimensiunile  $L = 0,1\text{m}$  și  $B = 1\text{m}$ , care se deplasează cu viteza  $v_2 = 5\text{m/s}$  pe o suprafață plană fixă, cu unghi de înclinare de  $0,5^\circ$  și în prezența unui ulei cu vâscozitatea  $\eta = 0,08\text{ Pas}$ . Grosimea minimă impusă  $h_l = 0,2\text{mm}$ .

În fig. 4 se observă distribuția presiunii pe lungimea  $L$  a plăcii obținută cu ajutorul ecuației (18).

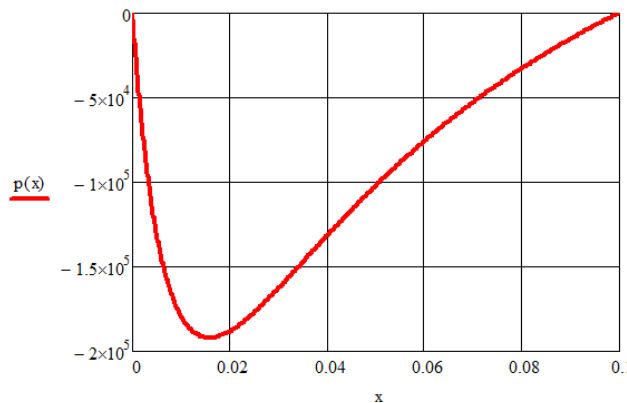


Fig. 4 Distribuția de presiune corespunzătoare Aplicației 1

Semnul presiunii este negativ și sugerează faptul că presiunea hidrodinamică apasă pe suprafața plană fixă. Presiunea maximă este de aproximativ  $1,8 \cdot 10^5\text{Pa}$  și este situată la distanța de aprox.  $0,016\text{m}$  de zona convergentă, corespunzătoare grosimii minime  $h_l$ .

### 1.3. Portanța hidrodinamică

Pentru determinarea portanței hidrodinamice, adică a sarcinii pe care o poate prelua filmul de lubrifianț cuprins în interstițiul format de cele două suprafețe înclinate, se integrează, pe toată lungimea cuplei, forțele elementare generate de presiune:

$$Q = -\int_0^L p \cdot B \cdot dx \quad (19)$$

Introducând în relația (19) expresia presiunii și rezolvând integrala, rezultă expresia **portanței hidrodinamice  $Q$** , generate de presiunea din lubrifianț și având valoare pozitivă în raport cu sistemul de coordonate considerat în fig. 1:

$$Q = -\frac{6 \cdot \eta \cdot B \cdot (v_1 + v_2)}{k} \left[ \frac{2 \cdot L}{2 \cdot h_1 + k \cdot L} - \frac{1}{k} \cdot \ln \left( \frac{h_1 + k \cdot L}{h_1} \right) \right] \quad (20)$$

Din ecuația (20) se poate vedea că **portanța hidrodinamică** depinde de:

- **vâscozitatea lubrifianțului  $\eta$** ;
- **vitezele celor două suprafețe  $v_1, v_2$** ;
- **dimensiunile cuplei  $B, L$** ;
- **unghiul de înclinare între suprafețe  $k = \operatorname{tg} \alpha$** .
- **grosimea minimă a filmului de lubrifianț  $h_1$**

Creșterea vâscozității lubrifianțului, a vitezelor ( $v_1+v_2$ ) și a lățimii  $B$  conduc direct la creșterea portanței HD. Panta de înclinare dintre cele două suprafețe joacă un rol esențial în realizarea portanței. Pentru o lungime  $L$  și o grosime minimă  $h_1$  impuse, există o anumită valoare pentru panta  $k$  pentru care se obține o portanță maximă.

### Aplicația 2

**Să se determine variația portanței HD în funcție de panta  $k$  și de lungimea  $L$  pentru o cuplă de frecare formată dintr-o placă cu lățimea  $B = 1\text{m}$ , care se deplasează cu viteza  $v_2 = 5\text{m/s}$  pe o suprafață plană fixă în prezența unui ulei cu vâscozitatea  $\eta = 0.08\text{ Pas}$  și având o grosime minimă impusă  $h_1 = 0,2\text{mm}$ .**

În fig. 5 se prezintă variația portanței HD dată de ecuația (20) sub forma unei funcții cu doi parametri,  $k$  și  $L$ , pentru lungimea  $L$  impunându-se trei valori: 0,1m, 0,2m și 0,05m iar pentru  $k$  stabilindu-se un interval de variație de la  $10^{-6}$  până la 1. Pentru o evidențiere mai clară a influenței pantei  $k$  asupra portanței  $Q$  s-a utilizat reprezentarea cu scări logaritmice pe ambele axe.

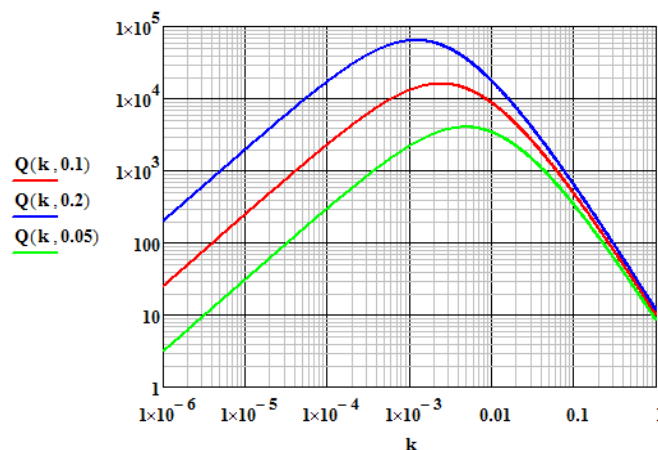


Fig. 5 Variația portanței hidrodinamice în funcție de panta de înclinare  $k$  și de lungimea cuplei  $L$

Portanța  $Q$  este exprimată în N. Din figura 5 se observă că, pentru aplicația propusă, panta optimă (care asigură un maxim de portanță HD) variază între  $10^{-3}$  și  $10^{-2}$ , ceea ce înseamnă valori ale unghiului de înclinare cuprinse în limitele  $(0,1 - 0,6)$  grade. De aici se desprinde concluzia că valoarea înclinării într-o cuplă plană funcționând în regim HD este esențială în asigurarea unei portanțe maxime. De exemplu, pentru lungimea  $L = 0,1\text{m}$ , o creștere a pantei  $k$  de la 0,01 la 0,1 conduce la scăderea portanței de la 10.000N la 500N.

Creșterea lungimii  $L$  are ca efect direct creșterea portanței, așa cum se poate vedea în figura 5.

#### **1.4. Grosimea minimă a filmului de lubrifiant**

În condiții de funcționare în regim HD a unei cuple plane de translație se cunosc parametrii de funcționare (vâscozitatea uleiului, vitezele  $v_1$  și  $v_2$ , forța normală  $F_z$  care apasă pe placa 2, panta de înclinare  $k$ ) precum și dimensiunile  $L$  și  $B$ . Neglijând frecarea internă în filmul de lubrifiant și considerând temperatura constantă se poate determina grosimea minimă a filmului de lubrifiant  $h_1$ .

Pentru determinarea grosimii minime a filmului de lubrifiant  $h_1$  se scrie ecuația de echilibru al forțelor care acționează pe placa 2: forța normală  $F_z$  și portanța  $Q$  care se dezvoltă prin efect HD. Se obține astfel următoarea ecuație:

$$F_z - Q = 0 \quad (21)$$

Introducând în relația (20) expresia portanței  $Q$ , rezultă:

$$F_z + \frac{6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot B}{k} \left[ \frac{2 \cdot L}{2h_1 + k \cdot L} - \frac{1}{k} \cdot \ln \left( 1 + \frac{k \cdot L}{h_1} \right) \right] = 0 \quad (22)$$

Ecuația (21) este neliniară în raport cu grosimea minimă  $h_1$  și poate fi rezolvată prin diverse metode.

**Observație: cele două forțe  $F_z$  și portanța  $Q$ , în echilibru, sunt egale dar de sens contrar.**

#### **Aplicația 3**

**Să se determine grosimea minimă a filmului de lubrifiant  $h_1$  în cupla de frecare formată dintr-o placă dimensiunile  $L = 0,1\text{m}$  și  $B = 1\text{m}$ , care se deplasează cu viteza  $v_2 = 5\text{m/s}$  pe o suprafață plană fixă, cu unghi de înclinare de  $0,5^\circ$  și în prezența unui ulei cu vâscozitatea  $\eta = 0.08 \text{ Pas}$ . Placa mobilă este încărcată cu o forță normală  $F_z = 600 \text{ N}$ .**

Se prezintă mai jos metodologia de rezolvare a ecuației (22) în Mathcad.

$$h_1 := 0.001$$

**Given**

$$F_z + 6 \cdot \frac{\eta \cdot B \cdot (v_1 + v_2)}{k} \cdot \left[ \frac{2 \cdot L}{(2h_1 + k \cdot L)} - \frac{1}{k} \cdot \ln \left( \frac{h_1 + k \cdot L}{h_1} \right) \right] = 0$$

$$\text{Find}(h_1) = 1.018 \times 10^{-3}$$

Rezultă grosimea minimă a filmului de lubrifiant  $h_1 = 1,018 \text{ mm}$

#### 1.4 Frecarea în filmul hidrodinamic

Tensiunea de forfecare în film rezultă din relațiile (3), (7) și (18) :

$$\text{Ecuția (3) : } \tau = \eta \cdot \frac{\partial v_x}{\partial z}$$

$$\text{Ecuția (7): } v_x = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (z^2 - z \cdot h) + \frac{z}{h} \cdot (v_2 - v_1) + v_1$$

$$\text{Ecuția (18): } p(x) = \frac{6\eta(v_1 + v_2)}{2} \left[ \left( \frac{k \cdot x^2}{h_1} \right) \frac{1}{(h_1 + k \cdot x)^2} - \frac{L}{(h_1 + h_2) \cdot h_1} + \frac{h_1 \cdot L}{(h_1 + h_2) \cdot (h_1 + k \cdot x)^2} \right]$$

Astfel, prin derivarea vitezei  $v_x$  în raport cu  $z$  și prin derivarea presiunii  $p(x)$  în raport cu  $x$ , din ecuația (3) rezultă expresia tensiunii tangențiale în filmul de lubrifianț [1,2]:

$$\tau = 3 \cdot \eta \cdot \frac{(v_1 + v_2)}{h^3} \cdot (2 \cdot z - h) \cdot \left[ k \cdot x - \frac{h_1 \cdot (h_2 - h_1)}{h_2 + h_1} \right] + \frac{\eta}{h} \cdot (v_1 - v_2) \quad (23)$$

Pe suprafața plană a elementului (1), tensiunea de forfecare se obține cu relația (23) impunând condiția  $z = 0$ :

$$\tau_{(z=0)} = -3 \cdot \eta \cdot \frac{(v_1 + v_2)}{h^2} \cdot \left[ k \cdot x - \frac{h_1 \cdot (h_2 - h_1)}{h_2 + h_1} \right] + \frac{\eta}{h} \cdot (v_1 - v_2) \quad (24)$$

Forța de frecare corespunzătoare acestei suprafețe rezultă prin integrarea pe toată suprafața plăcii 1 a forțelor de frecare elementare  $dF_{f(z=0)} = \tau \cdot B \cdot dx$ :

$$F_{f(z=0)} = \int_0^L \tau \cdot B \cdot dx = -\frac{6 \cdot \eta \cdot B}{k} \cdot \left( \frac{h_2 - h_1}{h_2 + h_1} \right) \cdot (v_1 + v_2) + \frac{2 \cdot \eta \cdot B}{k} \cdot (v_1 + 2v_2) \ln \left( \frac{h_2}{h_1} \right) \quad (25)$$

#### Aplicația 4

**Să se determine forța de frecare  $F_f$  în cupla de frecare formată dintr-o placă dimensiunile  $L = 0,1\text{m}$  și  $B = 1\text{m}$ , care se deplasează cu viteza  $v_2 = 5\text{m/s}$  pe o suprafață plană fixă, cu unghi de înclinare de  $0,5^\circ$  și în prezența unui ulei cu vâscozitatea  $\eta = 0.08 \text{ Pas}$ . Placa mobilă este încărcată cu o forță normală  $F_z = 600 \text{ N}$  iar grosimea minimă a filmului de lubrifianț  $h_1 = 1,018 \text{ mm}$ .**

Din relația (25) rezultă  $F_f = 31\text{N}$

Dacă se raportează forța de frecare  $F_f$  la forța normală  $F_z$  rezultă valoarea coeficientului de frecare  $\mu$

generat prin frecarea vâscoasă a lubrifianțului:  $\mu = \frac{F_f}{F_z} = 0,052$ .

#### 1.5 Efecte termice în regimul hidrodinamic

Puterea consumată în filmul de lubrifianț se transformă în căldură, contribuind la creșterea temperaturii în interiorul cuplei. Ca urmare, vâscozitatea lubrifianțului scade și, odată cu aceasta, scade și capacitatea portantă a cuplei. Pentru determinarea temperaturii lubrifianțului se utilizează

relația de bilanț termic, punând în echilibru puterea disipată prin frecare și fluxul de căldură preluat de debitul de lubrifiant. Considerând forța de frecare dată de relația (25), rezultă puterea disipată:

$$P_f = F_f \cdot v \quad (26)$$

Fluxul de căldură preluat de debitul de ulei este:

$$P_c = Q^* \cdot \rho \cdot c_L \cdot \Delta T \quad (27)$$

unde:  $Q^*$  este debitul de lubrifiant,  $\rho$  este densitatea lubrifiantului, iar  $c_L$  este căldura specifică a lubrifiantului.

Diferența de temperatură  $\Delta T$  rezultă din ecuația de bilanț termic este dată de relația:

$$\Delta T = \frac{P_f}{Q^* \cdot \rho \cdot c_L} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (28)$$

Considerând că  $\Delta T = T_e - T_i$ , unde  $T_e$  și  $T_i$  sunt, respectiv, temperaturile lubrifiantului la intrare și la ieșire din cuplă, temperatura medie a lubrifiantului în cuplă,  $T_m = (T_i + T_e)/2$ , se poate stabili cu relația:

$$T_m = T_i + \frac{\Delta T}{2} \quad (29)$$

Temperatura de ieșire a lubrifiantului din cuplă este:  $T_e = 2 \cdot T_m - T_i$ .

### Aplicația 5

**Să se determine temperatura medie în cupla de frecare formată dintr-o placă dimensiunile  $L = 0,1\text{m}$  și  $B = 1\text{m}$ , care se deplasează cu viteza  $v_2 = 5\text{m/s}$  pe o suprafață plană fixă, cu unghi de înclinare de  $0,5^{\circ}$  și în prezența unui ulei cu vâscozitatea  $\eta = 0.08 \text{ Pas}$ . Placa mobilă este încărcată cu o forță normală  $F_z = 600 \text{ N}$  iar grosimea minimă a filmului de lubrifiant  $h_1 = 1,018 \text{ mm}$ . Densitatea uleiului  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$  iar căldura specifică a uleiului este  $c_L \cong 1880 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$  iar temperatura de intrare a uleiului este  $T_i = 25^{\circ}\text{C}$ .**

Cu relația (26) se determină puterea consumată prin frecare în filmul de lubrifiant considerând  $v = v_2$  și rezultă  $P_f = 155\text{W}$ .

Pentru determinarea debitului de lubrifiant se folosește următoarea relație rezultată din ecuația (10)

punând condiția ca  $\frac{\partial p(x)}{\partial x} = 0$ :

$$Q^* = B \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{h_1 \cdot h_2}{h_1 + h_2} \quad (30)$$

Din relația (30) rezultă:  $Q^* = 3,307 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$

Din relația (28) rezultă:  $\Delta T = 0.03^{\circ}\text{C}$

Datorită debitului mare de ulei care circulă prin cuplă, creșterea de temperatură este foarte mică și se poate neglija. Prin urmare  $T_e = T_i = 25^{\circ}\text{C}$ .

## **1.6 Ecuația Reynolds pentru curgerea unidirecțională în forma integrată**

Existența unui maxim de presiune între cele două capete ale cuplei permite obținerea unei forme simplificate a ecuației Reynolds. Astfel, punând condiția ca debitul să fie constant în orice secțiune a cuplei, deci și în secțiunea în care există maximum de presiune,  $Q^* = Q^*_{\left(\frac{\partial p}{\partial x} = 0\right)}$ , se obține:

$$\frac{-B \cdot h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + B \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{h}{2} = B \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{h_m}{2} \quad (31)$$

Prin reorganizarea relației (31), **rezultă forma integrată a ecuației Reynolds pentru curgerea unidirecțională :**

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{(h - h_m)}{h^3} \quad (32)$$

Această formă simplificată a ecuației Reynolds permite scoaterea în evidență a **celor trei condiții fundamentale pentru realizarea unui regim de ungere hidrodinamic.**

Astfel, pentru ca într-o cuplă de frecare să se dezvolte un regim de ungere **HD**, cu realizarea unei variații de presiune capabilă să suporte o anumită încărcare, deci cu  $\frac{\partial p}{\partial x} \neq 0$ , este necesar ca următoarele trei condiții să fie îndeplinite simultan:

- **prezența lubrifiantului în cuplă,  $\eta \neq 0$ ;**
- **existența mișcării suprafețelor cuplei,  $v_1 \neq 0$  și  $v_2 \neq 0$ , sau  $v_1 + v_2 \neq 0$ ;**
- **existența unui interstițiu în formă de pană,  $h - h_m \neq 0$ .**



## 2. CAZURI PARTICULARE DE CURGERE UNIDIREȚIONALĂ [2]

Există și cuple de frecare în care suprafețele sunt paralele. Pentru unele condiții speciale, se poate asigura portanță hidrodinamică și în aceste cazuri.

### 2.1 Două suprafețe plane, paralele aflate în mișcare relativă

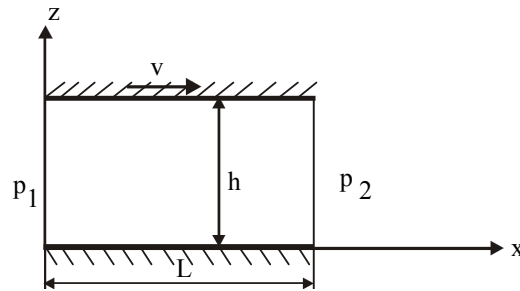


Fig.6 Două suprafețe plane în mișcare relativă

Dacă distanța dintre cele două suprafețe este constantă ( $h = \text{constant}$ ) rezultă că  $\frac{\partial h}{\partial x} = 0$ , iar ecuația Reynolds pentru curgerea unidirecțională, dată de relația (11) devine:

$$\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 0 \quad (33)$$

Prin integrare, ecuația (33) conduce la soluția următoare pentru presiune:

$$p(x) = \frac{C_1 \cdot \eta}{h^3} x + C_2$$

Constantele  $C_1$  și  $C_2$  se determină din condițiile de presiune de la capetele cuplei de frecare:

$$\begin{aligned} x=0, p &= p_1 \\ x=L, p &= p_2 \end{aligned}$$

Astfel, expresia presiunii devine:

$$p(x) = \frac{(p_2 - p_1)}{L} x + p_1 \quad (34)$$

Pentru acest caz, se poate realiza portanță hidrodinamică numai dacă există o diferență de presiune la capete,  $p_2 \neq p_1$ , iar portanța  $Q$  rezultă din relația:

$$Q = \frac{B \cdot L}{2} \cdot (p_1 + p_2) \quad (35)$$

## 2.2. Două suprafețe plane cu prag

Două suprafețe plane, paralele între ele, delimitate în secțiune de segmentele AB și BC, ca în fig. 7, sunt decalate pe înălțime cu un prag  $s$  ( $s = h_1 - h_2$ ). Suprafața care include pragul se deplasează cu viteza  $v$  în raport cu suprafața plană, în sensul indicat în fig. 7, astfel încât să se mențină constante înălțimile  $h_1$  și  $h_2$ . Considerând că  $h_1$  este mai mare decât  $h_2$  și că presiunile la capete sunt  $p_1 = p_2 = p_0 = 0$ , cupla de frecare astfel realizată, în prezența unui lubrifian, generează portanță hidrodinamică.

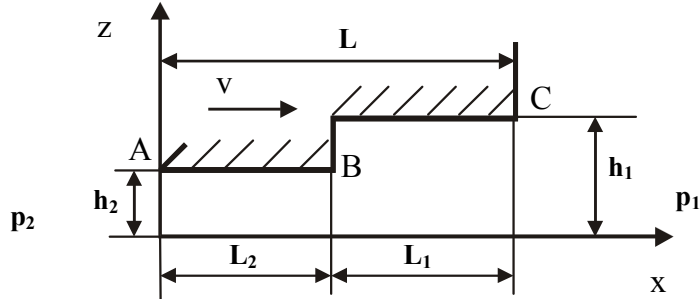


Fig. 7 Schema unei cuple plane cu prag

În acest caz, ecuația Reynolds se rezolvă pentru cele două zone AB și BC, cu  $h_1 = \text{constant}$  și  $h_2 = \text{constant}$ , considerând ca necunoscută presiunea din zona pragului,  $p_m$ . Punând condiția ca debitul de lubrifian din zona AB să fie egal cu debitul de lubrifian din zona BC de obține expresia presiunii care apare în zona pragului,  $p_m$ :

$$p_m = -\frac{6\eta \cdot v \cdot (h_1 - h_2)}{\frac{h_1^3}{L_1} + \frac{h_2^3}{L_2}} \quad (36)$$

Pe cele două zone AB și BC distribuțiile de presiune sunt liniare, așa cum se prezintă în Fig. 8

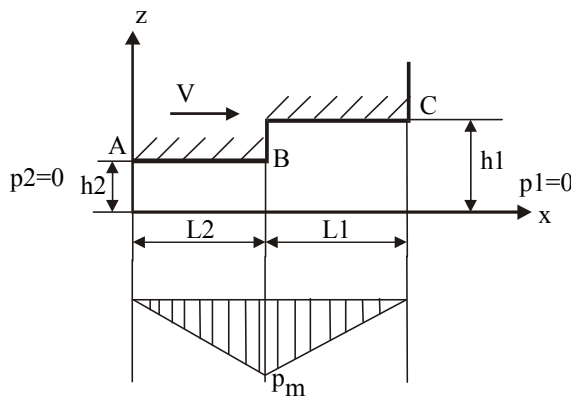


Fig. 8 Distribuția de presiune într-o cuplă plană cu prag

### Aplicație -Pompa de viscozitate [2]

Dacă în zona pragului se practică o fantă, presiunea  $p_m$  va antrena o parte din lubrifianț în exterior, astfel încât deplasarea patinei cu prag pe o suprafață plană conduce la transportul unui debit de lubrifianț  $Q_0^*$ , la o presiune  $p_m$ , cupla funcționând astfel ca o pompă, cunoscută sub denumirea de **pompă de vâscozitate**. Schematic, pompa de vâscozitate este reprezentată în figura 9.

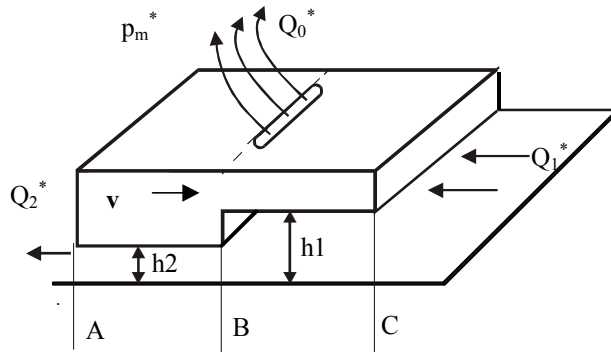


Fig. 9 Pompa de vâscozitate

Debitul de lubrifianț care iese prin fantă  $Q_0^*$  rezultă din diferența debitelor de intrare și, respectiv, de ieșire din cuplă și se determină cu relația [2]:

$$Q_0^* = \frac{B p_m}{12 \eta} \left[ \frac{h_1^3}{L_1} + \frac{h_2^3}{L_2} \right] + \frac{v}{2} [h_1 - h_2] \quad (37)$$

unde B este lățimea patinei.

Detalii suplimentare privind cazuri particulare de curgere unidirecțională pot fi consultate în [2].

### **Bibliografie**

[1] D.Olaru, *Tribologie*, Litografia TUIași, 1995.

[2] D.Olaru, *Fundamente de lubrificație*, Ed. „Gh. Asachi” Iași, 2003.

## CURSUL 9 TRIBOLOGIE

### REGIMUL DE UNGERE HD PENTRU LAGĂRE RADIALE DE ALUNECARE

Un lagăr radial de alunecare este format dintr-un suport de lagăr sau carcasă în care se montează, cu un ajustaj cu strângere, cuzinetul, realizat, de regulă din materiale antifricțiune ( bronz, poliamide, aliaje antifricțiune, textolit etc.) Pe cuzinet se reazemă arborele aflat în mișcare de rotație cu o turație  $n$  exprimată, de regulă în rot/min. Arborele este încărcat cu o forță radială  $Fr$  pe care o transmite prin filmul de lubrifianț cuzinetului și, implicit, suportului de lagăr. Între arbore și cuzinet există un joc diametral  $J = D - d$ , unde  $D$  este diametrul interior al cuzinetului iar  $d$  este diametrul exterior al arborelui.

Alimentarea cu lubrifianț (ulei) se face prin partea superioară, lubrifianțul fiind introdus la presiunea normală iar ieșirea lubrifianțului din lagăr se face prin părțile laterale. Lagărul are o lățime  $B$  care, pentru un lagăr radial normal, are valori cuprinse în intervalul  $B = (0,75 - 1,5)D$ .

În fig. 1 se prezintă elementele generale constructive și funcționale ale unui lagăr radial de alunecare.

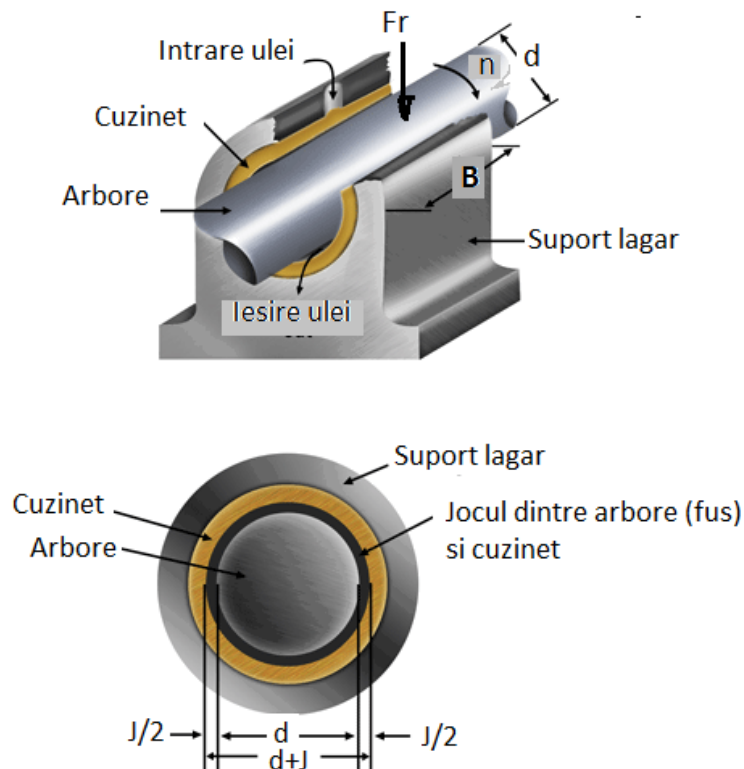


Fig. 1 Lagăr radial de alunecare. Elemente constructive și funcționale

În poziție staționară, sub acțiunea forței  $Fr$ , interstițiul dintre suprafața arborelui (fusului) și a cuzinetului variază de la  $h_{\min} = 0$  (în zonă inferioară) până la  $h_{\max} = D - d$  (în zonă superioară), ca în Fig. 2.

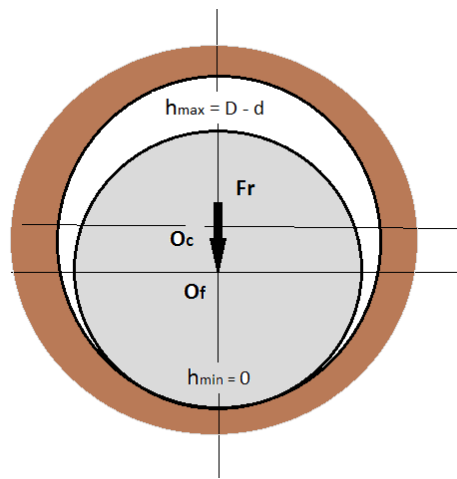


Fig. 2 poziția fusului în raport cu cuzinetul în condiții staționare

În timpul funcționării, prin rotirea fusului și introducerea unui ulei cu vâscozitate  $\eta$  se creează condiții pentru instaurarea unui regim de ungere hidrodinamic (interstițiu variabil, viteza tangențială a fusului și prezența lubrifianțului), cu realizarea unei portanțe hidrodinamice capabile să suporte sarcina radială prin intermediul unui film de lubrifianț. .

În figura 3 se prezintă modul în care se orientează centrul fusului  $O_f$  față de centrul cuzinetului  $O_c$  în funcție de sensul de rotație al fusului. De asemenea se prezintă și distribuția de presiune în ipoteza unei alimentări abundente, cu zona de alimentare aflată în poziția descărcată a lagărului. Astfel, creșterea de presiune începe de la linia centrelor (linia care unește centrul fusului cu centrul cuzinetului), cu atingerea unui maxim în zona încărcată. Sfârșitul distribuției de presiune, în general, depășește linia centrelor și poate fi stabilit doar pe cale numerică. În fig. 3, distribuția de presiune se termină la linia centrelor (ipoteza lui Gumbel), astfel încât, în calcule, presiunea va fi luată de la unghiul zero până la unghiul  $\pi$ .

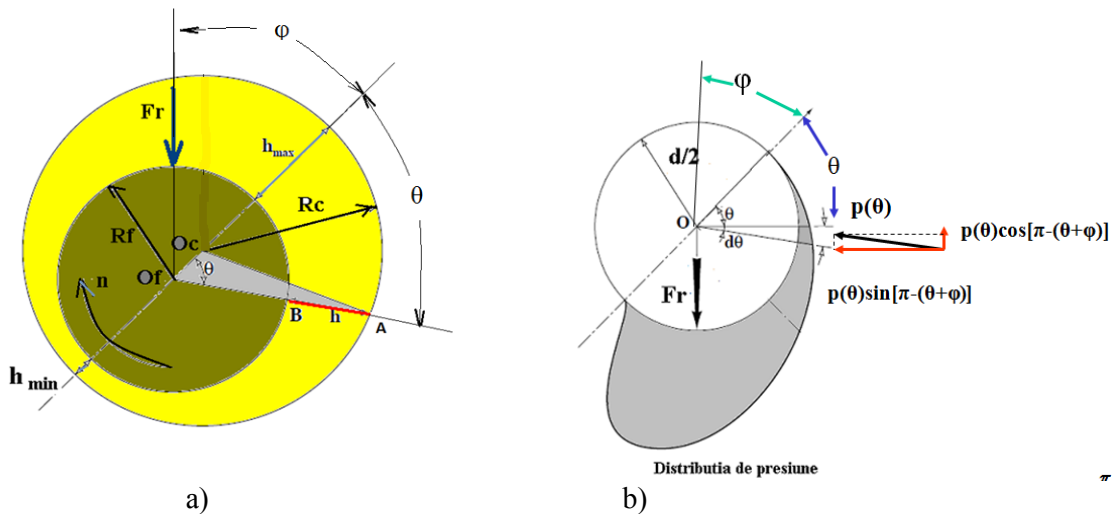


Fig. 3 Poziționarea fusului în timpul funcționării unui lagăr radial lubrifiat a) și distribuția de presiune b)

Detalii privind calculul analitic al unui lagăr radial de alunecare de lungime infinită sunt prezentate în [1]:

## 1. Elemente de calcul specifice lagărului radial de alunecare

Calculul lagărului radial presupune stabilirea unor relații de interdependență dintre sarcina radială, vâscozitatea lubrifiantului, turație și geometrie pe de o parte și grosimea minimă, frecare în lagăr, temperatura, pe de altă parte. Un calcul riguros al lagărului radial de alunecare, de lungime finită, presupune rezolvarea numerică a următoarei ecuații Reynolds pentru curgerea bidirecțională:

$$\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial x} \cdot h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial y} \cdot h^3 \right) = 6\eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

unde direcția  $y$  corespunde direcției de curgere laterală a lubrifiantului.

În cadrul prezentului curs se prezintă o metodologie simplificată pornind de la ecuația Reynolds pentru curgerea unidirecțională în forma integrată, adaptată geometriei circulare a lagărului.

### 1.1. Rezolvarea ecuației Reynolds pentru lagărul radial de alunecare funcționând în regim de ungere HD

Ecuația Reynolds obținută în cazul unei cuple de frecare cu suprafețe plane și cu curgere unidirecțională are următoarea expresie:

$$\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{(h - h_m)}{h^3} \quad (2)$$

Pentru lagărul radial de alunecare ecuația (2) trebuie transformată în coordonate polare.

Astfel, pentru început se impune a se stabili legea de variație a grosimii interstițiului dintre fus și cuzinet în funcție de geometrie și unghiul variabil  $\theta$ .

În acest sens, se utilizează schema din fig. 3a) cu detalierea triunghiului  $O_f O_c A$  conform figurii 4.

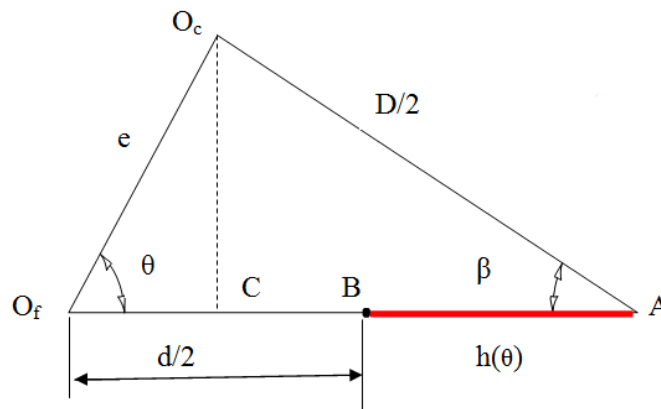


Fig.4 Detaliu pentru determinarea expresiei grosimii filmului  $h(\theta)$

Pe baza schemei din figura 4 se poate scrie :

$$AO_f = O_f B + BA = d/2 + h(\theta) \quad (3)$$

$$AO_f = O_f C + CA = e \cdot \cos \theta + \frac{D}{2} \cdot \cos \beta \quad (4)$$

Unde  $e$  este excentricitatea lagărului (distanța dintre centrul cuzinetului și centrul fusului).

În triunghiul  $O_c O_f A$  înălțimea  $O_c C$  poate fi exprimată astfel :

$$O_c C = e \cdot \sin \theta = \frac{D}{2} \cdot \sin \beta \quad (5)$$

Rezultă :

$$\sin \beta = \frac{2 \cdot e}{D} \cdot \sin \theta \text{ sau } \cos \beta = \sqrt{1 - \left( \frac{2 \cdot e}{D} \cdot \sin \theta \right)^2} \quad (6)$$

Prin dezvoltarea în serie Taylor a relației pentru  $\cos \beta$  și ținând cont că  $e \ll D$  se obține :

$$\cos \beta \cong 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{2 \cdot e}{D} \cdot \sin \theta \right)^2 \cong 1. \text{ iar expresia grosimii filmului devine :}$$

$$h(\theta) = e \cdot \cos \theta + \frac{D-d}{2} \quad (7)$$

Dacă se înlocuiește  $D-d = J$ , expresia grosimii filmului devine :

$$h(\theta) \cong \frac{J}{2} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) \quad (8)$$

unde :

$$\varepsilon = \frac{e}{J/2} \text{ și reprezintă excentricitatea relativă.}$$

Relația (8) pune în evidență o legătură neliniară între grosimea interstițiului și poziția acestuia pe circumferință, fapt ce conduce la complicarea schemelor de calcul .

Forma simplificată a ecuației Reynolds dată de relația (2) se scrie în coordonate polare cu următoarele transformări :

- $dx = \frac{d}{2} \cdot d\theta$
- $v_1 = 0$  (cuzinetul este, în general, staționar)
- $v_2 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{d}{2}$  unde  $n$  este turația fusului în *rot/secundă*;
- $h_m = \frac{J}{2} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta_m)$  unde  $\theta_m$  este unghiul ce corespunde maximului de presiune.

Introducând transformările de mai sus, ecuația Reynolds devine :

$$dp = \left\{ 12 \cdot \pi \cdot \eta \cdot n \cdot \left( \frac{d}{J} \right)^2 \cdot \left[ \frac{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) - (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta_m)}{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta)^3} \right] \right\} \cdot d\theta \quad (9)$$

Din punct de vedere constructiv, lagărul radial se caracterizează prin jocul relativ  $\psi$  definit de relația :

$$\psi = \frac{D-d}{D} = \frac{J}{D} \quad (10)$$

Cu această notație, relația (8), prin integrare , dă valoarea presiunii în zona încărcată [1,2] .

$$p(\theta, \varepsilon) = \frac{12 \cdot \pi \cdot \eta \cdot n}{\psi^2} \left\{ \int \left[ \frac{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) - (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta_m)}{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta)^3} \right] \cdot d\theta + C \right\} \quad (11)$$

Mărimile  $\theta_m$  și  $C$  sunt , pentru un caz dat , constante ce se determină din condițiile la limită.

Într-o primă aproximație se pot introduce următoarele condiții la limită: pentru  $\theta = 0$  ,  $p(0) = p_a$  și pentru  $\theta = \pi$  ,  $p(\pi) = p_a$ , unde  $p_a$  este presiunea atmosferică .

O soluție mai apropiată de realitate se obține pentru următoarele condiții limită: pentru  $\theta = 0$  ,  $p(0) = p_a$  iar pentru  $\theta = \pi + \alpha$  ,  $p(\pi + \alpha) = p_a$  și  $\frac{\partial p(\pi + \alpha)}{\partial \theta} = 0$ , unde  $\pi + \alpha$  este unghiul corespunzător reducerii presiunii din lagăr la valoarea presiunii atmosferice. În aceste condiții limită rezolvarea analitică a ecuației (10) ridică probleme deosebite.

Determinarea excentricității relative  $\varepsilon$  și implicit a grosimii filmului necesită introducerea unei ecuații de echilibru dintre suma forțelor elementare create de presiune și forța radială ce încarcă lagărul . Astfel, din figura 3b), forța elementară pe direcție radială rezultă :

$$dF_r = p(\theta, \varepsilon) \cdot \cos[\pi - (\theta + \varphi)] \cdot \frac{d}{2} \cdot B \cdot d\theta \quad (12)$$

Integrarea acestor forțe elementare pe toată zona încărcată conduce la relația :

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot \int_0^\pi p(\theta, \varepsilon) \cdot \cos[\pi - (\theta + \varphi)] \cdot d \cdot B \cdot d\theta \quad (13)$$

Introducând expresia presiunii din relația (11) și ținând cont de relația:  $\cos[\pi - (\theta + \varphi)] = -\cos(\theta + \varphi)$ , ecuația (13) devine :

$$F_r = \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot n \cdot B \cdot d}{\psi^2} \cdot \int_0^\pi \left\{ \int \left[ \frac{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) - (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta_m)}{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta)^3} \right] \cdot d\theta + C \right\} \cdot \cos(\theta + \varphi) d\theta \quad (14)$$

Forța radială într-un lagăr poate fi exprimată și în funcție de o presiune medie în lagăr,  $p_m$ , cu relația :

$$F_r = p_m \cdot B \cdot d \quad (15)$$

Prin egalarea relațiilor (14) și (15) rezultă:

$$\frac{\eta \cdot n}{p_m \cdot \psi^2} = \frac{1}{6 \cdot \pi} \cdot \left\{ \int_0^\pi \left[ \int \frac{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) - (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta_m)}{(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta)^3} \cdot d\theta + C \right] \cdot \cos(\theta + \varphi) d\theta \right\}^{-1} \quad (16)$$

Relația (16) pune în evidență, la lagărele radiale în regim HD, existența unui parametru adimensional, definit de termenul din dreapta ecuației (16), parametru ce poartă numele de **numărul lui Sommerfeld** [3] sau **coeficient de portanță**,  $C_p$  [4].

Acest parametru poate fi determinat simplu cu ajutorul relației:

$$S = \frac{\eta \cdot n}{p_m \cdot \psi^2} \quad (17)$$

unde vâscozitatea  $\eta$  este exprimată în  $Pa \cdot s$ , turația  $n$  este exprimată în **rot/s**, presiunea medie din lagăr  $p_m$  este exprimată în  $N/m^2$  iar  $\psi$  este jocul relativ din lagăr definit de relația (10) și este o mărime adimensională.

Pentru aplicații ingineresti, numărul lui Sommerfeld, este determinant pentru calculul grosimii minime a filmului de lubrifianț, a pierderilor prin frecare și a debitului de scăpări laterale într-un lagăr radial de alunecare.

## 1.2. Determinarea grosimii minime a filmului de lubrifianț

Prin rezolvarea numerică a ecuației (1) pentru curgerea bidirecțională s-au obținut o serie de diagrame de dependență între numărul lui Sommerfeld și grosimea minimă relativă a filmului de lubrifianț pentru diverse valori ale lățimii Calculul lagărului, în continuare se bazează pe o serie de monograme trasate în funcție de valorile lui  $S$ . Astfel, grosimea minimă relativă a filmului de lubrifianț  $\delta$ , pentru diverse valori ale raportului **lățime lagăr/diametru lagăr**,  $B/D$ .

Grosimea minimă relativă  $\delta$  este definită cu relația:

$$\delta = \frac{2 \cdot h_{\min}}{J} \quad (18)$$

În Fig. 5 se prezintă diagrama de variație a grosimii minime relativă  $\delta$  în funcție de numărul lui Sommerfeld  $S$ , pentru diverse valori ale raportului  $B/D$ . Grosimea minimă relativă  $\delta$  variază teoretic de la zero (cazul static) până la valoarea  $\delta=1$ , când centrul fusului corespunde cu centrul



cuzinetului (caz ideal - pentru turații foarte înalte centrul fusului se poate apropia de centrul cuzinetului).

Există și diagrame în care grosimea minimă relativă  $\delta$  este înlocuită cu excentricitatea relativă  $\epsilon$ , între cele două mărimi există următoarea relație:

$$\delta = 1 - \epsilon \quad (19)$$

Pentru aplicațiile practice uzuale, numărul lui Sommerfeld variază între 0,1 și 10.

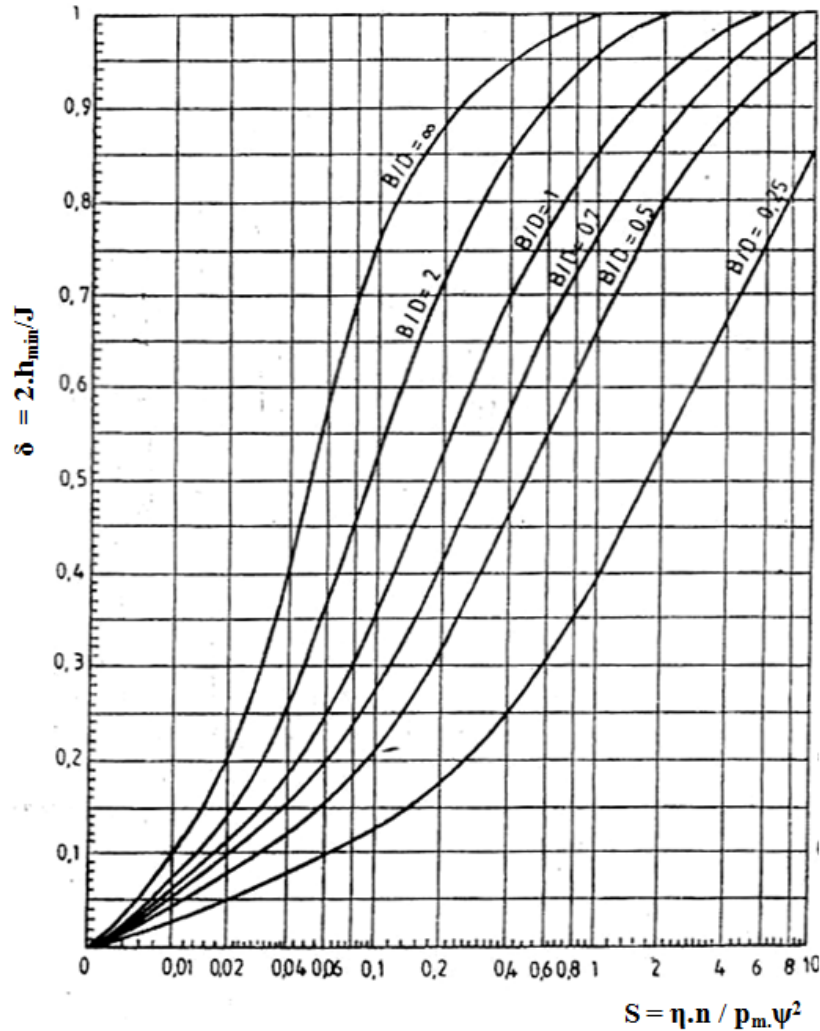


Fig. 5 Variația grosimii minime relative  $\delta$  în funcție de parametrii  $S$  și  $B/D$  [2]

### Aplicația 1

Pentru un lagăr radial cu  $D = 50.050$  mm,  $d = 50$  mm,  $B = 50$  mm funcționând la o sarcină radială  $F_r = 10000$  N și la o turație de 1500 rot/min, să se determine grosimea minimă a filmului, dacă uleiul folosit are o vâscozitate dinamică  $\eta = 0.03$  Pa·s.

#### **Rezolvare:**

Metodologia de calcul presupune determinarea numărului Sommerfeld  $S$  pentru condițiile date și extragerea din diagrama de la Fig. 5 a valorii corespunzătoare pentru  $\delta$ .

1. Se calculează presiunea medie : 
$$p_m = \frac{F_r}{B \cdot D} = 4 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$2. \text{ Se calculează jocul relativ : } \psi = \frac{D-d}{d} = 10^{-3}$$

$$3. \text{ Se transformă turația în rot/sec : } n = \frac{1500}{60} = 25 \frac{\text{rot}}{\text{s}}$$

$$4. \text{ Se calculează numărul lui Sommerfeld: } S = \frac{0.03 \cdot 25}{4 \cdot 10^6 \cdot (10^{-3})^2} = 0.1879$$

$$5. \text{ Din diagrama de la figura (5), pentru } \frac{B}{D} = 1, \text{ rezultă : } \delta \cong 0.52$$

6. Se calculează grosimea minimă :

$$h_{\min} = \delta \cdot \frac{J}{2} = \delta \cdot \frac{\psi \cdot D}{2} = 0.52 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2} = 13 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 13 \mu\text{m}$$

### 1.3 Frecarea în filmul de lubrifiant HD

Frecarea în lagărul radial hidrodinamic poate fi stabilită plecând de la tensiunea tangențială din filmul de lubrifiant utilizând legea lui Newton:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dz} \quad (20)$$

Într-un interstițiu creat între fus și cuzinet, pentru viteza cuzinetului  $v_1 = 0$  și pentru viteza fusului  $v_2 = v_f$ , expresia vitezei de curgere a lubrifiantului este:

$$v = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot (z^2 - z \cdot h) + \frac{z}{h} \cdot v_f \quad (21)$$

Prin derivarea vitezei în raport cu  $z$ , den relațiile (21) și (20) rezultă expresia tensiunii tangențiale:

$$\tau = \frac{1}{2} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot (2 \cdot z - h) + \frac{v_f}{h} \cdot \eta \quad (22)$$

Un calcul exact al frecării în lagăr presupune ca, plecând de la relația tensiunii tangențiale (22), transformată în coordonate polare, să se determine forțele și momentele elementare de frecare, care însumate pe toată circumferința lagărului, să conducă la obținerea momentului total de frecare din lagăr. Calculul este complex și, pentru aplicații practice, se poate utiliza un calcul simplificat, bazat pe diagrame.

Metodologia aproximativă presupune următoarele etape:

1. Se determină valoarea medie a tensiunii tangențiale în interstițiul format de fus și cuzinet utilizând relația:

$$\tau_m = \frac{[\tau_{(z=0)} + \tau_{(z=h)}]}{2} = \eta \cdot \frac{v_f}{h} \quad (23)$$

2. Se consideră o valoare constantă pentru grosimea filmului pe toată circumferința și egală cu jocul radial:

$$h = \frac{J}{2} = \frac{\psi \cdot d}{2} \quad (24)$$

3. Viteza tangențială a fusului se determină cu relația :

$$v_f = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{d}{2} = \pi \cdot n \cdot d \quad (25)$$

4. În aceste condiții, tensiunea de forfecare medie în film are valoarea

$$\tau_m = \eta \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{\psi} \quad (26)$$

5. Această tensiune se consideră că acționează la nivelul întregului lagăr iar forța de frecare rezultă:

$$F_f = \tau_m \cdot \pi \cdot d \cdot B = \eta \cdot \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot d \cdot B}{\psi} \quad (27)$$

6. Dacă se exprimă forța radială  $F_r$  în funcție de presiunea medie,  $F_r = p_m \cdot B \cdot d$ , se poate obține o relație aproximativă pentru coeficientul de frecare din lagăr rezultat al frecării vâscoase,  $\mu_f$ :

$$\mu_f = \frac{F_f}{F_r} = 2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{\eta \cdot n}{p_m \cdot \psi} \quad (28)$$

Dacă se raportează coeficientul de frecare dat de relația (28) la jocul relativ  $\psi$  se obține factorul pierderilor prin frecare  $C_f$  cu următoarea expresie:

$$C_f = \frac{\mu}{\psi} = 2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{\eta \cdot n}{p_m \cdot \psi^2} \quad (29)$$

Ținând cont de relația pentru numărul lui Sommerfeld, factorul pierderilor prin frecare  $C_f$  se poate exprima prin următoarea relație:

$$C_f = 2 \cdot \pi^2 \cdot S \quad (30)$$

Deci și pierderea prin frecare depinde de valoarea numărului lui Sommerfeld.

Într-un calcul exact al pierderilor prin frecare la valoarea lui  $C_f$  determinată cu relația (30) se introduce o corecție astfel încât factorul pierderilor prin frecare devine:

$$C_f = 2 \cdot \pi^2 \cdot S + 0.55 \cdot \left(\frac{D}{B}\right)^{1.5} \quad \text{dacă } \frac{B}{D} < 1 \quad (31)$$

$$C_f = 2 \cdot \pi^2 \cdot S + \frac{1}{\psi} \cdot \left(\frac{D}{B}\right) \quad \text{dacă } \frac{B}{D} \geq 1 \quad (32)$$

Pentru aplicații ingineresti se poate utiliza, într-o primă aproximație, diagrama de variație a factorului de pierdere prin frecare  $C_f$  în funcție de numărul lui Sommerfeld și de raportul  $B/D$  conform figurii 6.

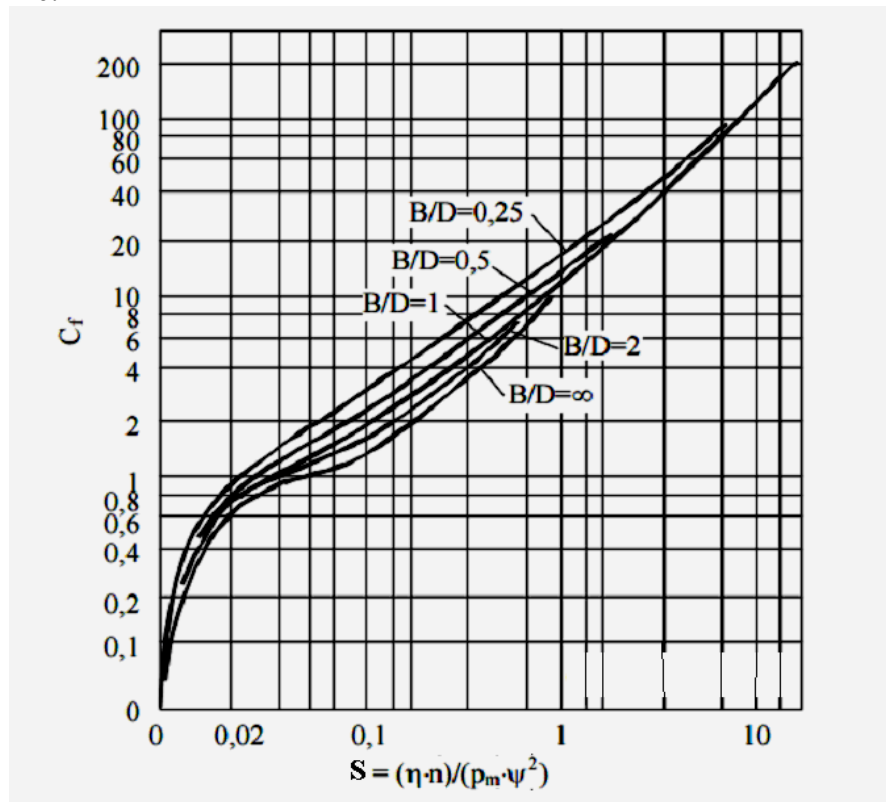


Fig. 6 Variația factorului de pierdere prin frecare  $C_f$  în funcție de numărul lui Sommerfeld și de raportul  $B/D$  [1]

## Aplicația 2

Pentru un lagăr radial cu  $D = 50.050$  mm,  $d = 50$  mm,  $B = 50$  mm funcționând la o sarcină radială  $F_r = 10000$  N și la o turație de 1500 rot/min, să se determine coeficientul de frecare din lagăr, dacă uleiul folosit are o vâscozitate dinamică  $\eta = 0.03$  Pa·s.

### **Rezolvare:**

Metodologia de calcul presupune determinarea numărului Sommerfeld  $S$  pentru condițiile date și extragerea din diagrama de la Fig. 6 a valorii corespunzătoare pentru  $C_f$ .

Întrucât cazul considerat este identic ca cel prezentat la **Aplicația 1**, numărul lui Sommerfeld

$$S = \frac{0.03 \cdot 25}{4 \cdot 10^6 \cdot (10^{-3})^2} = 0.1879.$$

Pentru această valoare a lui  $S$  și pentru raportul  $B/D = 1$  rezulta din diagrama de la Fig. 6 o valoare aproximativă pentru  $C_f$  de 2,5.

Din relația (29) rezultă:  $\mu_f = C_f \cdot \psi$ . Pentru exemplul considerat  $\psi = 10^{-3}$ .

**Valoarea coeficientului de frecare va fi :**  $\mu_f = 2,5 \cdot 10^{-3}$ .

**Momentul de frecare într-un lagăr radial de alunecare funcționând în regim HD** se poate estima cu ajutorul relației:

$$M_f = \mu_f \cdot F_r \cdot \frac{d}{2} = C_f \cdot \psi \cdot F_r \cdot \frac{d}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (33)$$

unde  $F_r$  este dată în N iar diametrul fusului  $d$  este dat în m.

**Puterea disipată prin frecare într-un lagăr radial de alunecare funcționând în regim HD** poate fi calculată cu relația

$$P_f = M_f \cdot \omega \quad (34)$$

Înlocuind  $M_f$  cu relația (33) și considerând  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ , rezultă expresia finală a puterii consumate prin frecare într-un lagăr radial funcționând în regim HD:

$$P_f = C_f \cdot \psi \cdot F_r \cdot d \cdot n \cdot \pi \quad [\text{Watt}] \quad (35)$$

unde  $F_r$  este în N,  $n$  este în rot/s,  $d$  este în m.

## Aplicația 3

Pentru un lagăr radial cu  $D = 50,050$  mm,  $d = 50$  mm,  $B = 50$  mm funcționând la o sarcină radială  $F_r = 10000$  N și la o turație de 1500 rot/min, să se determine puterea consumată prin frecare în lagăr, dacă uleiul folosit are o vâscozitate dinamică  $\eta = 0,03$  Pa·s.

### **Rezolvare:**

Întrucât cazul considerat este identic ca cel prezentat la **Aplicația 2**, numărul lui Sommerfeld  $S = 0.1879$  iar  $C_f = 2,5$ . Conform **Aplicației 1**,  $n = 25$  rot/s.

Puterea consumată prin frecare rezultă:

$$P_f = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 10000 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot \pi = 98,176 \text{ W}.$$

## 1.4 Bilanțul termic în lagărele radiale funcționând în regim HD

Puterea consumată prin frecare se transformă în căldură și este evacuată în diverse moduri :

- prin corpul lagărului în exterior;
- prin circuit forțat de ulei;
- prin circuit forțat de ulei și răcirea corpului lagărului;

Stabilirea unei anumite variante de evacuare a căldurii constituie o problemă de optimizare a lagărului.

Primele două variante se utilizează în general, pentru lagăre ușor și mediu încărcate și au o răspândire mai mare.

### a) Varianta de evacuare a căldurii prin corpul lagărului

În acest caz, fluxul de căldură se degajă prin corpul lagărului în mediul înconjurător, prin convecție, și mai puțin prin radiație.

Pentru fluxul de căldură cedat de lagăr mediului înconjurător se poate utiliza relația:

$$P_c = A_c \cdot K \cdot (T - T_0) \quad [\text{W}] \quad (36)$$

unde  $A_c$  este suprafața exterioară a lagărului prin care se face schimbul de căldură, exprimată în  $\text{m}^2$ ,  $K$  este coeficientul de transfer de căldură global (include convecția și radiația) și se exprimă în  $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ ,  $T$  este temperatura de funcționare a lagărului iar  $T_0$  este temperatura mediului ambiant, ambele temperaturi fiind exprimate în  $^\circ\text{C}$ .

Pentru calcule obișnuite  $A_c \cong (20 \dots 35) \cdot B \cdot D$  iar  $K = (10 \dots 30) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ , valorile superioare pentru  $K$  fiind luate în cazul unei circulații forțate de aer în jurul lagărului.

Neglijând căldura transmisă prin conducție în arbore sau în suportul lagărului, bilanțul termic presupune utilizarea următoarei ecuații:

$$P_f = P_c \quad (37)$$

iar din relațiile (35) și (36) rezultă temperatura de funcționare a lagărului :

$$T = T_0 + \frac{C_f \cdot \psi \cdot F_r \cdot d \cdot \pi \cdot n}{A_c \cdot K} \quad (^\circ\text{C}) \quad (38)$$

### Aplicația 4

**Pentru un lagăr radial cu  $D = 50,050$  mm,  $d = 50$  mm,  $B = 50$  mm funcționând la o sarcină radială  $F_r = 10000$  N și la o turație de 1500 rot/min, să se determine temperatura de echilibru a lagărului, dacă uleiul folosit are o vâscozitate dinamică  $\eta = 0,03$  Pa·s. Se consideră temperatura mediului  $T_0 = 20^\circ\text{C}$ .**

#### **Rezolvare:**

Puterea consumată prin frecare a fost determinată în cadrul Aplicației 3 rezultând  $P_f = 98,176$  W. Pentru a determina temperatura de echilibru a lagărului în condițiile disipării căldurii prin convecție se adoptă următoarele valori pentru  $A_c$  și  $K$  :

$$A_c \cong 30 \cdot B \cdot D = 0,079 \text{ m}^2 ; \quad K = 30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Din relația (38) rezultă :

$$T = 20 + \frac{98,176}{0,079 \cdot 30} = 61,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b) **Varianta de evacuare a căldurii prin lubrifiant**

Această variantă presupune stabilirea debitului de scăpări prin părțile laterale ale lagărului. Debitul de scăpări laterale se poate determina cu relația:

$$Q_s = C_{Q_s} \cdot D^2 \cdot B \cdot n \cdot \psi \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (39)$$

unde  $C_{Q_s}$  este un coeficient al debitului de scăpări laterale, sub formă adimensională și care depinde de numărul lui Sommerfeld și de raportul B/D.

În figura 7 se prezintă variațiile coeficientului debitului de scăpări laterale  $C_{Q_s}$ , în funcție de numărul lui Sommerfeld și de raportul B/D.

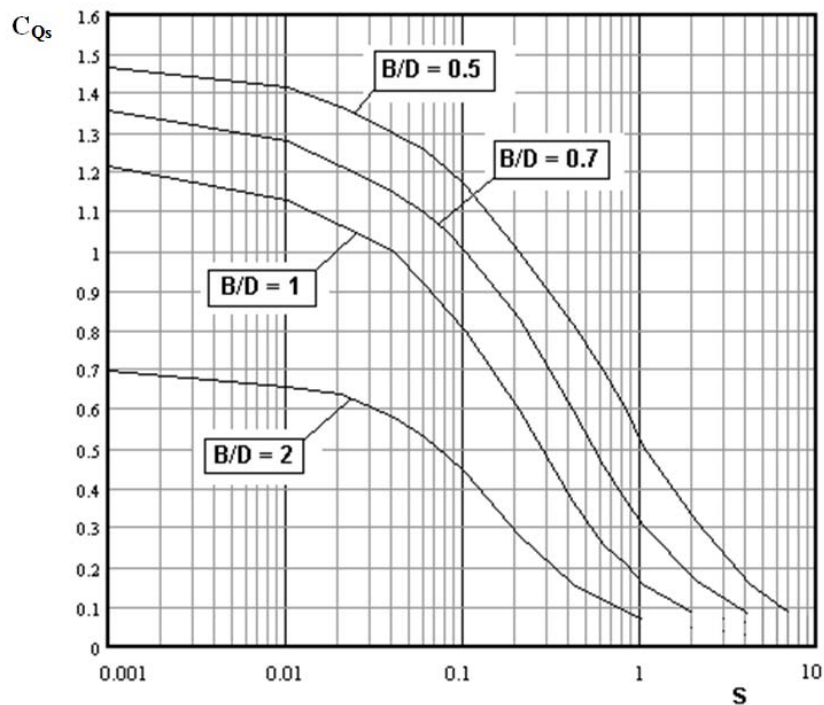


Fig. 7 Variația parametrului  $c_{Q^*}$  în funcție de S și de raportul B/D [1]

Fluxul de căldură preluat de debitul de scăpări este :

$$P_s = Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L \cdot (T - T_i) \quad (40)$$

unde:

- $c_L$  este căldura specifică a lubrifiantului în  $\frac{N \cdot m}{kg \cdot ^\circ C}$ ;
- $\rho_L$  este densitatea lubrifiantului, în  $kg/m^3$ ;
- $T_i$  este temperatura de intrare a uleiului în lagăr, în  $^\circ C$ .

Pentru uleiurile minerale, se pot utiliza următoarele valori aproximative:

$$c_L \approx 1880 \frac{N \cdot m}{Kg \cdot ^\circ C}, \quad \rho_L \approx 900 Kg/m^3.$$

Utilizând relația (40) pentru echilibru termic și considerând că toată căldura este preluată de debitul de lubrifiant  $Q_s$ , rezultă temperatura de regim a lagărului:

$$T = T_i + \frac{C_f \cdot \psi \cdot F_r \cdot d \cdot \pi \cdot n}{Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L} \quad [^\circ\text{C}] \quad (41)$$

### Aplicația 5

Pentru un lagăr radial cu  $D = 50.050$  mm,  $d = 50$  mm,  $B = 50$  mm funcționând la o sarcină radială  $F_r = 10000$  N și la o turație de 1500 rot/min, să se determine temperatura de echilibru a lagărului considerând că toată căldura generată prin frecare este preluată de debitul de scăpări laterale ale uleiului. Uleiul folosit are o vâscozitate dinamică  $\eta = 0.03$  Pa·s, căldura specifică  $c_L \approx 1880 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$ , densitatea  $\rho_L \approx 900 \text{Kg}/\text{m}^3$  iar temperatura de intrare a uleiului în lagăr  $T_i = 25^\circ\text{C}$ .

#### **Rezolvare:**

Întrucât caracteristicile dimensionale și funcționale ale lagărului sunt identice cu cele de la **Aplicația 3**, rezultă că  $S = 0,1879$  și puterea consumată prin frecare  $P_f = 98,176$  W. Din diagramele de la figura 7 se determină coeficientul debitului de scăpări laterale  $C_{Q_s}$ . Pentru raportul  $B/D = 1$  rezultă  $C_{Q_s} = 0,62$ . Cu relația (39) se calculează debitul de scăpări laterale:

$$Q_s = C_{Q_s} \cdot D^2 \cdot B \cdot n \cdot \psi = 0.62 \cdot (0.05)^2 \cdot (0.05) \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 1.93 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Temperatura de echilibru rezultă aplicând relația (41):

$$T = T_i + \frac{P_f}{Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L} = 25 + \frac{98,176}{1.93 \cdot 10^{-6} \cdot 1880 \cdot 900} = 55^\circ\text{C}$$

### c) Varianta de evacuare a căldurii prin convecție și prin lubrifianț

În aplicațiile practice, ambele variante de preluare ale căldurii acționează simultan astfel încât se poate scrie:

$$P_f = P_c + P_s \quad (42)$$

Înlocuind fluxurile de căldură  $P_c$  și  $P_s$  cu relațiile (36) și, respectiv, (40) se obține relația:

$$P_f = A_c \cdot K \cdot (T - T_0) + Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L \cdot (T - T_i) \quad (43)$$

Din relația (43) rezultă temperatura de echilibru din lagăr, T:

$$T = \frac{(P_f + A_c \cdot K \cdot T_0 + Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L \cdot T_i)}{A_c \cdot K + Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L} \quad (44)$$

### Aplicația 6

Pentru un lagăr radial cu  $D = 50.050$  mm,  $d = 50$  mm,  $B = 50$  mm funcționând la o sarcină radială  $F_r = 10000$  N și la o turație de 1500 rot/min, să se determine temperatura de echilibru a lagărului considerând că toată căldura generată prin frecare este preluată prin convecție și prin debitul de scăpări laterale ale uleiului. Uleiul folosit are o vâscozitate dinamică  $\eta = 0.03$  Pa·s, căldura specifică  $c_L \approx 1880 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$ , densitatea  $\rho_L \approx 900 \text{Kg}/\text{m}^3$  iar temperatura de intrare a uleiului în lagăr  $T_i = 25^\circ\text{C}$ . Temperatura mediului ambiant  $T_0 = 20^\circ\text{C}$  iar pentru  $A_c$  și  $K$  se adoptă valorile:  $A_c \cong 30 \cdot B \cdot D = 0.079 \text{m}^2$ ;  $K = 30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ .

#### **Rezolvare:**

Întrucât caracteristicile dimensionale și funcționale ale lagărului sunt identice cu cele de la **Aplicația 3**, rezultă că  $S = 0,1879$  și puterea consumată prin frecare  $P_f = 98,176$  W. Din diagramele de la figura 7 se determină coeficientul debitului de scăpări laterale  $C_{Qs}$ . Pentru raportul  $B/D = 1$  rezultă  $C_{Qs} = 0,62$  iar debitul  $Q_s = 1,93 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Temperatura de echilibru rezultă din ecuația (44):

$$T = \frac{(P_f + A_c \cdot K \cdot T_0 + Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L \cdot T_i)}{A_c \cdot K + Q_s \cdot c_L \cdot \rho_L} = \frac{98,176 + 0,079 \cdot 30 \cdot 20 + 1,93 \cdot 10^{-6} \cdot 1880 \cdot 900 \cdot 25}{0,079 \cdot 30 + 1,93 \cdot 10^{-6} \cdot 1880 \cdot 900} = 40,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pentru varianta de evacuare a căldurii prin convecție s-a obținut în **Aplicația 4** temperatura de echilibru de  $61,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ , pentru varianta de evacuare a căldurii prin debitul de ulei s-a obținut în **Aplicația 5** temperatura de echilibru de  $55 \text{ } ^\circ\text{C}$  iar pentru evacuarea căldurii prin convecție și prin debitul de ulei s-a obținut o temperatură de echilibru de  $40,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Ecuatiile de bilanț termic (38), (41) și (44) sunt stabilite în ipoteza unui regim de ungere izotermic, cu aceeași temperatură a uleiului egală cu temperatura de regim  $T$ . În relațiile mai sus amintite s-a considerat o viscozitate constantă a uleiului. În realitate, în timpul funcționării, căldura degajată prin frecare conduce la scăderea vâscozității uleiului, astfel încât datele de calcul se schimbă, vâscozitatea fiind esențială în stabilirea valorii numărului lui Sommerfeld.

În aplicațiile practice este necesar a se stabili temperatura de echilibru, cu considerarea modificării vâscozității în raport cu temperatura. În aceste condiții calculul temperaturii de regim este un calcul iterativ, care presupune cunoașterea legii de variație a vâscozității uleiului cu temperatura.

Astfel, se impune, inițial, o anumită temperatură de regim, apoi, se stabilește vâscozitatea corespunzătoare acestei temperaturi și se calculează parametrii caracteristici ( $S$ ,  $c_f$ ,  $C_{Qs}$ ,  $P_f$ ,  $Q_s$ ), în final determinându-se temperatura de regim. Dacă între valoarea impusă inițial a temperaturii de regim și valoarea rezultată este o diferență mai mare de  $(2 - 3) \text{ } ^\circ\text{C}$ , se reface calculul, impunând o altă valoare pentru temperatura de regim. Calculul se repetă până la obținerea diferenței acceptabile.

### Aplicația 7

Un lagăr radial de alunecare, încărcat cu o sarcină radială  $F_r = 2000$  N, cu turația fusului  $n = 50$  rot/s, cu jocul relativ  $\psi = 1,5 \cdot 10^{-3}$ , cu diametrul  $D = 30$  mm și cu lățimea  $B = 30$  mm, este uns cu ulei mineral, având următoarea variație a vâscozității cu temperatura:

$$\eta(T) = 3,93 \cdot 10^{-5} \cdot \exp\left[\frac{1028}{T + 95}\right], \text{ unde } \eta(T) \text{ este exprimată în Pa}\cdot\text{s, iar temperatura T este}$$

exprimată în  $^\circ\text{C}$ .

Să se determine;

- Temperatura de funcționare a lagărului, în ipoteza preluării căldurii de către lagăr prin convecție, temperatura mediului ambiant fiind  $T_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ .
- Grosimea minimă a filmului de lubrifiant la temperatura de echilibru.

### Metodologia de rezolvare:

a) Se presupune inițial că temperatura de regim are o valoare  $T_1$  (se impune o valoare mai mare decât temperatura mediului ambiant și mai mică de  $80 \text{ } ^\circ\text{C}$ ). Pentru această temperatură inițială se determină vâscozitatea uleiului folosit  $\eta_{T1}$ . Fie pe baza unei relații, ca în exemplul dat, fie pe baza diagramei de variație a vâscozității cu temperatura. Cu această viscozitate se calculează numărul lui Sommerfeld corespunzător  $S_{T1}$ . Se determină puterea consumată prin frecare  $P_{f,T1}$  conform



metodologiei de la **Aplicația 3**. Se determină apoi temperatura de echilibru considerând transferul termic prin convecție, conform metodologiei de la **Aplicația 4**, rezultând temperatura de echilibru  $T_{T1}$ . În continuare se compară temperatura de echilibru rezultată  $T_{T1}$  cu temperatura inițială impusă  $T_1$ . Dacă diferența dintre cele două temperaturi este mai mare decât  $(3-5)^\circ\text{C}$ , se repetă calculul cu o altă temperatură inițială  $T_2$ . Se recomandă ca  $T_2 = (T_{T1} + T_1)/2$ . Se determină vâscozitatea uleiului pentru noua vâscozitate  $T_2$ , se recalculează numărul lui Sommerfeld pentru noua vâscozitate  $S_{T2}$  și se recalculează temperatura de echilibru  $T_{T2}$ . Urmează o nouă comparație între temperatura impusă  $T_2$  și temperatura rezultată din ecuația de echilibru termic  $T_{T2}$ . Dacă diferența este mai mică de  $(3-5)^\circ\text{C}$  calculul se oprește,  $T_{T2}$  fiind acceptată ca temperatură de echilibru. În caz contrar, se repetă calculul cu o altă temperatură  $T_3 = (T_{T2} + T_2)/2$  și calcul se poate opri sau se poate relua, în funcție de diferența dintre temperatura impusă și cea rezultată din bilanțul termic.

b. După stabilirea valorii corecte a temperaturii de echilibru, se determină vâscozitatea uleiului la această temperatură și se calculează grosimea minimă a filmului de lubrifianț  $h_{\min}$  conform metodologiei indicată la **Aplicația 1**.

### Rezolvarea Aplicației 7:

a) Inițial, se consideră o temperatură de regim a lagărului  $T_1 = 50^\circ\text{C}$  și din relația dată rezultă o vâscozitate a uleiului  $\eta_{T1} = 0.047\text{ Pa}\cdot\text{s}$ .

- presiunea medie rezultă  $p_m = \frac{F_r}{B \cdot D} = \frac{2 \cdot 10^3}{0.03 \cdot 0.03} = 2,22 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
- numărul lui Sommerfeld este:  $S = \frac{\eta_{T1} \cdot n}{p_m \cdot \Psi^2} = \frac{0.047 \cdot 50}{2,22 \cdot 10^6 \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 0,471$ ;
- din diagrama de la figura 6, pentru  $B/D = 1$ , rezultă că  $c_f \approx 9$ ;
- se adoptă coeficientul de transfer de căldură  $K = 30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ , aria de schimb de căldură se consideră a fi  $A_c \cong 30 \cdot B \cdot D \text{ m}^2 = 0.027 \text{ m}^2$ , iar temperatura mediului este  $T_0 = 20^\circ\text{C}$ ;
- temperatura de funcționare a lagărului rezultă din relația (2.143):

$$T_{T1} = T_0 + \frac{C_f \cdot \psi \cdot F_r \cdot d \cdot \pi \cdot n}{A_c \cdot K} = 20 + \frac{9 \cdot 1.5 \cdot 10^{-3} \cdot 2000 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 50}{0.027 \cdot 30} = 177^\circ\text{C}$$

Întrucât temperatura rezultată din bilanțul termic este mult mai mare decât temperatura adoptată inițial, se reface calculul cu o temperatură  $T_2$  mai mare decât  $T_1$ .

Se adoptă pentru  $T_2 = 78^\circ\text{C}$ , vâscozitatea uleiului la această temperatură este de  $0,015\text{ Pa}\cdot\text{s}$ , numărul lui Sommerfeld este  $S_{T2} = 0,155$ , coeficientul pierderilor prin frecare este  $c_f \approx 3,5$ , iar

temperatura de regim rezultă  $T_{T2} \approx 81^0 \text{ C}$ . Temperatura de regim rezultată este suficient de apropiată de valoarea impusă ( $T_{T2} - T_2 = 3^0 \text{ C}$ ), astfel încât calculul se poate considera încheiat.

b) Pentru temperatura de  $78^0 \text{ C}$ , numărul lui Sommerfeld este  $S_{T2} = 0,155$ . Din diagrama de la figura 5 rezultă grosimea minimă relativă de film  $\delta = 0,47$ . Grosimea minimă a filmului de lubrifianț

rezultă: 
$$h_{\min} = \delta \cdot \frac{\psi \cdot D}{2} = 0,47 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2} = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 10,5 \mu\text{m}$$

### **Bibliografie (selectivă)**

[1] Olaru Dumitru, Fundamente de lubrificație, Editura „Gh. Asachi” Iași, 2002.

[2] Olaru Dumitru, Tribologie, Litografia Universității Tehnice „Gh. Asachi” din Iași, 1995.

[3] V. N. Constantinescu, Al. Nica, M. D. Pascovici, Gh. Ceptureanu, St. Nedelcu – Lagare cu alunecare Ed. Tehnică, București, 1980.

[4] D. Pavelescu, Tribotehnica, Ed. Tehnică, București, 1983

## CURSUL 10 TRIBOLOGIE

### REGIMUL DE UNGERE ELASTOHIDRODINAMIC (EHD)

#### 1. Regimuri de ungere în cuple de frecare puternic solicitate

În general, în cuplele de frecare superioare, cu contact liniar sau punctual (rulmenți, angrenaje, ghidaje cu rostogolire), se dezvoltă tensiuni de contact ridicate, cuprinse în limitele 500...2500 N/mm<sup>2</sup>.

În funcționare și în prezența lubrifiantului, la nivelul acestor cuple de frecare se pot dezvolta patru regimuri de ungere. Aceste regimuri sunt dependente de mărimea sarcinii, de elasticitatea materialelor ce formează cupla, de variația vâscozității lubrifiantului cu presiunea, de viteză și de geometrie.

- a) Regimul “**isovâscos-rigid**” (**IVR**) apare atunci când solicitările în zona contactului sunt relativ mici, astfel încât deformațiile elastice ale suprafeței cuplei, cât și modificările de vâscozitate cu presiunea pot fi neglijate. Acest regim este, practic, un regim hidrodinamic, aplicat la cuple superioare, în care predomină mișcarea de rostogolire.
- b) Regimul “**piezovâscos-rigid**” (**PVR**) apare în cazul unor deformații elastice ne semnificative pentru suprafețele cuplei, dar cu o pronunțată variație a vâscozității cu presiunea de contact.
- c) Regimul “**isovâscos-elastic**” (**IVE**) apare în cazul unor deformații elastice apreciabile ale suprafețelor cuplei, fără ca lubrifiantul să-și modifice semnificativ vâscozitatea în raport cu presiunea de contact. Un asemenea regim apare, cu precădere, în cazul utilizării pentru cupla de frecare a unor materiale cu modul de elasticitate mai mic decât cel al oțelului (cauciuc, unele materiale plastice etc.).
- d) Regimul “**piezovâscos-elastic**” (**PVE**), cunoscut și sub denumirea de regimul “**elastohidrodinamic**”, apare atunci când atât deformațiile elastice ale suprafețelor cuplelor, cât și modificările vâscozității lubrifiantului sub influența presiunii de contact devin semnificative și nu mai pot fi neglijate. Un asemenea regim apare curent în rulmenți, în roți dințate, în variatoare EHD, în cupla camă-tachet etc.

În general, ultimele trei regimuri de ungere, (**PVR**), (**IVE**) și (**PVE**), sunt abordate unitar și sunt incluse în teoria ungerii elastohidrodinamice. Funcție de natura contactului, liniar sau punctual, regimurile de ungere mai sus menționate sunt tratate diferențiat, din cauza complexității metodelor de calcul.

## 2. Regimul de ungere hidrodinamic pentru cilindri - regimul IVR

### 2.1 Soluție analitică în contactul liniar cu lungime mare în raport cu raza echivalentă

Cupla de frecare realizată din doi cilindri rigizi în contact cu rostogolire și în prezența lubrifianțului poate fi echivalată, din punctul de vedere al ungerii, cu o cuplă de frecare realizată de un cilindru și o suprafață plană.

Astfel, dacă  $R_1$  și  $R_2$  sunt razele celor doi cilindri în contact, raza cilindrului echivalent este dată de relația:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \quad (1)$$

Semnul (+) se utilizează când ambele suprafețe sunt convexe iar semnul (-) se utilizează pentru suprafața cu raza  $R_2$  concavă.

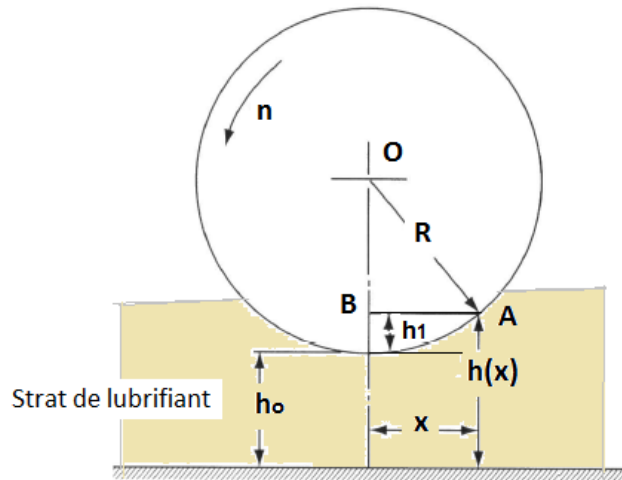


Fig.1 Contactul lubrifiat dintre un cilindru rigid și un plan

Conform schemei din Fig. 1 la o distanță  $x$  de poziția pe verticală a centrului cilindrului, grosimea stratului de ulei este  $h(x)$  și poate fi scrisă ca suma a celor două grosimi  $h_0$  și  $h_1$ :

$$h(x) = h_0 + h_1 \quad (1)$$

În triunghiul OAB, dacă se aplică teorema lui Pitagora se poate scoate relația lui  $h_1$ :

$$(R - h_1)^2 = R^2 - x^2 \quad (2)$$

Din ecuația (2), ținând cont că  $h_1 \ll R$  ( $x$  fiind în vecinătatea zonei centrale), rezultă relația aproximativă pentru  $h_1$ :

$$h_1(x) = \frac{x^2}{2} \cdot \frac{1}{R} \quad (3)$$

Din relațiile (1) și (3) rezultă valoarea lui  $h(x)$ :

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2} \cdot \frac{1}{R} \quad (4)$$

Dacă se neglijează curgerea laterală ca urmare a lungimii mari a celor doi cilindri în contact, se poate utiliza ecuația Reynolds sub forma integrată în raport cu direcția de rostogolire  $Ox$  în care se introduce  $h(x)$  din relația (4). După unele transformări, rezultă expresia variației de presiune pentru curgerea pe direcția axei  $Ox$ :

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2)}{h_0^2} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{x^2}{2 \cdot h_0 \cdot R} \right)^{-2} - \frac{h_m}{h_0} \cdot \left( 1 + \frac{x^2}{2 \cdot R \cdot h_0} \right)^{-3} \right] \quad (5)$$

Făcând schimbarea de variabilă,  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{x}{\sqrt{2 \cdot R \cdot h_0}}$ , ecuația (5) devine:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot h_0}}{h_0^2} \cdot \left( \cos^2 \varphi - \frac{h_m}{h_0} \cdot \cos^4 \varphi \right) \quad (6)$$

Ecuația presiunii (6) se poate integra, iar condițiile la limită permit stabilirea distribuției presiunii, precum și determinarea grosimii filmului în zona presiunii maxime,  $h_m$ .  
Detalii de calcul sunt date în [1].

Pentru doi cilindri în contact cu rostogolire, aplicând o metodologie similară ca la cupla hidrodinamică plană, prin echilibrarea forței normale  $Q$  cu forța rezultată din distribuția de presiune hidrodinamică ce se dezvoltă în timpul funcționării cuplei, rezultă grosimea minimă a filmului de lubrifiant în zona centrală a contactului,  $h_0$ :

$$h_0 = C \cdot (v_1 + v_2) \cdot \eta \cdot \frac{R \cdot B}{Q} \quad (7)$$

unde  $C \cong 2.44$  pentru raportul  $\frac{R}{h_0} > 10^4$ ,  $B$  este lățimea în contact a cilindrilor,  $R$  este raza

echivalentă a celor doi cilindri,  $v_1$  și  $v_2$  sunt vitezele tangențiale în zona de contact ale suprafețelor celor doi cilindri iar  $\eta$  este vâscozitatea lubrifiantului la presiune normală și la temperatura de funcționare a cuplei.

### Aplicația 1

**Se consideră doi cilindri din oțel în contact cu rostogolire, cu razele  $R_1 = 50$  mm și  $R_2 = 60$  mm, rotindu-se cu turațiile  $n_1 = 1500$  rot/min și  $n_2 = 1200$  rot/min.**

**Dacă lățimea cilindrilor este  $B = 100$  mm, iar sarcina normală  $Q = 1000$  N, să se determine grosimea minimă a filmului dintre cei doi cilindri, în condițiile unei ungeri abundente cu un ulei mineral având vâscozitatea  $\eta = 0.05$  Pa·s.**

### **Rezolvare:**

– Raza cilindrului echivalent este  $R = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = 27.27$  mm.

– Vitezele tangențiale la nivelul suprafețelor cilindrice sunt :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot R_1 = 7.85 \frac{m}{s}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \cdot R_2 = 7.536 \frac{m}{s}$$

– Din relația (7) rezultă :

$$h_0 = 2.44 \cdot (7.85 + 7.536) \cdot 0.05 \cdot \frac{27.27 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{1000} = 5.1 \cdot 10^{-6} m.$$

Rezultă grosimea minimă  $h_0 = 5.1 \mu m$ .

### **2.2. Soluție analitică în contactul liniar de lungime redusă**

În cazul a doi cilindri rigizi, cu lungime de contact mică în raport cu raza echivalentă ( $B < R$ ), debitul de curgere pe direcția de rostogolire este mult mai mic decât debitul de curgere cauzat de pierderile laterale și poate fi neglijat.

În acest caz, se folosește ecuația Reynolds pentru curgerea bidirecțională dată de relația:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho \cdot h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho \cdot h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \cdot (v_1 + v_2) \frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial x} \quad (8)$$

Dacă se neglijează debitul de curgere pe direcția de rostogolire (direcția  $Ox$ ), ecuația (8) devine:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \cdot (v_1 + v_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (9)$$

Întrucât grosimea interstițiului  $h$  nu variază pe direcția transversală (Oy), ecuația (9) poate fi integrată în raport cu variabila  $y$ .

Rezultă următoarea expresie pentru presiune:

$$p(x, y) = \frac{6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2)}{h^3} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \cdot \frac{y^2}{2} + \frac{C_1}{h^3} + C_2 \quad (10)$$

Constantele de integrare  $C_1$  și  $C_2$  se determină din următoarele condiții limită:

- pentru  $y = -B/2$ ,  $p = 0$ ;
- pentru  $y = B/2$ ,  $p = 0$ .

Ținând cont de relația (4), care aproximează interstițiul  $h(x)$ , se obține următoarea expresie pentru distribuția de presiune:

$$p(x, y) = -\frac{3 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2)}{R} \cdot \left( \frac{B^2}{4} - y^2 \right) \cdot \frac{x}{(h_0 + x^2/2 \cdot R)^3} \quad (11)$$

Grosimea minimă a filmului de lubrifianț rezultă din echilibrul forțelor de presiune pe direcția axei Oz, cu sarcina de apăsare  $Q$ :

$$Q = \int_{-\infty}^0 \int_{-B/2}^{B/2} p(x, y) \cdot dx \cdot dy \quad (12)$$

Prin integrarea ecuației (12), rezultă valoarea sarcinii de apăsare  $Q$ :

$$Q = \frac{\eta \cdot (v_1 + v_2)}{4} \cdot \frac{B^3}{h_0^2} \quad (13)$$

Din relația (13) rezultă, pentru grosimea minimă  $h_0$ , următoarea expresie:

$$h_0 = \sqrt{\frac{\eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot B^3}{4 \cdot Q}} \quad (14)$$

O comparație făcută între cele două variante (cilindri de lungime mare și cilindri de lungime redusă) pune în evidență mari diferențe la nivelul capacității portante și la nivelul grosimii minime a filmului. Astfel, o primă diferență constă în aceea că, **la cilindrii de lungime redusă, raza echivalentă nu influențează nici grosimea minimă a filmului și nici capacitatea portantă**. A doua diferență constă în aceea că, **la cilindrii de lungime infinită, grosimea minimă a filmului este proporțională cu  $Q^{-1}$** , în timp ce, **la cilindrii de lungime redusă, grosimea minimă a filmului este proporțională cu  $Q^{-0,5}$** .

## Aplicația 2

Se consideră doi cilindri din oțel în contact cu rostogolire, cu razele  $R_1 = 50$  mm și  $R_2 = 60$  mm, rotindu-se cu turațiile  $n_1 = 1500$  rot/min și  $n_2 = 1200$  rot/min.

Dacă lățimea cilindrilor este  $B = 10$  mm, iar sarcina normală  $Q = 1000$  N, să se determine grosimea minimă a filmului dintre cei doi cilindri, în condițiile unei ungeri abundente cu un ulei mineral având vâscozitatea  $\eta = 0.05$  Pa·s.

## Rezolvare:

– Raza cilindrului echivalent este  $R = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = 27.27 \text{ mm}$ .

– Vitezele tangențiale la nivelul suprafețelor cilindrice sunt :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot R_1 = 7.85 \frac{\text{m}}{\text{s}} ; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \cdot R_2 = 7.536 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

-Din relația (14) rezultă grosimea minimă a filmului de lubrifianț ho:

$$h_0 = \sqrt{\frac{0.05 \cdot (7.85 + 7.536) \cdot 0.01^3}{4 \cdot 1000}} = 13.8 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Cele două tipuri de soluții analitice prezentate anterior – **pentru cilindrii de lungime infinită și pentru cilindrii de lungime redusă** – reprezintă cazuri limită pentru care există soluții analitice la ecuația lui Reynolds. Pentru cazul general, cu luarea în considerare a ambelor curgeri (și pe direcția de mișcare și pe direcția laterală) nu există rezolvări analitice. În monografia [1] se prezintă o metodologie numerică de rezolvare a ecuației Reynolds pentru cazul real, cu luarea în considerare a curgerii lubrifianțului pe ambele direcții (Ox și Oy).

### 3. Regimul de ungere Elastohidrodinamic pentru contact liniar - regimul EHD

Relațiile specifice regimului de ungere hidrodinamic la nivelul contactelor liniare pot fi utilizate în cazul unor încărcări reduse, când deformațiile elastice ale corpurilor în contact sunt nesemnificative, când lubrifianțul se consideră incompresibil, iar vâscozitatea se consideră constantă. În multe aplicații practice, presiunile de contact pot depăși (1 – 2) GPa, deformațiile elastice devin importante, vâscozitatea lubrifianțului crește substanțial, iar densitatea lubrifianțului crește cu (20 – 30)%.

Aplicarea relațiilor pentru grosimea minimă a filmului de lubrifianț, specifice regimului de ungere HD pentru contactul liniar a condus la valori mult mai mici decât cele care apar în realitate. A fost necesar, astfel, să se introducă noi ipoteze de lucru în rezolvarea ecuației Reynolds pentru contactele liniare și punctuale cu rostogolire.

Prima realizare deosebită în acest sens s-a datorat lui Grubin care, în 1949, a luat în considerare, pentru prima dată, **deformarea elastică a celor două corpuri solide în contact, precum și variația vâscozității cu presiunea.**

În ultimii 60 de ani, teoria ungerii elastohidrodinamice-EHD s-a dezvoltat continuu, fiind și astăzi un domeniu de mare actualitate.

#### 1.3. Modelul Grubin pentru contactul liniar de lungime infinită

Conform schemei din figura 2, la presiuni de contact ridicate, deformațiile elastice ale cilindrului echivalent au valori comparabile cu cele ale grosimii filmului și, prin urmare, sunt luate în considerare în studiul ungerii.

Astfel, grosimea filmului  $h(x)$  se poate scrie sub forma:

$$h(x) = h_0 + h_1(x) + w(x) \quad (15)$$

Înlocuind pe  $h_1(x)$  cu relația (3) rezultă:

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2 \cdot R} + w(x) \quad (16)$$

unde  $w(x)$  reprezintă deformația elastică a cilindrului echivalent, sub acțiunea presiunii de contact.

În ipoteza deformațiilor elastice,  $w(x)$  depinde de valoarea presiunii în punctul considerat și se poate exprima prin relația:

$$w(x) = -\frac{2}{\pi \cdot E'} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} p(\xi) \cdot \ln \left| \frac{x - \xi}{\xi} \right| d\xi \quad (17)$$

unde :

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \text{ iar } \xi \text{ este o variabilă de integrare cu dimensiune de lungime.}$$

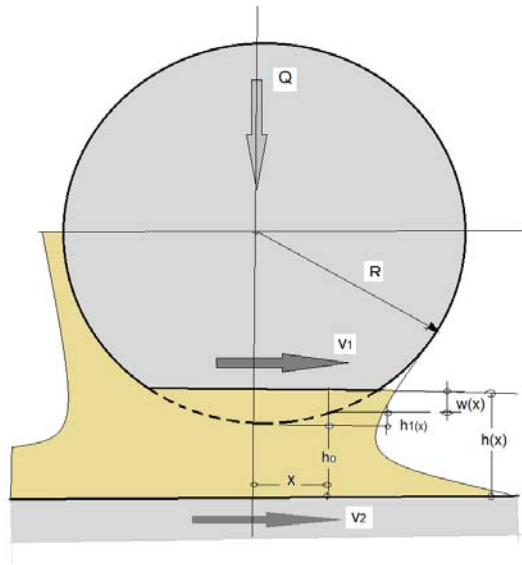


Fig. 2 Contactul deformat și cu film de lubrifianț între un cilindru și un plan

Pentru variația vâscozității cu presiunea se utilizează legea lui Barus:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p} \quad (18)$$

unde:

- $\eta_0$  reprezintă vâscozitatea lubrifianțului la presiunea atmosferică și la temperatura de funcționare a cuplei;
- $\alpha$  este exponentul de piesovâscozitate;
- $p$  este presiunea din contact.

Dacă se consideră lubrifianțul incompresibil și dacă se neglijează pierderile laterale, se poate aplica ecuația Reynolds pentru curgerea unidirecțională, rezultând următoarea formă a ecuației Reynolds:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p} \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{(h - h_m)}{h^3} \quad (19)$$

Ecuația (19) poate fi pusă sub forma:

$$e^{-\alpha \cdot p} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \eta_0 \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{(h - h_m)}{h^3} \quad (20)$$

Luarea în considerare a variației vâscozității cu presiunea permite să se observe că, la creșterea presiunii, se conturează foarte bine prezența unei grosimi constante a filmului pe toată zona de contact. Se poate evidenția simplu acest aspect dacă se analizează ecuația (20). Astfel, pentru  $\alpha = 2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2 / \text{N}$  și  $p = 10^9 \text{ N} / \text{m}^2$ , rezultă că  $e^{-\alpha \cdot p} \cong 2.06 \cdot 10^{-9}$ . Pentru presiune se consideră distribuția hertziană dată de relația:

$$p = p_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2}} \quad (21)$$

unde:

- $p_0$  este presiunea din centrul contactului;
- $b$  este semilățimea benzii de contact.



Cu excepția capetelor (pentru  $x = \pm b$ ), derivata presiunii în raport cu  $x$  are valori reduse, astfel că produsul  $e^{-\alpha \cdot p} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \rightarrow 0$ . Prin urmare, în ecuația (20), dacă termenul din stânga tinde la zero, rezultă că și termenul din dreapta va tinde la zero, rezultând că  $h = h_m$ , deci suprafețele deformate în zona de contact sunt paralele și separate printr-un film de lubrifianț de grosime constantă  $h_m$ .

Pornind de la această observație, modelul lui Grubin admite o distribuție Hertziană a presiunii pe zona de contact, dată de relația (21) și o separare printr-o grosime de film  $h_m$ , a celor două suprafețe de contact, considerate paralele în zona deformată.

Grubin rezolvă analitic ecuația Reynolds și obține o relație pentru calculul grosimii centrale a filmului de lubrifianț exprimată astfel:

$$h_m = 1,95 \cdot R \cdot (G \cdot U)^{0,727} \cdot W^{-0,091} \quad (22)$$

Parametrii adimensionali din ecuația (22) sunt consacrați în regimul de ungere EHD și au următoarele expresii:

$G = \alpha \cdot E'$  - parametru adimensional de material;

$U = \frac{\eta_0 \cdot v}{E' \cdot R}$  - parametru adimensional de viteză;

$W = \frac{Q}{E' R \cdot B}$  - parametru adimensional de încărcare, unde  $B$  este lățimea contactului;

$E'$  - modulul de elasticitate echivalent dat de relația:  $\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$ ;

$R$  - raza de curbura echivalentă dată de relația:  $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$

$v = \frac{v_1 + v_2}{2}$  - viteza de intrare a lubrifianțului în contact;

$B$  este lățimea de contact a celor doi cilindri.

În figura 3, se prezintă distribuția de presiune utilizată de Grubin și zona centrală cu grosimea constantă  $h_m = h_0$ .

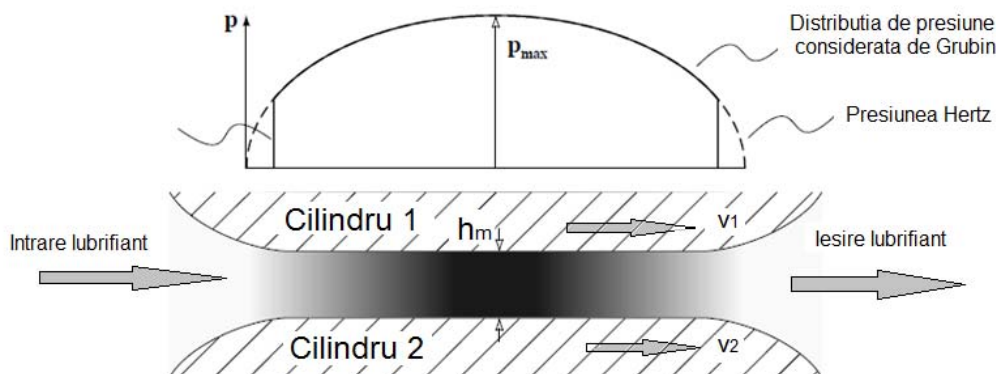


Fig. 3 Modelul de ungere EHD utilizat de Grubin [4]

### 2.3. Modele actuale pentru regimul EHD la contactul liniar

Cercetări ulterioare, printre care și cele efectuate de Greenwood (1972), Hamrock & Dowson (1977, 1987), Jacobson (1991) au fundamentat teoria ungerii EHD pentru contactele liniare impunând o serie de corecții la modelul lui Grubin [1,2,5]:

- presiunea în zona de intrare în contact crește de la o distanță mai mare decât semilățimea benzii de contact;
- presiunea în filmul de lubrifianț urmărește doar parțial distribuția Hertziană dată de relația (21), pentru că în zona de ieșire din contact presiunea are un vârf, care poate ajunge la valori de câteva ori mai mari decât presiunea maximă Hertziană;
- zona centrală cuprinde o porțiune de platou, cu grosime constantă,  $h_m = h_0$ , după care urmează, la ieșirea din contact, o zonă de ștrangulare, cu o grosime minimă,  $h_{min}$ , care ajunge la (75 – 80)% din grosimea centrală.

În figura 4 se prezintă profilul zonei deformată dintre cei doi cilindri și distribuția de presiune generată prin efect EHD.

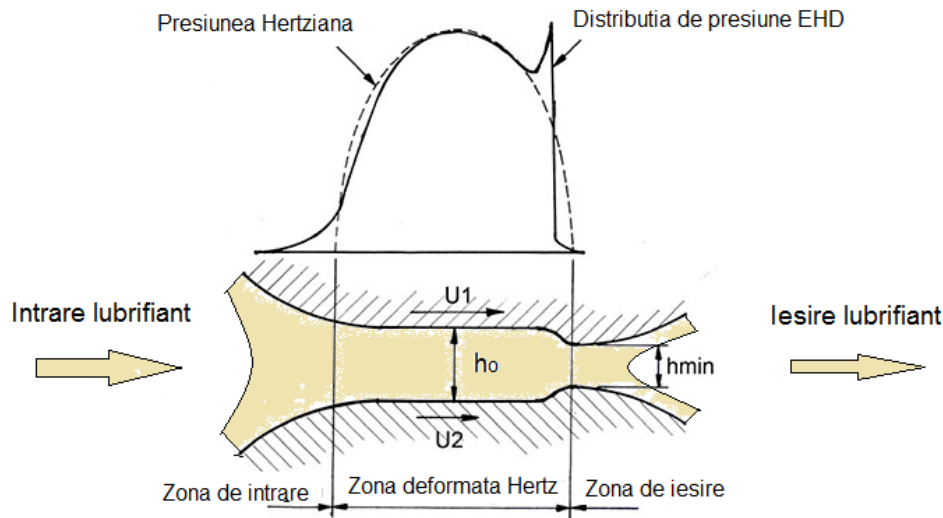


Fig. 4 Modelul de ungerie EHD utilizat de Hamrock & Dowson (1987)

Modelul Hamrock & Dowson (1987) permite determinarea celor două grosimi ale filmului de lubrifianț  $h_0$  în zona centrală a contactului și  $h_{min}$  în zona de ieșire a lubrifianțului din contact cu următoarele relații:

$$h_0 = 2,922 \cdot R \cdot U^{0,692} \cdot G^{0,470} \cdot W^{-0,166} \quad (23)$$

$$h_{min} = 1,714 \cdot R \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568} \cdot W^{-0,128} \quad (24)$$

unde parametrii adimensionali  $U$ ,  $G$  și  $W$  sunt similari celor utilizați în relația lui Grubin și au fost prezentați mai sus.

Întrucât parametrii  $U$ ,  $G$  și  $W$  sunt adimensionali, grosimile filmului  $h_0$  și  $h_{min}$  rezultă în unitatea de măsură utilizată pentru raza echivalentă ( $m$  sau  $mm$ ).

Se face precizarea că mărimile care intră în calculul parametrilor adimensionali  $U$ ,  $G$  și  $W$  se iau în unitățile de măsură internaționale, astfel: pentru raza echivalentă  $R$  și pentru lățimea  $B$  a contactului se utilizează metrul, pentru forța normală  $Q$  se utilizează Newton, pentru vâscozitatea  $\eta_0$  se utilizează  $Pa \cdot s$ , pentru viteza de intrare a lubrifianțului în contact  $v$  se utilizează  $m/s$ , pentru modulul de

elasticitate echivalent  $E'$  se utilizează  $Pa$ , pentru exponentul de piesovâscozitate  $\alpha$  se utilizează  $Pa^{-1}$ .

În tabelul 1 se prezintă modul cum au evoluat relațiile pentru calculul grosimii minime a filmului de lubrifianț pe parcursul ultimilor 50 de ani, odată cu perfecționarea mijloacelor de calcul numeric și a cercetărilor experimentale.

**Tabelul 1**

Relația de calcul pentru $h_{min}$ la contact liniar	Autori	Anul
1. $h_{min} = 1,6 \cdot R \cdot U^{0,7} \cdot G^{0,6} \cdot W^{-0,13}$	Dowson și Higginson	1966
2. $h_{min} = 2,65 \cdot R \cdot U^{0,7} \cdot G^{0,54} \cdot W^{-0,13}$	Dowson	1968
3. $h_{min} = 3,63 \cdot R \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073}$	Hamrock și Dowson	1977
4. $h_{min} = 3,07 \cdot R \cdot U^{0,71} \cdot G^{0,57} \cdot W^{-0,11}$	Jacobson	1991

Analiza relațiilor pentru grosimea minimă a filmului de lubrifianț permite să se facă următoarele aprecieri:

- Grosimea minimă a filmului de lubrifianț depinde în cea mai mare măsură de parametrul de viteză:  $h_{min} \propto U^{(0,68 \div 0,71)}$ . Pentru o geometrie dată și pentru materiale impuse, parametrul de viteză se modifică doar prin produsul  $(\eta \cdot v)$ . Prin urmare, creșterea grosimii filmului de lubrifianț se poate realiza, practic, prin creșterea vitezei sau prin creșterea vâscozității lubrifianțului. Parametrul de viteză  $U$  are valori uzuale cuprinse în intervalul  $10^{-12} - 10^{-9}$ .
- Grosimea minimă a filmului depinde în mică măsură de încărcare:  $h_{min} \propto W^{-(0,073 \div 0,166)}$ . Astfel, spre exemplu, la creșterea sarcinii cu 100%, grosimea minimă se reduce doar cu (5 – 12)%. Parametrul de sarcină  $W$  are valori uzuale cuprinse în intervalul  $10^{-7} - 10^{-5}$ .
- Grosimea minimă a filmului este dependentă de parametrul de material în relația:  $h_{min} \propto G^{(0,49 \div 0,6)}$ . Pentru contactele de rostogolire din oțel și pentru ulei mineral, parametrul de material are valori cuprinse în limitele  $G = (4000 - 6000)$ .
- Deși grosimea minimă a filmului de lubrifianț este direct proporțională cu raza echivalentă a celor doi cilindri în contact  $R$  în toate formulele, dat fiind prezența razei  $R$  în parametrul de viteză  $U$  și în parametrul de sarcină  $W$ , efectul direct al razei echivalente este mai mic,  $h_{min} \propto R^{(0,39 \div 0,45)}$ . Cu toate acestea, creșterea dimensiunilor celor doi cilindri are ca efect creșterea grosimii filmului.

### Aplicatia 3

Se consideră doi cilindri din oțel în contact cu rostogolire, cu razele  $R_1 = 50 \text{ mm}$  și  $R_2 = 60 \text{ mm}$ , rotindu-se cu turațiile  $n_1 = 1500 \text{ rot/min}$  și  $n_2 = 1200 \text{ rot/min}$ . Dacă lățimea cilindrilor este  $B = 10 \text{ mm}$ , iar sarcina normală  $Q = 1000 \text{ N}$ , să se determine grosimea minimă a filmului dintre cei doi cilindri, în condițiile unei ungeri abundente cu un ulei mineral având vâscozitatea  $\eta = 0.05 \text{ Pa} \cdot \text{s}$  și exponentul de piesovâscozitate  $\alpha = 2.10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ , utilizând relațiile din Tabelul 1.

**Rezolvare:**

- Raza cilindrului echivalent este  $R = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = 27.27 \text{ mm}$ ;
- Vitezele tangențiale la nivelul suprafețelor cilindrice sunt :  

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot R_1 = 7.85 \frac{\text{m}}{\text{s}} ; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \cdot R_2 = 7.536 \frac{\text{m}}{\text{s}} ;$$
- Ambii cilindri fiind din oțel,  $E' = 2.26 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ ;
- Se calculează parametrul de viteză  $U$ :  $U = \frac{\eta_0 \cdot v}{E' \cdot R} = \frac{0,05 \cdot 7,69}{2,26 \cdot 10^{11} \cdot 0,027} = 6,3 \cdot 10^{-11}$ .
- Se calculează parametrul de material  $G$ :  $G = \alpha \cdot E' = 2 \cdot 10^{-8} \cdot 2,26 \cdot 10^{11} = 4520$ .
- Se calculează parametrul de sarcină  $W$ :  $W = \frac{Q}{E' \cdot R \cdot B} = \frac{10^4}{2,26 \cdot 10^{11} \cdot 0,01 \cdot 0,027} = 1,63 \cdot 10^{-4}$ .
- Grosimea minimă a filmului de lubrifianț rezultă:
  1.  $h_{\min} = 1,6 \cdot R \cdot U^{0,7} \cdot G^{0,6} \cdot W^{-0,13} = 1,6 \cdot 0,027 \cdot (6,3 \cdot 10^{-11})^{0,7} \cdot 4520^{0,6} \cdot (1,63 \cdot 10^{-4})^{-0,13} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
  2.  $h_{\min} = 2,65 \cdot R \cdot U^{0,7} \cdot G^{0,54} \cdot W^{-0,13} = 2,65 \cdot 0,027 \cdot (6,3 \cdot 10^{-11})^{0,7} \cdot 4520^{0,54} \cdot (1,63 \cdot 10^{-4})^{-0,13} = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
  3.  $h_{\min} = 3,63 \cdot R \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} = 3,63 \cdot 0,027 \cdot (6,3 \cdot 10^{-11})^{0,68} \cdot 4520^{0,49} \cdot (1,63 \cdot 10^{-4})^{-0,073} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
  4.  $h_{\min} = 3,07 \cdot R \cdot U^{0,71} \cdot G^{0,57} \cdot W^{-0,11} = 3,07 \cdot 0,027 \cdot (6,3 \cdot 10^{-11})^{0,71} \cdot 4520^{0,57} \cdot (1,63 \cdot 10^{-4})^{-0,11} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$

Utilizând cele 4 relații din **Tabelul 1** rezultă grosimea minimă a filmului de lubrifianț cu valori cuprinse între  $1,5 \mu\text{m}$  și  $2 \mu\text{m}$ .

### **3.3. Delimitarea regimurilor de ungere pentru contacte liniare**

Este evident că nu orice contact liniar, în mișcare de rostogolire și în prezența lubrifianțului, realizează un regim de ungere EHD, astfel încât să se poată utiliza una din relațiile de calcul ale grosimii filmului de lubrifianț  $h_{\min}$ , mai sus prezentate.

La începutul acestui curs au fost evidențiate cele patru regimuri de ungere care pot apărea în funcție de material, de lubrifianț, de geometrie și de condițiile de lucru: (IVR), (PVR), (IVE) și (PVE). Pentru delimitarea acestor patru regimuri, Johnson (1970) introduce o hartă în funcție de doi parametri:

- parametrul de elasticitate, definit de relația:

$$g_E = W \cdot U^{-0.5} \quad (25)$$

- parametrul de vâscozitate, definit de relația:

$$g_V = W^{1.5} \cdot G \cdot U^{-0.5} \quad (26)$$

Un al treilea parametru, parametrul de film  $g_h$ , permite calculul grosimii minime a filmului de lubrifianț și este definit de relația:

$$g_h = \frac{h_{\min}}{R} \cdot W \cdot U^{-1} \quad (27)$$

Între cei trei parametri,  $g_h$ ,  $g_e$  și  $g_v$ , se stabilește următoarea relație:

$$g_h = C \cdot g_v^m \cdot g_e^n \quad (28)$$

unde  $C$ ,  $m$  și  $n$  depind de regimul de ungere.

În figura 5 se prezintă o hartă cu limitele pentru cele patru regimuri de ungere obținută pentru un angrenaj cilindric cu dinți drepecți având modulul  $m = 5 \text{ mm}$ , numerele de dinți  $z_1 = 25$ ,  $z_2 = 125$ , turația pinionului  $n_1 = 3000 \text{ rot/min}$ , puterea transmisă  $P = 10 \text{ KW}$ , ungerea făcându-se cu ulei de transmisie SAE 140, cu vâscozitatea de  $0,07 \text{ Pas}$  la temperature de funcționare de  $80^\circ \text{ C}$ . Detalii privind realizarea unei hărți cu delimitările pentru cele 4 regimuri de ungere pentru angrenajul de mai sus sunt prezentate în [1,6]

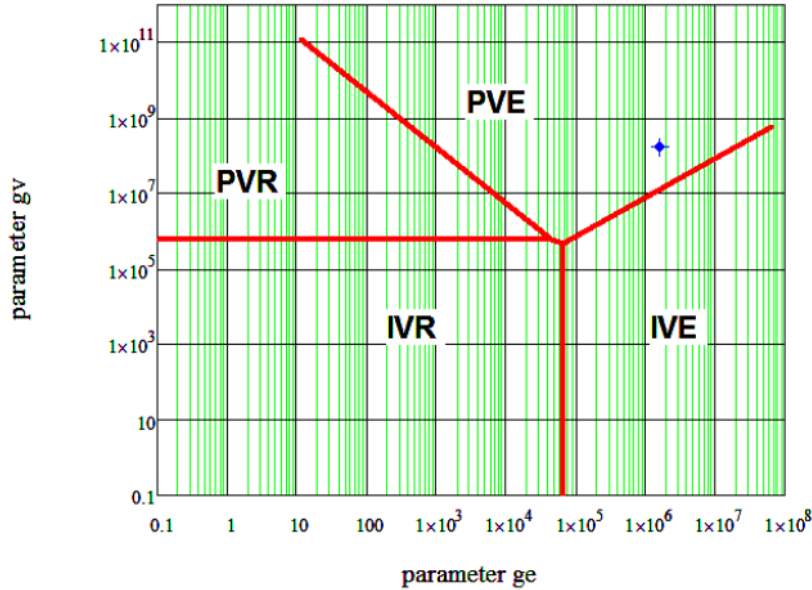


Fig. 5 Harta regimurilor de ungere pentru un angrenaj cilindric [6]

Limitele de demarcație ale regimurilor de ungere sunt determinate impunând valori succesive pentru parametrii de elasticitate și de vâscozitate corespunzător angrenajului dat. Odată stabilite limitele de demarcație ale regimurilor de ungere se determină cei doi parametri  $g_E$  și  $g_V$  specifici condițiilor de funcționare ale angrenajului (turație, încărcare, lubrifianț) și se indică pe diagramă punctul care corespunde celor doi parametri. Pentru cazul prezentat în figura 5, punctul (colorat cu albastru) indică un regim de ungere PVE adică EHD, pe zona de contact corespunzătoare polului angrenării.

Relațiile (27) și (28), particularizate pentru cele patru regimuri conduc la următoarele relații pentru calculul filmului de lubrifianț în cele 4 regimuri:

a) Pentru regimul IVR (isovâsco – rigid):

$$g_h = 2.45 \quad \text{și} \quad h_{min} = 2.45 \cdot R \cdot U \cdot W^{-1} \quad (29)$$

b) Pentru regimul PVR (piesovâsco – rigid):

$$g_h = 1.05 \cdot g_V^{2/3} \quad \text{și} \quad h_{min} = 1.05 \cdot R \cdot U^{2/3} \cdot G^{2/3} \quad (30)$$

c) Pentru regimul IVE (isovâsco – elastic):

$$g_h = 2.45 \cdot g_E^{0.8} \quad \text{și} \quad h_{min} = 2.45 \cdot R \cdot U^{0.6} \cdot W^{-0.2} \quad (31)$$

d) Pentru regimul PVE (piesovâsco – elastic) sau EHD:

$$g_h = 2.654 \cdot g_V^{0.54} \cdot g_E^{0.06} \quad \text{și} \quad h_{min} = 2.654 \cdot R \cdot U^{0.7} \cdot G^{0.54} \cdot W^{-0.13} \quad (32)$$

### 4.3. Grosimea filmului de lubrifiant și rugozitatea

Separarea suprafețelor printr-un film de lubrifiant, de grosime minimă  $h_{min}$ , poate fi completă sau parțială, funcție de înălțimea rugozităților la nivelul celor două suprafețe în contact.

Astfel, pentru estimarea gradului de separație a celor două suprafețe în contact și, implicit, pentru evaluarea regimului de ungere, se utilizează parametrul de ungere  $\lambda$ , definit ca raportul dintre grosimea minimă de lubrifiant și rugozitatea compusă a celor două suprafețe aflate în contact [1,5]:

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (33)$$

unde  $R_{q1}$  și  $R_{q2}$  reprezintă abaterile medii pătratice ale înălțimilor rugozităților pe cele două suprafețe.

Se admite că pentru  $\lambda > 3$ , regimul de ungere este cu film complet de lubrifiant [5]. Pentru  $\lambda = (1...3)$ , regimul de ungere este parțial EHD și pentru  $\lambda < 1$  regimul de ungere este limită. Din punct de vedere practic, obținerea unor valori ale parametrului de ungere  $\lambda > 1,5$  corespunde unei lubrificații bune a angrenajului iar valori pentru  $\lambda < 0.7$  ar trebui evitate întrucât crește riscul gripării angrenajului.

Alte aplicații practice ale ungerii EHD pentru contacte liniare se întâlnesc în mecanismele camă-tachet din construcția motoarelor cu ardere internă, în rulmenții radiali cu role cilindrice și rulmenții radial-axiali cu role conice, în sisteme de ghidare cu rostogolire cu role.

#### Aplicația 4.

Se consideră un angrenaj cilindric cu dinți drepecți având următoarele elemente geometrice:

$z_1 = 20$  ;  $z_2 = 35$  ;  $m = 3 \text{ mm}$  ;  $B = 30 \text{ mm}$  ;  $\alpha = 20^\circ$ . Pinionul are turația de 1500 rot/min, iar puterea transmisă este de 3 KW. Roțile sunt rectificat, cu rugozitățile pe flancuri,  $S_{q1} = S_{q2} = 0.2 \mu\text{m}$ . Pentru ungere, se utilizează ulei TIN 125, cu o vâscozitate de  $\eta = 0.115 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ , la

$50^\circ \text{ C}$  și cu  $\alpha = 2 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ . Roțile sunt din oțel, cu  $E' = 2,26 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ .

Să se calculeze grosimea filmului și parametrul de ungere  $\lambda$  în polul angrenării considerând regimul de ungere EHD.

#### Rezolvare:

Se calculează sarcina normală de contact Q pe flancul dinților:

$$Q = \frac{2 \cdot P}{\omega_1 \cdot m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 1500}{30} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot \cos 20^\circ} = 678 \text{ N}$$

Se calculează razele de curbura ale flancurilor dinților în polul angrenării:

$$R_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \sin \alpha = 10.26 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} \cdot \sin \alpha = 17.95 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Raza de curbura echivalentă } R = \frac{R_1 \cdot R_2}{(R_1 + R_2)} = 6,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Se calculează vitezele tangențiale în polul angrenării:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot R_1 = \frac{\pi \cdot 1500}{30} \cdot 10.26 \cdot 10^{-3} = 1.61 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \cdot R_2 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot z_1}{30 \cdot z_2} \cdot R_2 = 1.61 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se determină parametrul de viteză U:

$$U = \frac{\eta_0 \cdot \left( \frac{v_1 + v_2}{2} \right)}{E' \cdot R} = \frac{0.115 \cdot 1.61}{2.26 \cdot 10^{11} \cdot 6.53 \cdot 10^{-3}} = 1.23 \cdot 10^{-10}$$

Se determină parametrul de sarcină  $W$ :

$$W = \frac{Q}{E' \cdot R \cdot B} = \frac{678}{2.26 \cdot 10^{11} \cdot 6.53 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 1.5 \cdot 10^{-5}$$

Se determină parametrul de material  $G$ :

$$G = \alpha \cdot E' = 2 \cdot 10^{-8} \cdot 2.26 \cdot 10^{11} = 4520$$

Grosimea minimă a filmului de lubrifiant rezultă:

$$h_{\min} = 2.654 \cdot R \cdot U^{0.7} \cdot G^{0.54} \cdot W^{-0.13}$$

$$h_{\min} = 2.654 \cdot 6.53 \cdot 10^{-3} \cdot (1.23 \cdot 10^{-10})^{0.7} \cdot 4520^{0.54} \cdot (1.5 \cdot 10^{-5})^{-0.13}$$

$$\text{Rezultă: } h_{\min} \cong 0.50 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 0.50 \mu\text{m}.$$

Parametrul filmului  $\lambda$  este :

$$\lambda = \frac{0.5}{\sqrt{0.2^2 + 0.2^2}} \cong 1.76.$$

Pentru aplicația considerată regimul de ungere este unul parțial EHD cu  $\lambda \cong 1.76$

### **5.3. Efecte termice la ungerea în regim EHD**

Relațiile stabilite anterior pentru grosimea minimă a filmului de lubrifiant sunt obținute în ipoteza menținerii unei temperaturi constante a lubrifiantului în zona de contact – condiții izotermice.

La creșterea turației sau a vâscozității, fenomenele de frecare internă în filmul de lubrifiant se amplifică, având drept consecință o reducere a vâscozității lubrifiantului din zona de intrare, ca urmare a creșterilor de temperatură și, implicit, o scădere a grosimii filmului.

Drept urmare, în calculul filmului de lubrifiant se introduce un coeficient de corecție termică  $\varnothing_{Th}$  cu valori mai mici decât 1. Detalii privind calculul coeficientului de corecție termică sunt date în [1,5]. Astfel, grosimea reală minimă a filmului de lubrifiant, considerând și efectele termice, se obține cu relația:

$$h_{\min,Th} = \varnothing_{Th} \cdot h_{\min} \quad (34)$$

### **3.6. Fenomenul de starvare**

Relațiile utilizate pentru calculul grosimii filmului în regim EHD au fost obținute în condițiile alimentării abundente cu lubrifiant a contactului. În unele aplicații practice, fie din cauza cantității reduse de lubrifiant, fie din cauza vitezelor mari, punctul de la care începe să crească presiunea în zona de intrare se apropie mult de zona Hertziană. Cantitatea redusă de lubrifiant generează, astfel, fenomenul de **starvare**, care determină reducerea grosimii filmului de lubrifiant [1,5].

În condiții de starvare, grosimea minimă a filmului de lubrifiant se reduce față de condițiile teoretice ale unei alimentări abundente cu lubrifiant. În aplicațiile practice se determină un coeficient de reducere a filmului de lubrifiant cauzat de starvare  $\varnothing_s < 1$ .

Astfel, la turații ridicate, atât efectele termice cât și fenomenul de starvare pot să apară, grosimea efectivă a filmului de lubrifiant fiind corectată cu ambii factori ( termic și de starvare):

$$h_{\min,efectiv} = \varnothing_{Th} \cdot \varnothing_s \cdot h_{\min} \quad (35)$$

Se recomandă ca, pentru un contact liniar dat și pentru condiții de funcționare impuse specifice unui regim de ungere EHD, să se calculeze grosimea minimă a filmului de lubrifianț în condiții isotermice (utilizând una din relațiile prezentate în Tabelul 1), după care să se determine factorii de corecție termică și de starvare. Grosimea efectivă minimă a filmului de lubrifianț se obține cu relația (35), prin includerea celor doi factori de corecție (termică și de starvare).

### **Bibliografie (selectivă)**

- [1] Olaru Dumitru, Fundamente de lubrificație, Editura „Gh. Asachi” Iași, 2002.
- [2] Olaru Dumitru, Tribologie, Litografia Universității Tehnice „Gh. Asachi” din Iași, 1995.
- [3] D. Pavelescu, Tribotehnica, Ed. Tehnică, București, 1983.
- [4] Stachowiak G. W, Batchelor A.W., Engineering Tribology, Butterworth &Heinemann Ed.1993.
- [5] M. Gafițanu, Sp. Crețu, C. Racocea, D.Olaru, Rulmenți. Proiectare și tehnologie, vol. I, Ed. Tehnică, București, 1985.
- [6] L. Balan, A .Tufescu, D. Olaru, *LUBRICATION REGIMES IN A SPUR GEAR TRANSMISSION*, ModTech International Conference, 24-26 May 2012, Sinaia, Romania.



**CURSUL 11 TRIBOLOGIE**  
**REGIMUL DE UNGERE ELASTOHIDRODINAMIC**  
**PENTRU CONTACTUL PUNCTUAL**

**1. Determinarea grosimii filmului de lubrifianț în condiții izotermice. Relațiile Hamrock-Dowson**

În principiu, metodologia de rezolvare a contactului punctual lubrifiat este similară cu metodologia utilizată la contactul liniar. Rezolvarea ecuației Reynolds este mai dificilă din cauza curgerilor laterale, care nu mai pot fi neglijate. Prin urmare, în studiul regimului de ungere EHD, pentru un contact punctual, se pleacă de la ecuația Reynolds pentru curgerea bidirecțională:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \rho \cdot \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \rho \cdot \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \cdot \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot h \cdot v_x) + 12 \cdot \frac{\partial}{\partial y} (\rho \cdot h \cdot v_y) \quad (1)$$

unde  $v_x = \frac{v_{1x} + v_{2x}}{2}$ ,  $v_y = \frac{v_{1y} + v_{2y}}{2}$ , acestea reprezentând vitezele periferice medii pe direcția de rostogolire (Ox), respectiv, pe direcție laterală (Oy). În figura 1 sunt prezentate elementele geometrice, direcția de rostogolire și cea transversală precum coordonatele atașate elipsei de contact.

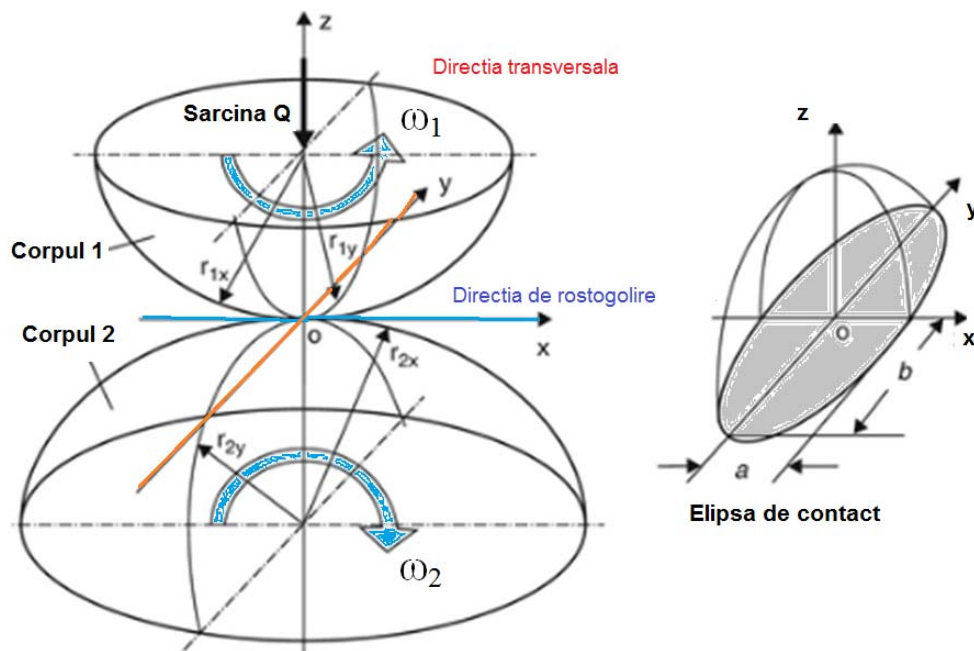


Fig. 1 Elemente geometrice specifice contactului punctual în mișcare de rostogolire

Ca și la contactul liniar, contactul dintre cele două corpuri (1) și (2) poate fi echivalat cu un contact dintre un corp de revoluție echivalent și un plan, corpul echivalent având, în punctul de contact, razele de curbură echivalente  $R_x$  și  $R_y$ , date de relațiile:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} ; \quad \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}} .$$

Ipotezele de lucru:

- Luarea în considerare a deformațiilor elastice a corpurilor în contact;
- Luarea în considerare a variației vâscozității cu presiunea. Pentru vâscozitate, se utilizează relația lui Barus ( $\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p}$ );
- Luarea în considerare a variației densității lubrifiantului cu presiunea. Pentru variația densității cu presiunea se utilizează relația lui Dowson  $\rho = \rho_0 \cdot \left( 1 + \frac{0,6 \cdot p}{1 + 1,7 \cdot p} \right)$ , unde  $p$  este presiunea de contact.
- Considerarea temperaturii constante la zona de contact (regim de lubrificație izotermic);

Sub acțiunea sarcinii normale  $Q$ , cele două corpuri se deformează elastic, iar distanța pe verticală dintre două puncte situate pe suprafețele deformate  $h(x,y)$  este identică cu distanța similară dintre corpul echivalent și plan și se determină cu o relație similară ca la contactul liniar, considerând suplimentar și direcția transversală:

$$h(x, y) = h_0 + S(x, y) + w(x, y) \quad (2)$$

unde:

- $h_0$  este grosimea filmului în zona centrală;
- $S(x,y)$  reprezintă separarea geometrică a celor două corpuri;
- $w(x,y)$  reprezintă deformația elastică.

Separarea geometrică  $S(x,y)$  este aproximată cu relația:

$$S(x, y) = \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} \quad (3)$$

Deformația elastică, stabilită în ipoteza corpurilor perfect elastice, omogene și izotrope are expresia:

$$w(x, y) = \frac{2}{\pi \cdot E'} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{p(\xi, \zeta) \cdot d\xi \cdot d\zeta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2}} \quad (4)$$

unde  $p(\xi, \zeta)$  reprezintă presiunea într-un punct de coordonate  $(\xi, \zeta)$  din zona de contact [1,2].

Rezolvarea analitică a ecuației (1), în condițiile stabilite mai sus, nu este posibilă. Diversele rezolvări numerice [1], pentru condiții izotermice, precum și numeroasele determinări experimentale efectuate

prin interferometrie optică au pus în evidență prezența unui **platou central**, cu grosimea filmului  $h_0$ , și a **unei strângulări în formă de "potcoavă"**, situată în zona de ieșire din contact cu grosimea filmului  $h_{min}$ , conform figurii 2 [2, 3,4].

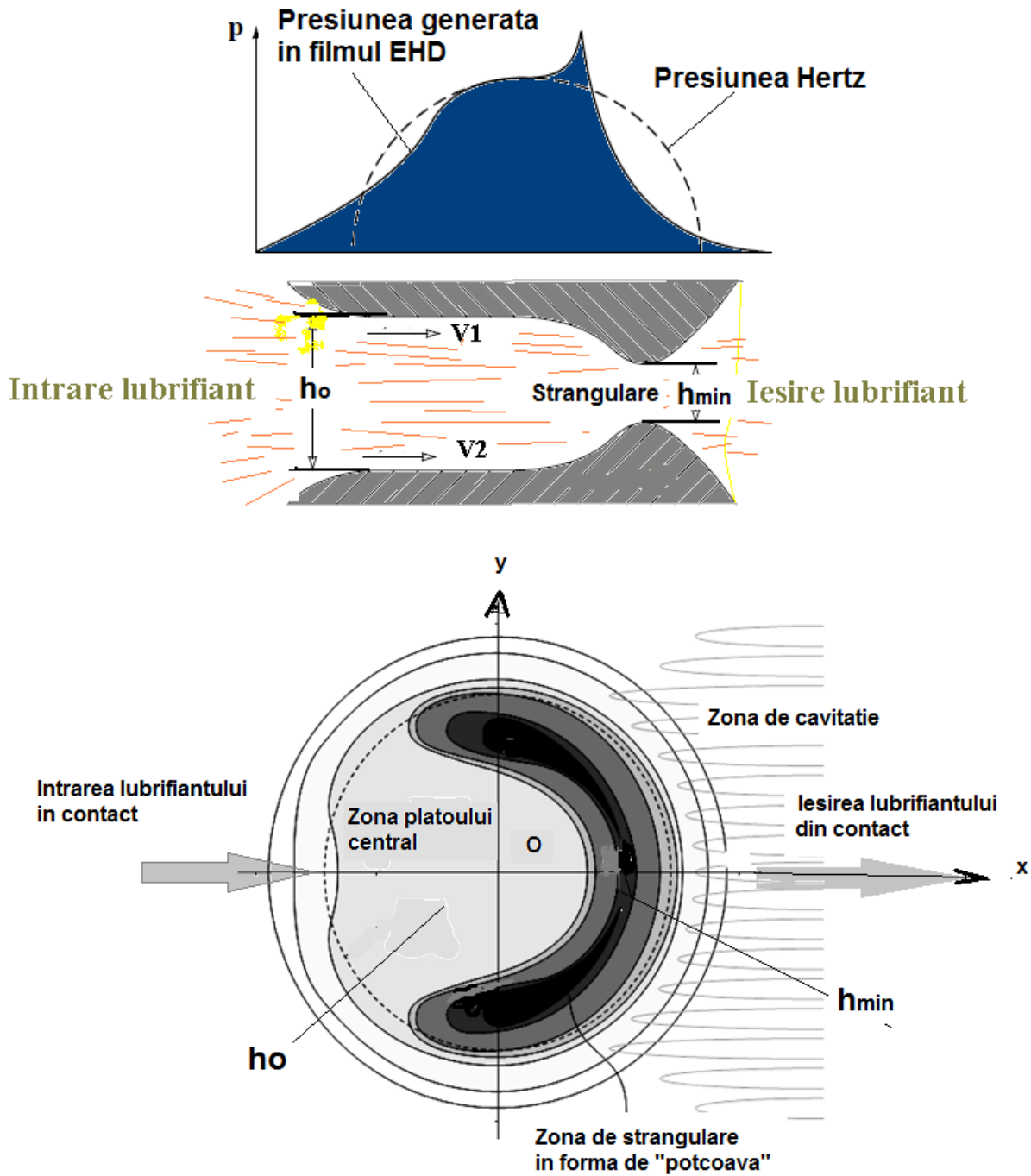


Fig. 2 Configurația contactului punctual în regim de ungere EHD [3]

Metoda interferometriei optice este prezentată schematic în figura 3. În principiu, contactul dintre un disc de sticlă sau de safir, acoperit cu un strat semi reflectant este vizualizat printr-un microscop. Franjurile de interferență a luminii în straturile de grosimi diferite ale filmului de lubrifianț dau informații asupra variației grosimii filmului în zona de contact, funcție de lungimea de undă a luminii folosite. Discul este pus în mișcare de rotație realizând în zona de contact cu bila o viteză tangențială  $v_1$ . Bila execută o mișcare de rotație față de axa proprie astfel încât, în zona contactului realizează o viteză tangențială  $v_2$ . Contactul dintre bilă și disc este lubrifiat. Bila este apăsată pe disc cu o anumită forță normală  $Q$ . Funcție de viteze, de încărcare și de lubrifianț se pot obține diverse imagini ale franjurilor de interferență și, implicit, se pot determina grosimile de film EHD obținute, în raport cu nuanțele de culori ( fig. 3 b).

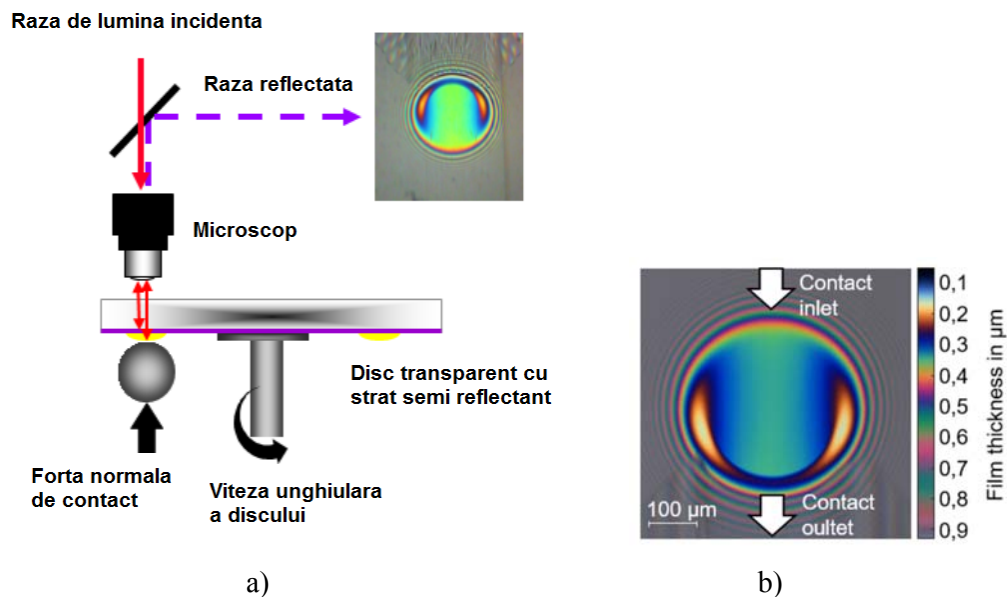


Fig. 3 Schema de principiu pentru interferometrie optică în ungerea EHD –a și modul de interpretare a grosimii filmului în funcție de nuanțele de culoare ale franjurilor de interferență -b

Numeroase rezolvări numerice făcute de Cameron și Gohar (1966), de Cheng (1970), de Hamrock și Dowson (1977) [1,3,4], dar și mai recent, precum și numeroase măsurători interferometrice realizate au permis stabilirea unor relații de calcul pentru cele două grosimi ale filmului de lubrifianț  $h_0$  și  $h_{min}$  utile pentru aplicațiile practice.

Dintre acestea, soluțiile obținute de Hamrock și Dowson (1977) stabilesc grosimea minimă și centrală a filmului într-un contact punctual, alimentat din abundență cu lubrifianț, în condiții izotermice. Aceste soluții sunt cel mai des utilizate în aplicațiile practice. Modelul de calcul numeric utilizat de Hamrock – Dowson este prezentat pe larg în [1].

Pe baza analizării rezultatelor numerice, Hamrock și Dowson au obținut următoarele relații pentru grosimea minimă și pentru grosimea centrală a filmului de lubrifianț, într-un contact eliptic EHD, cu **alimentare abundentă de lubrifianț și în condiții izotermice:**

$$h_{\min} = 3.63 \cdot R_x \cdot U^{0.68} \cdot G^{0.49} \cdot W^{-0.073} \cdot (1 - e^{-0.68k}) \quad (5)$$

$$h_0 = 2.69 \cdot R_x \cdot U^{0.67} \cdot G^{0.53} \cdot W^{-0.067} \cdot (1 - 0.61 \cdot e^{-0.73k}) \quad (6)$$

unde:

- $U$  este parametrul de viteză, definit de relația:  $U = \frac{\eta_0 \cdot V}{E' \cdot R_x}$ ;
- $V$  este viteza medie, definită de relația:  $V = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}$ ;
- vitezele  $v_x$  și  $v_y$  sunt vitezele medii pe cele două direcții și se calculează cu relațiile:  

$$v_x = \frac{v_{1,x} + v_{2,x}}{2}, \quad v_y = \frac{v_{1,y} + v_{2,y}}{2};$$
- $G$  este parametrul de material, definit de relația:  $G = \alpha \cdot E'$ ;
- $W$  este parametrul de sarcină, definit de relația:  $W = \frac{Q}{E' \cdot R_x^2}$ ;
- $k = \frac{a}{b}$ , raportul semiaxelor elipsei de contact. Pentru simplificarea calculului, raportul semiaxelor elipsei de contact poate fi exprimat și cu relația [1]:

$$k = 1.03 \cdot \left( \frac{R_y}{R_x} \right)^{0.64} \quad (7)$$

Analiza relațiilor (5) și (6) permite să se facă următoarele aprecieri:

1. Grosimea minimă a filmului de lubrifianț depinde, în cea mai mare măsură, de parametrul de viteză,  $h_{\min} \propto U^{0.68}$ . Pentru o geometrie dată și pentru materiale impuse, parametrul de viteză se modifică doar prin produsul  $(\eta \cdot V)$ . Prin urmare, creșterea grosimii filmului de lubrifianț se poate realiza, practic, prin creșterea vitezei sau prin creșterea vâscozității lubrifianțului. Parametrul de viteză  $U$  are valori uzuale cuprinse în intervalul  $10^{-12} - 10^{-9}$ .
2. Grosimea minimă a filmului depinde în mică măsură de încărcare,  $h_{\min} \propto W^{-0.073}$ . Astfel, spre exemplu, la creșterea sarcinii cu 100%, grosimea minimă se reduce doar cu 5%. Parametrul de sarcină  $W$  are valori uzuale cuprinse în intervalul  $10^{-7} - 10^{-5}$ .
3. Grosimea minimă a filmului este dependentă de parametrul de material, conform relației:  $h_{\min} \propto G^{0.49}$ .
4. Grosimea centrală a filmului de lubrifianț,  $h_0$ , este mai mare decât grosimea minimă, cu aproximativ (20 – 30)%.

## 2. Delimitarea regimurilor de ungere pentru contacte punctuale

Și în cazul contactului punctual apare necesară evidențierea celor patru regimuri de ungere: (IVR) , (PVR) , (IVE) și (PVE-EHD) , relațiile de calcul pentru grosimile de film fiind diferite. Problema este mai complexă în cazul contactului punctual fiind necesară câte o diagramă pentru fiecare valoare a parametrului  $k$  . Metodologia de determinare a regimurilor de ungere și a modului de construire a hărților cu regimurile de ungere sunt prezentate în [1]

În cele ce urmează se prezintă relațiile utile pentru determinarea filmului de lubrifianț în cele patru regimuri de ungere.

Pentru contactul punctual , parametrii  $g_e$  ,  $g_v$  și  $g_h$  au următoarele expresii :

$$g_e = W^{\frac{8}{3}} \cdot U^{-2} \quad (8)$$

$$g_v = G \cdot W^3 \cdot U^{-2} \quad (9)$$

$$g_h = \frac{h_{\min}}{R_x} \cdot W^2 \cdot U^{-2} \quad (10)$$

În cazul contactului punctual , relația dintre parametrii definiți mai sus este :

$$g_h = C \cdot g_v^m \cdot g_e^n \cdot f(k) \quad (11)$$

unde  $C$  ,  $m$  ,  $n$  și  $f(k)$  depind de regimul de ungere.

Relațiile (10) și (11) particularizate pentru cele patru regimuri permit determinarea grosimii minime a filmului de lubrifianț [1].

### a) Regimul IVR:

$$h_{\min} = 128 \cdot U^2 \cdot W^{-2} \cdot K^* \cdot \left[ \frac{0.131 \cdot \arctg\left(\frac{K^*}{2}\right) + 1.683}{(1 + 2 \cdot K^*)} \right]^2 \quad (12)$$

$$\text{unde } K^* = \frac{R_y}{R_x} ;$$

### b) Regim PVR:

$$h_{\min} = 1.66 \cdot R_x \cdot (U \cdot G)^{\frac{2}{3}} \cdot [1 + e^{-0.68 \cdot k}] \quad (13)$$

### c) Regim IVE:

$$h_{\min} = 3.24 \cdot R_x \cdot U^{0.66} \cdot W^{0.21} \cdot [1 - 0.85 \cdot e^{-0.31 \cdot k}] \quad (14)$$

### d) Regim PVE sau EHD:

$$h_{\min} = 3.42 \cdot R_x \cdot U^{0.68} \cdot G^{0.49} \cdot W^{-0.076} \cdot [1 - e^{-0.68 \cdot k}] \quad (15)$$

Ultima relație pentru  $h_{\min}$  se apropie foarte mult de relația lui Hamrock și Dowson - relația (5) .

### 3. Fenomenele termice și de starvare în contactele punctuale

În conformitate cu relațiile (5) și (6), grosimea minimă și cea centrală ale filmului de lubrifianț cresc odată cu creșterea vitezei și a vâscozității lubrifianțului. Peste anumite limite ale parametrului de viteză  $U$  (la rulmenți pentru  $U > 10^{-10}$ ), atât efectele termice, cât și fenomenul de starvare duc la scăderea grosimii filmului de lubrifianț. Efectele termice au la bază frecările în stratul de lubrifianț și contribuie la reducerea grosimii filmului prin factorul de corecție termică  $\varnothing_{Th}$ , la creșterea turației și a vâscozității lubrifianțului.

Fenomenul de starvare se bazează, în esență, pe o alimentare insuficientă a contactului cu lubrifianț. Subalimentarea cu lubrifianț poate să apară fie din cauza unei cantități reduse de lubrifianț în contact, fie din cauza insuficienței refacerii a urmei unui contact repetat, de genul celui întâlnit la rulmenți. În ultimul caz, este vorba de fenomenul de “starvare cinematică” [4,5]. Astfel, pe o cale de rulare a unui rulment cu bile, la creșterea turației rulmentului, timpul dintre două treceri succesive ale bilelor peste un același punct de pe calea de rulare este atât de redus, încât nu mai este posibil să se refacă urma lăsată de bila anterioară în stratul de lubrifianț. Prin urmare, deși există suficient lubrifianț pe părțile laterale ale urmei bilelor, în zona de intrare în contact a bilelor cu calea de rulare, cantitatea de lubrifianț este redusă și apare fenomenul de starvare cinematică. Astfel, la turații ridicate ale rulmenților este necesar a se evalua efectul de starvare și a se determina factorul de reducere a filmului de lubrifianț  $\varnothing_s$ . De asemenea, turațiile ridicate impun și determinarea factorului de corecție termică  $\varnothing_{Th}$ .

În final, grosimea efectivă minimă a filmului de lubrifianț se determină cu următoarea relație:

$$h_{\min_{ef}} = h_{\min} \cdot \varnothing_{Th} \cdot \varnothing_s \quad (16)$$

### 4. Parametrul de ungere $\lambda$

Ca și în cazul contactelor liniare, grosimea minimă a filmului de lubrifianț se raportează la rugozitatea compusă a celor două suprafețe în contact rezultând un parametru de ungere  $\lambda$  cu largi implicații asupra durabilității cuplei.

Relația parametrului de ungere  $\lambda$  este :

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (17)$$

unde  $R_{q1}$  și  $R_{q2}$  reprezintă abaterile medii pătratice ale înălțimilor rugozităților pe cele două suprafețe în contact.

Se admite că pentru  $\lambda > 3$  regimul de ungere este cu film complet de lubrifianț, pentru  $\lambda = (1...3)$  regimul de ungere este parțial EHD și pentru  $\lambda < 1$  regimul este limită [4].

În cazul rulmenților, durabilitatea efectivă crește de peste (2-3) ori față de durabilitatea de catalog pentru cazul în care regimul de ungere este complet EHD ( $\lambda \geq 3$ ). Durabilități ridicate se pot obține și pentru  $\lambda = 1,5...3$ . [4,6]

### **Aplicația 1**

#### **Calculul filmului de lubrifianț într-un rulment radial cu bile**

Se consideră rulmentul radial cu bile 6206 cu următoarele caracteristici geometrice :

**Diametrul interior  $d = 30$  mm ; diametrul exterior  $D = 62$  mm ; Diametrul bilelor  $D_w = 9.525$  mm ; Forța radială  $F_r = 1000$  N ; Numărul de bile  $Z = 8$  ; conformitățile pe căile de rulare  $f_i = f_e = 0.515$  ; diametrul mediu al rulmentului  $d_m = 46$  mm ,  $d_m = (d+D)/2$  .**

**Dacă rulmentul este uns cu uleiul H25 EP și funcționează la turația 5000 rot/min să se determine grosimea minimă a filmului de lubrifianț pentru bila cea mai încărcată și**

**parametrul de ungere  $\lambda$ . Abaterile medii pătratiche ale rugozităților pe calea de rulare**

**$R_{qi} = R_{qe} = 0.1 \mu m$  iar pe suprafața bilelor  $R_{qw} = 0.03 \mu m$  . Se consideră temperatura de lucru**

**$50^\circ C$  uleiul având următoarele caracteristici :  $\eta_0 = 0.020 Pa \cdot s$  ;  $\alpha = 1.8 \cdot 10^{-8} Pa^{-1}$  .**

#### **Rezolvare**

Calculul se face diferențiat pentru contactul bilă-cale de rulare exterioară și bilă-cale de rulare interioară conform.

##### **(i) Contactul dintre bile și calea de rulare exterioară**

Pentru bila cea mai încărcată dintr-un rulment radial cu bile, sarcina maximă va fi :

$$Q_{\max} = \frac{4.37 \cdot F_r}{Z} \quad (18)$$

Rezultă:  $Q_{\max} = 546,25$  N



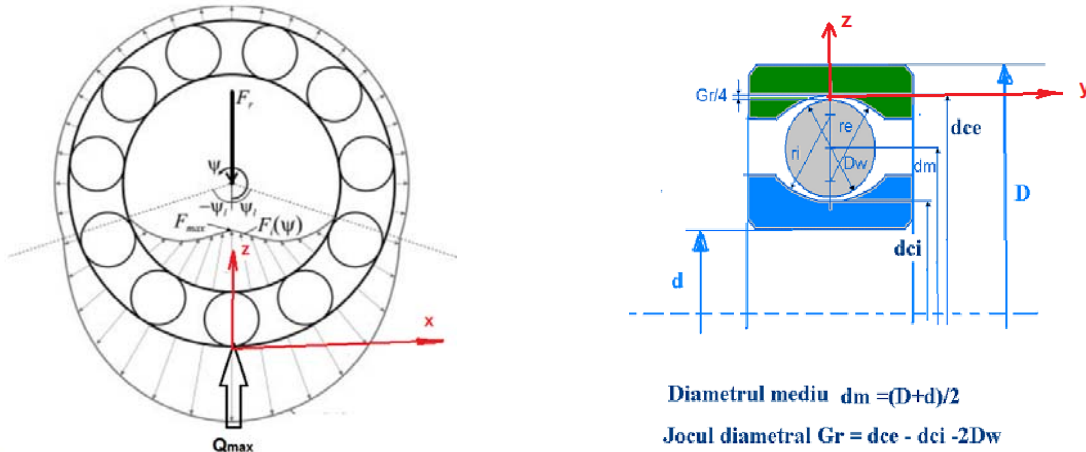


Fig. 4 Elemente geometrice și distribuția sarcinii pe bilele unui rulment radial cu bile

Raza de curbură echivalentă pe direcția de rostogolire  $R_x$  este dată de relația :

$$\frac{1}{R_x} = \frac{2}{D_w} - \frac{2}{d_m + D_w} = \frac{2}{9.525} - \frac{2}{46 + 9.525}$$

Rezultă  $R_x = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  .

Raza de curbură pe direcția transversală  $R_y$  este dată de relația :

$$\frac{1}{R_y} = \frac{2}{D_w} - \frac{1}{f_e \cdot D_w} = \frac{2}{9.525} - \frac{1}{0.515 \cdot 9.525}$$

Rezultă  $R_y = 163 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  .

Raportul semiaxelor elipselor de contact este dată de relația (7.148) :

$$k = 1.03 \cdot \left( \frac{R_y}{R_x} \right)^{0.64} = 1.03 \cdot \left( \frac{163 \cdot 10^{-3}}{5.7 \cdot 10^{-3}} \right)^{0.64} = 9.34$$

Vitezele tangențiale la nivelul contactelor bilă-căi de rulare sunt egale, în ipoteza neglijarii alunecărilor, atât pentru calea de rulare exterioară cât și pentru calea de rulare interioară .

$$v_1 = v_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D_w}{d_m} \right)^2 \right] \cdot \frac{d_m}{4} = 5.76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Detalii privind calculul vitezelor tangențiale într-un rulment cu bile sunt prezentate în [4].

Calculul parametrilor  $U$  ,  $G$  și  $W$  :

$$U = \frac{\eta_0 \cdot \frac{v_1 + v_2}{2}}{E' \cdot R_x} = \frac{0.02 \cdot 5.76}{2.3 \cdot 10^{11} \cdot 5.7 \cdot 10^{-3}} = 9.63 \cdot 10^{-11}$$

$$G = \alpha \cdot E' = 18 \cdot 10^{-8} \cdot 2.3 \cdot 10^{11} = 4140$$

$$W_{\max} = \frac{Q_{\max}}{E' \cdot R_x^2} = \frac{546.25}{2.3 \cdot 10^{11} \cdot (5.7 \cdot 10^{-3})^2} = 8.8 \cdot 10^{-5}$$

Calculul grosimii filmului .

– pentru contactul cu încărcarea maximă rezultă din formula (5) :

$$h_{\min} = 3.63 \cdot 5.7 \cdot 10^{-3} \cdot (9.63 \cdot 10^{-11})^{0.68} \cdot 4140^{0.49} \cdot (8.8 \cdot 10^{-5})^{-0.076} \cdot [1 - e^{-0.689 \cdot 34}] = 0.33 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$h_{\min} = 0.33 \mu\text{m}$$

Parametrul filmului  $\lambda$  în zona cu încărcare maximă rezultă :

$$\lambda = \frac{0.33}{\sqrt{[(0.1)^2 + (0.03)^2]}} = 3.16$$

Dacă se neglijează efectele termice și de starvare, regimul de ungere este cu film continuu de lubrifiant. Dacă se consideră și efectele termice și starvarea, grosimea minimă se reduce la valoarea de 0,26 iar parametrul de ungere va fi de aprox. 2,5

### **(ii) Contactul dintre bile și calea de rulare interioară**

Pentru bila cea mai încărcată sarcina maximă va fi  $Q_{\max} \cong 546\text{N}$ .

Raza de curbură pe direcția de mișcare:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{2}{D_w} + \frac{2}{d_m - D_w} = \frac{2}{9.525} + \frac{2}{46 - 9.525}$$

$$\text{Rezultă } R_x = 3.77 \cdot 10^{-3} \text{ m} .$$

Raza de curbură pe direcție transversală :

$$\frac{1}{R_y} = \frac{2}{D_w} - \frac{1}{f_i \cdot D_w} = \frac{2}{9.525} - \frac{1}{0.515 \cdot 9.525}$$

$$\text{Rezultă } R_y \cong 163.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} ;$$

Raportul semiaxelor elipselor de contact :

$$k = 1.03 \cdot \left( \frac{163.5}{3.77} \right)^{0.64} = 11.5$$

Calculul parametrilor U , G , W :

$$U = \frac{0.02 \cdot 5.76}{2.3 \cdot 10^{11} \cdot 3.77 \cdot 10^{-3}} = 1.35 \cdot 10^{-10} ;$$

$$G = 4140 ;$$

$$W = \frac{546,25}{2.3 \cdot 10^{11} \cdot (3.77 \cdot 10^{-3})^2} = 1.6 \cdot 10^{-4}$$

Grosimea minimă a filmului în condiții izotermice , rezultă :

$$h_{\min} = 3.63 \cdot 3.77 \cdot 10^{-3} \cdot (1.35 \cdot 10^{-10})^{0.68} \cdot 4140^{0.49} \cdot (1.6 \cdot 10^{-4})^{-0.76} \cdot [1 - e^{-0.68 \cdot 11.5}]$$

Rezultă  $h_{\min} = 0.28 \cdot 10^{-6} = 0.28 \mu m$  .

Parametrul de ungere  $\lambda$  rezultă : 
$$\lambda = \frac{0.28}{\sqrt{[(0.1)^2 + (0.03)^2]}} = 2.67$$

În acest caz regimul de ungere este mixt sau parțial EHD. Dacă se consideră și efectele termice și starvarea, grosimea minimă se reduce la valoarea de 0,24 iar parametrul de ungere va fi de aprox. 2,3. Pe ansamblul celor două contacte, interior și exterior, parametrul de ungere  $\lambda$  variază în limitele (2,3-2,5) fapt ce sugerează un regim de ungere mixt, apropiat de un regim cu film continuu de lubrifianț.

În cazul ungerii rulmenților Firma SKF [6] recomandă alegerea vâscozității optime a uleiului în funcție de diametrul mediu al rulmentului și de turația la care lucrează rulmentul. Astfel, conform diagramei SKF din fig. 5 se alege vâscozitatea recomandată pentru rulmentul considerat.

Dacă se utilizează un lubrifianț cu altă vâscozitate  $\nu$  SKF [6] recomandă utilizarea unui raport între vâscozitatea utilizată și vâscozitatea optimă  $k = \frac{\nu}{\nu_1}$ . Funcție de valoarea lui  $k$  apar următoarele

regimuri de ungere în rulmenți:

- $k < 0,1$  regimul de ungere este limită;
- $0,1 < k < 4$  regimul de ungere este mixt;
- $k > 4$  regimul de ungere este cu film continuu de lubrifianț.

O reprezentare sugestivă este prezentată de SKF în fig. 6 [6].

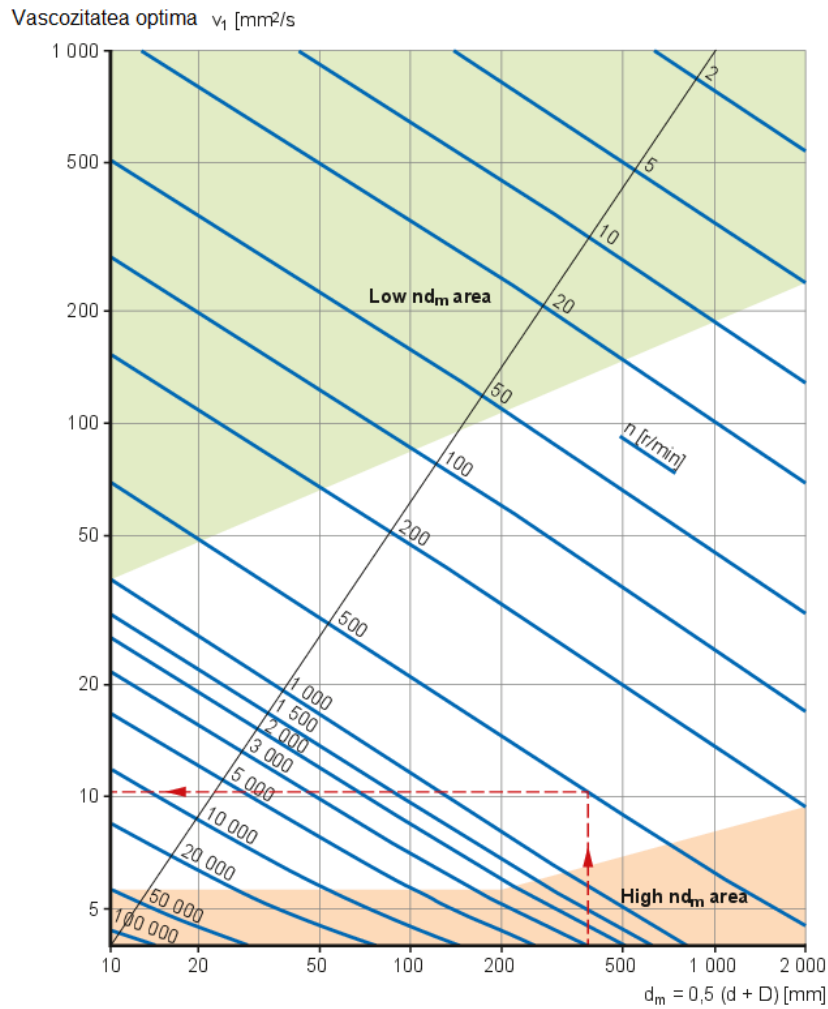


Fig. 5 Alegerea vâscozității optime după metodologia SKF [6]

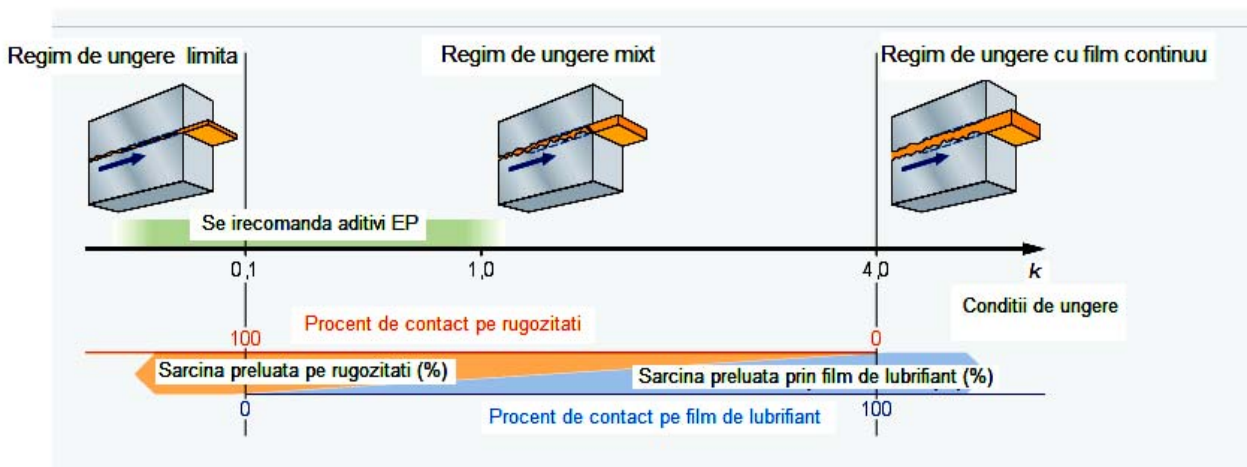


Fig. 6 Variația regimurilor de ungere în funcție de raportul vâscozităților  $k$  [6]

Pentru **Aplicatia 1** vâscozitatea recomandată de SKF este de aprox.  $7,5 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Se determină vâscozitatea cinematică a uleiului cu relația  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ . Considerând densitatea uleiului  $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$  rezultă  $\nu = 23,5 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Rezultă valoarea raportului dintre vâscozitatea utilizată  $\nu$  și vâscozitatea optimă  $\nu_I$  de 3,13 ( $k = 23,5/7,5 = 3,13$ ). Pentru această valoare a raportului  $k$ , din figura 6, rezultă condiții de ungere mixtă cu procent majoritar de film de lubrifianț în contact. Prin urmare, metodologia de evaluare a regimului de ungere utilizând parametrul  $\lambda$  corespunde în mare măsură cu metodologia de evaluare a regimului de ungere pe baza raportului celor două vâscozități  $k$  conform SKF.

### **Bibliografie (selectivă)**

- [1] Olaru Dumitru, Fundamente de lubrificație, Editura „Gh. Asachi” Iași, 2002.
- [2] Olaru Dumitru, Tribologie, Litografia Universității Tehnice „Gh. Asachi” din Iași, 1995.
- [3] Stachowiak G. W, Batchelor A.W., Engineering Tribology, Butterworth & Heinemann Ed. 1993.
- [4] M. Gafițanu, Sp. Crețu, C. Racoccea, D. Olaru, Rulmenți. Proiectare și tehnologie, vol. I, Ed. Tehnică, București, 1985.
- [5] D.N. Olaru, M.D. Gafițanu, Starvation in ball bearings, *Wear*, 170 (1993), 219-234.
- [6] (<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/lubrication-condition-the-viscosity-ratio-k> )

## CURSUL 12 TRIBOLOGIE

### UZAREA IN CUPLELE DE FRECARA

Conform unei definiții din 1968 uzarea constituie procesul de "pierdere progresivă de material de pe suprafețele a două elemente în contact, aflate în mișcare relativă". Deși marea majoritate a proceselor de uzare se realizează cu "pierdere progresivă de material de pe suprafețele în contact" există și unele fenomene de uzare ce nu se manifestă "progresiv" ci după epuizarea unei "rezerve de durabilitate" (oboseala de contact) precum și fenomene de uzare ce nu conduc la pierdere de material ci numai la modificări ale unor parametri de suprafață (brinelare, decolorare, pătare etc.) .

Din aceste motive considerăm că uzarea poate fi definită ca o "**modificare ireversibilă**" a suprafețelor cuplelor de frecare în procesul de funcționare . Modificarea poate consta în pierderi de material, schimbări ale structurii la suprafață sau în substrat, schimbări ale durității și ale aspectului exterior, apariția și dezvoltarea unor defecte în substrat ce pot sau nu să ajungă la suprafață etc.

În limba română există două cuvinte ce, uneori, se confundă: **uzarea ca proces** și **uzura ca rezultat al acestui proces** [1].

#### 1.TIPURI DE UZARE

Literatura de specialitate prezintă diverse moduri de clasificare a proceselor de uzare. Astfel, profesorul Stachowiak [2] în volumul pune în evidență următoarele 6 tipuri de uzare:

1. **Uzarea abraziva, de eroziune și de cavitație;**
2. **Uzarea adezivă**
3. **Uzarea de oboseala de contact**
4. **Coroziunea de fretaj**
5. **Procese de uzare minore: uzarea prin topire în zona de contact, uzarea prin ciupituri electrice, uzarea de impact;**
- 6 **Uzarea materialelor nemetalice: polimeri, materiale compozite, materiale ceramic.**

În [3] autorii prezintă o clasificare originală a tipurilor de uzare luând în considerare, pe lângă procesele fizico chimice din cupla de frecare și mișcările care au loc. În Fig. 1 este prezentată o schemă general incluzând diversele tipuri de uzare după [3].

O clasificare mai veche a uzărilor o face Burwell în 1957 când stabilește 4 tipuri de bază de uzare: **uzarea adezivă, uzarea abrazivă, oboseala de suprafață, și uzarea de coroziune**. În plus, el mai introduce o categorie de “**tipuri minore de uzare**” în care sunt incluse eroziunea și cavitația [4].

Profesorul Dan Pavelescu prezintă în [4], pe lângă cele patru **tipuri fundamentale** de uzare (**adeziunea, abraziunea, oboseala de contact și coroziunea**) și alte tipuri de uzare derivate sau cu caracter particular.

În **Tabelul 1** este prezentată clasificarea **tipurilor fundamentale** de uzare propusă de profesorul Pavelescu cu diversele cuple de frecare în care se dezvoltă aceste tipuri de uzare. În **Tabelul 2** este prezentată clasificarea **tipurilor particulare** de uzare propusă de profesorul Pavelescu, cu diversele cuple de frecare în care se dezvoltă tipurile de uzare.

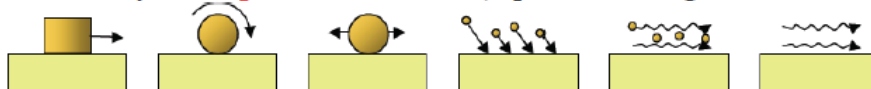
În funcționarea cuplelor de frecare se întâlnesc, adesea, mai multe tipuri de uzare. Astfel, dacă la început se dezvoltă uzură adezivă, particulele ce rezultă pot constitui, în următoarea etapă, material abraziv interpus între suprafețele în contact. De asemenea, pe flancurile dinților angrenajelor predomină adeziunea și oboseala de contact dar dacă uleiul este contaminat cu particule abrazive, apare și uzarea de abraziune pe flancurile dinților.

- În funcție de **comportamentul global** (*aspect macroscopic și empiric*)



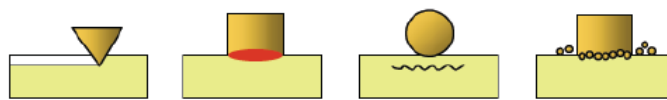
*Ușoară Severă Catastrofală*

- În funcție de **tipul de solicitare** (*aspect tehnologic, Siebel 1938*)



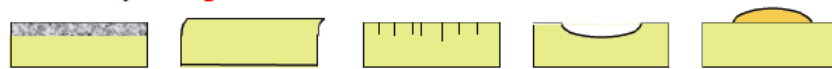
*Alunecare Rulare Oscilare (fretting) Impact Erodare Cavitație*

- În funcție de **tipul de interacțiune** (*aspect microscopic*)



*Abraziune Adeziune Oboseală Tribochimică (corozivă)*

- În funcție de **procesul fizic**



*Schimbarea fazei Deformare plastică Fisurare Pierdere de material (uzură) Transfer de material*

Fig. 1 Clasificarea tipurilor de uzare (după Denape J et al.) [3]

O clasificare mai veche a uzărilor o face Burwell în 1957 când stabilește 4 tipuri de bază de uzare: **uzarea adezivă, uzarea abrazivă, oboseala de suprafață, și uzarea de coroziune** [4].

În plus , el mai introduce o categorie de “**tipuri minore de uzare**” în care sunt incluse eroziunea și cavitația . Profesorul Dan Pavelescu prezintă în [4 ] pe lângă cele patru **tipuri fundamentale** de uzare (adeziunea, abraziunea, oboseala de contact și coroziunea) și alte tipuri de uzare derivate sau cu caracter particular. În tabelul 1 este prezentată clasificarea tipurilor fundamentale de uzare propusă de profesorul Pavelescu cu diversele cuple de frecare în care se dezvoltă tipurile de uzare. În Tabelul 2 este prezentată clasificarea tipurilor particulare de uzare propusă de profesorul Pavelescu, cu diversele cuple de frecare în care se dezvoltă tipurile de uzare.

În funcționarea cuplelor de frecare se întâlnesc, adesea, mai multe tipuri de uzare. Astfel, dacă la început se dezvoltă uzură adezivă, particulele ce rezultă pot constitui, în următoarea etapă, material abraziv interpus între suprafețele în contact. De asemenea, pe flancurile dinților angrenajelor predomină adeziunea și oboseala de contact dar dacă uleiul este contaminat cu particule abrazive, apare și uzarea de abraziune pe flancurile dinților.

**Tabelul 1. Tipuri fundamentale de uzare**

Tipuri de uzare	Natura uzării	Cuple de frecare afectate de aceste tipuri de uzare
<b>A. Tipuri fundamentale de uzare</b>		
<b>1. Uzarea adezivă</b>	Mecanică Metalurgică Termică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• asamblări demontabile</li> <li>• fus-cuzinet</li> <li>• angrenaje</li> <li>• ghidaje</li> <li>• cilindru-segmenți</li> <li>• scule așchietoare</li> <li>• camă-tachet</li> </ul>
<b>2. Uzarea abrazivă</b>	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• suprafețe active ale utilajelor din mediu abraziv (brăzdare, sape de foraj, palete, transportoare etc.)</li> <li>• cuple ce lucrează în mediu deschis (angrenaje, lanțuri, rulmenți etc.)</li> <li>• cuple insuficient protejate (cilindru-segmenți, rulmenți, angrenaje, ghidaje etc.)</li> </ul>
<b>3. Uzarea prin oboseală de contact</b>	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple de clasa I și a II-a cu solicitări de contact ciclice (rulmenți, angrenaje, șuruburi cu bile, ghidaje cu role, camă-tachet etc.).</li> </ul>
	Mecanică Termomecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple de clasa I și a II-a puternic solicitate și funcționând în condiții uscate cu importante efecte termice (bandaj de roată-șină, angrenaje).</li> </ul>



<b>4. Uzarea de coroziune</b> 4.1. Coroziunea chimică	Chimică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple supuse agenților chimici (acizi) sau cele supuse lubrifiantului degradat sau contaminat cu apă .</li> <li>• Cuple neprotejate față de oxigenul și vaporii de apă din atmosferă .</li> </ul>
4.2. Tribocoroziunea	Chimică Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple de frecare unde stratul de oxizi format se distruge treptat prin efecte mecanice și coroziunea progresează (lagăre, ghidaje, cilindru-segmenti etc.)</li> </ul>
4.3. Coroziunea de fretaj	Chimică Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple de frecare supuse coroziunii cu mișcări de mică amplitudine (rulmenți, caneluri, asamblări filetate etc. )</li> </ul>
4.4. Coroziunea galvanică	Electrochimică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple unse aflate sub acțiunea curentului electric (rulmenți, angrenaje , lagăre de alunecare)</li> </ul>
4.5. Ciupirea electrică	Electrică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple pe suprafața cărora se produc descărcări electrice (roți-șină, rulmenți etc.)</li> </ul>
4.6. Biocoroziune	Biochimică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple aflate sub acțiunea lichidelor de răcire-ungere degradate (ghidaje la mașini-unelte, conducte etc.)</li> </ul>

**Tabelul 2. Tipuri particulare de uzare**

<b>B. Tipuri particulare de uzare</b>		
Cavitația	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Suprafețele ce lucrează în medii fluide (palete de turbine, elicii, lagăre de alunecare, pompe etc.)</li> </ul>
Uzarea de impact	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple solícitate periodic de particule dure (utilaje de mărunțire, angrenaje solícitate la șoc etc.)</li> </ul>
Uzarea prin cojire superficială	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Flancurile angrenajelor.</li> <li>• Rulmenți .</li> <li>• Came.</li> </ul>
Uzarea prin rulare la rece	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Suprafețe solícitate puternic cu deformare plastică (angrenaje, rulmenți, camă-tachet etc.)</li> </ul>
Uzarea prin încrețire	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Flancurile unor angrenaje puternic solícitate</li> </ul>
Uzarea prin brinelare	Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple puternic solícitate (rulmenți, angrenaje)</li> </ul>
Uzarea prin fisurare termo-mecanică	Termo-mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fisurări în procesele de rectificare.</li> <li>• Fisurări în urma tratamentelor termice și accentuate de solícități mecanice.</li> </ul>
Uzarea prin deformare la cald	Termică Mecanică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Suprafețe la cuple ce prezintă deformații plastice ca urmare a solícităților și a creșterilor locale ale temperaturii .</li> </ul>
Uzarea prin decolorare (pătare)	Termică	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuple de frecare supraîncălzite (cămăși de cilindru, segmenti, discuri de frână, flancuri de angrenaje etc.) .</li> </ul>

## 2. UZAREA DE ADEZIUNE

Când două suprafețe sunt în contact direct, la nivelul vârfurilor rugozităților intervin energiile de suprafață ale celor două materiale. Energia liberă a unei suprafețe solide este o energie termodinamică reversibilă capabilă să "lipească" acea suprafață de o nouă suprafață. Simultan, pentru două suprafețe în contact apare o energie termodinamică diferită de suma energiilor celor două suprafețe. Dacă  $e_1$  și  $e_2$  sunt energiile libere pentru cele două suprafețe iar  $e_{1,2}$  este energia celor două suprafețe în contact, atunci, energia de adeziune rezultă din relația:

$$\Delta e = e_1 + e_2 - e_{1,2} \quad (1)$$

Această energie este cunoscută sub numele de energie termodinamică de adeziune [1].

Dacă suprafețele se deplasează reciproc și sunt încărcate, la nivelul vârfurilor rugozităților se dezvoltă suplimentar și o energie mecanică.

Energia se transformă în căldură iar temperatura rezultată poate atinge local valori ridicate capabile să contribuie la formarea de microjuncțiuni, fig. 2.

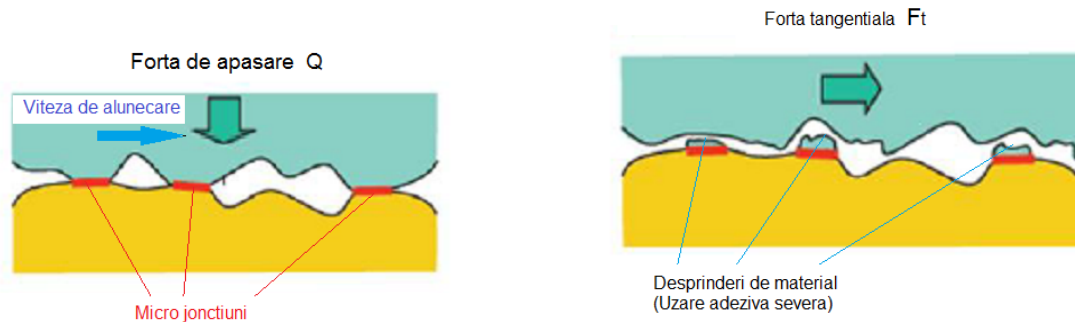


Fig. 2 Formarea și ruperea micro joncțiunilor [3]

În funcție de rezistența la forfecare a micro joncțiunilor pot apare două situații distincte:

a) Tensiunea de forfecare a micro joncțiunilor  $\tau_s$  este mai mică decât limita de forfecare a vârfurilor rugozităților ( $\tau_{f1}, \tau_{f2}$ ):

$$\tau_s < \tau_{f1} (\tau_{f2}) \quad (2)$$

În acest caz uzura adezivă este redusă .

b) Tensiunea de forfecare a micro joncțiunilor este mai mare decât limita de forfecare a unuia dintre cele două materiale în contact

$$\tau_s > \tau_{f1} (\tau_{f2}) \quad (3)$$

În acest caz se produce un transfer de material de pe o suprafață pe cealaltă, prin smulgere de material, așa cum se poate vedea în Fig. 2 . De regulă transferul se face de la materialul mai moale la cel mai dur.

Dacă varianta a) produce o uzare **adezivă blândă**, varianta b) poate produce un **gripaj incipient** sau un **gripaj total**, atunci când cupla se blochează.

## 2.1. Legile uzării adezive

Pentru a se pune în evidență legătura dintre volumul de material uzat și principalii parametri care influențează acest volum se pot utiliza diverse modele bazate pe desprinderi de material la nivelul vârfurilor de rugozitate. Un model simplificat este prezentat în [1].

Pentru aplicațiile practice se utilizează următoarea relație generală a volumului de material uzat;

$$V = K_{ad} \cdot \frac{Q}{HB} \cdot L \quad (4)$$

unde  $K_{ad}$  este un coeficient adimensional de uzură cu valori cuprinse în intervalul ( $10^{-3} \div 10^{-4}$ ), funcție de natura materialelor în contact,  $Q$  este sarcina normală pe suprafața de contact a cuplei de frecare în N,  $HB$  este duritatea materialului mai moale din cupla de frecare exprimată în  $N/mm^2$  iar  $L$  este lungimea de frecare exprimată în mm. Din relația (4) rezultă volumul de material uzat în  $mm^3$ . Relația (4) permite stabilirea următoarelor trei legi de bază a uzării adezive:

1. Volumul de material uzat este proporțional cu lungimea de frecare ( $L$ );
2. Volumul de material uzat este proporțional cu sarcina aplicată cuplei de frecare ( $Q$ );
3. Volumul de material uzat este invers proporțional cu duritatea materialului mai moale ( $HB$ ).

## 2.2. Metode de reducere a uzării adezive

Reducerea uzării adezive și în special a uzării adezive de tip gripaj se realizează printr-o serie de acțiuni vizând: materialele cuplelor de frecare, ungerea cuplelor de frecare, introducerea aditivilor de extremă presiune, răcirea cuplei.

### a) Alegerea corectă a materialelor ce formează cupla de frecare

Materialele utilizate în cuplele de frecare au tendințe diferite de a forma micro joncțiuni. Din acest punct de vedere cuplurile de materiale au un caracter antagonist (tendința pronunțată de formare a micro joncțiunilor) și caracter neantagonist (la care lipsește tendința de formare a micro joncțiunilor). Între cele două categorii extreme există și combinații cu caracter antagonist mai slab sau mai pronunțat. În tabelul 3 se indică principalele cuple de materiale funcție de caracterul neantagonist sau antagonist al acestora.

**Tabelul 3. Compatibilitatea energetică a diverselor materiale**

Cupluri de materiale	Gradul de compatibilitate	Comportarea la frecare și uzare
Pb-Cr Pb-Co Pb-Ni Pb-Fe Al-In Cr-Sn Ag-Fe Ag-Cr	<b><u>Neantagoniste</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>● Lipsa tendinței de aliere .</li> <li>● Solubilitate solidă foarte slabă .</li> <li>● Incompatibilitate din punct de vedere metalurgic.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Frecare bună .</li> <li>● Ușoară uzare de adeziune cu forfecare rapidă a micro joncțiunilor .</li> <li>● Coeficient de frecare mic .</li> </ul>
Pb-Mo Sn-Fe Ag-Mo Cu-W Fe-Zr Sn-Al	<b><u>Slab caracter antagonist</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>● Solubilitatea solidă slabă .</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Frecare acceptabilă .</li> <li>● Uzare adezivă moderată .</li> <li>● Coeficient de frecare moderat .</li> </ul>
Pb-Ag Sn-Co Sn-Cu Al-Mo Ag-Cu Cu-Fe	<b><u>Pronunțat caracter antagonist</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>● Solubilitate solidă parțială .</li> <li>● Formare de compuși metalici.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Frecare necorespunzătoare .</li> <li>● Uzare adezivă severă , gripaj .</li> <li>● Coeficient de frecare ridicat .</li> </ul>
Pb-Sn Zn-Cr Zn-Fe Al-Cr Al-Fe Fe-Cr Fe-Fe Ni-Cr Cr-Cr Ni-Ni	<b><u>Antagonism total</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>● Solubilitate solidă completă .</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Incompatibile pentru frecare de alunecare .</li> <li>● Forme severe de uzare cu gripaj .</li> <li>● Coeficient de frecare ridicat .</li> </ul>

b) În condiții de presiuni ridicate și viteze mari de alunecare se utilizează lubrifianți aditivat cu aditiv de extremă presiune (EP) (angrenaje cilindrice, conice, melcate, rulmenți puternic încărcăți, pompe cu roți dințate etc.) .

Aditivul de extremă presiune intră în reacție cu suprafețele metalice la nivelul vârfurilor rugozităților, produsele de reacție având o rezistență redusă la frecare . În același timp se produce o "corodare" a vârfurilor rugozităților , reducându-se de fapt presiunea reală de contact .

Pe de altă parte, alegerea lubrifianțului trebuie făcută astfel încât să crească grosimea filmului la nivelul cuplei și acest lucru este posibil prin creșterea vâscozității .

c) Aspectele termice sunt importante în procesul de uzare de adeziune. Deși pe zone mici (la nivelul vârfurilor rugozităților) temperaturile instantanee pot atinge 500-700°C, temperatura medie a cuplei, în general, nu depășește 70-90°C. Tendința de gripare, având și un pronunțat caracter termic, se va accentua la creșterea temperaturii cuplei.

În acest sens se recomandă utilizarea unor sisteme de preluare a căldurii, prin circulație de ulei sau prin răcire forțată. În general, un criteriu eficient pentru evaluarea gripării îl constituie produsul  $PV$ , unde  $P$  este presiunea în zona contactului iar  $V$  este viteza de alunecare în zona de

contact. De exemplu, pentru angrenaje limita de gripare exprimată prin produsul  $PV$  variază între  $(PV)_{limit} = (1,5 - 4,5) \text{ GPa}\cdot\text{m/s}$ , funcție de uleiul folosit și de temperatură.

În raport cu limitele produsului  $PV$  se poate stabili o temperatură critică a băii de ulei corelată cu vâscozitatea uleiului. În Fig. 3 este prezentată o diagramă care permite delimitări privind dezvoltarea gripării în angrenaj, funcție de vâscozitatea uleiului și de temperatura băii de ulei [5].

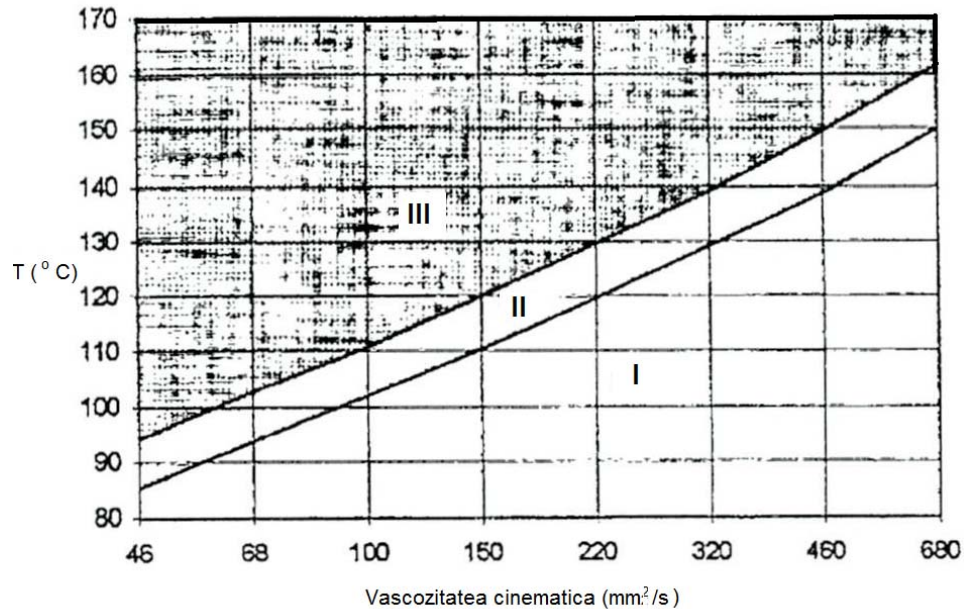


Fig.3 Influența temperaturii uleiului din baia de ulei asupra gripării [5]

În zona I, griparea se produce pentru valori  $PV$  mai mari de  $4,5 \text{ GPa}\cdot\text{m/s}$ , ceea ce înseamnă că probabilitatea apariției unui defect de gripare este foarte mică.

În zona II, apariția unui defect de gripare depinde foarte mult de condițiile de operare. În această zonă caracteristicile lubrifiantului și condițiile de operare trebuie știute cu precizie pentru a face calcule exacte, iar aditivii lubrifiantului (presiune extremă și anti-uzură) vor avea mare importanță în evitarea defectelor de gripare.

În zona III, griparea apare pentru valori  $PV$  mai mici de  $1,5 \text{ GPa}\cdot\text{m/s}$ . Folosirea uleiurilor de bază fără aditivi corespunde unei gripări imediate în condiții normale de operare.

### 3. UZAREA DE ABRAZIUNE

Abraziunea este operația mecanică de îndepărtare a materialului de pe o suprafață prin așchiere sau micro așchiere. Acest proces poate fi produs în trei moduri diferite:

- a) Prin așchiera suprafeței mai moi de către vârfurile de rugozitate ale suprafeței cu duritate mai mare, fig. 4 ;

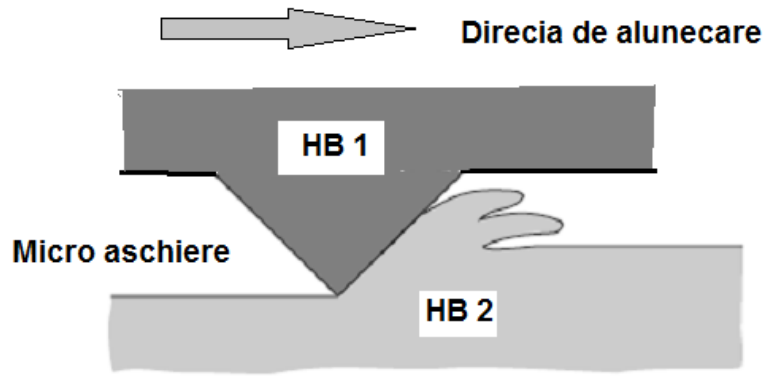


Fig. 4 Uzare prin micro așchiere ( $HB1 > HB2$ ) [ 6]

- b) Prin așchiere a uneia sau a ambelor suprafețe de către particule abrazive dure ( $HB3 > HB1$ ,  $HB3 > HB2$ ) interpuse între cele două suprafețe, fig. 5.

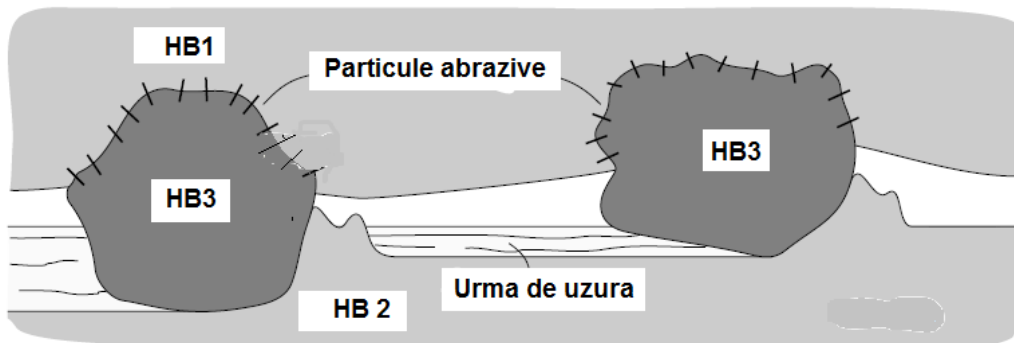


Fig. 5 Uzare prin micro așchiere cu particule dure ( $HB3 > HB1$ ,  $HB3 > HB2$ ) [6]

- c) Prin așchierarea unei suprafețe în urma impactului cu particule dure sau dezvoltare de micro fisuri în materialul lovit de particula abrazivă, fig. 6.

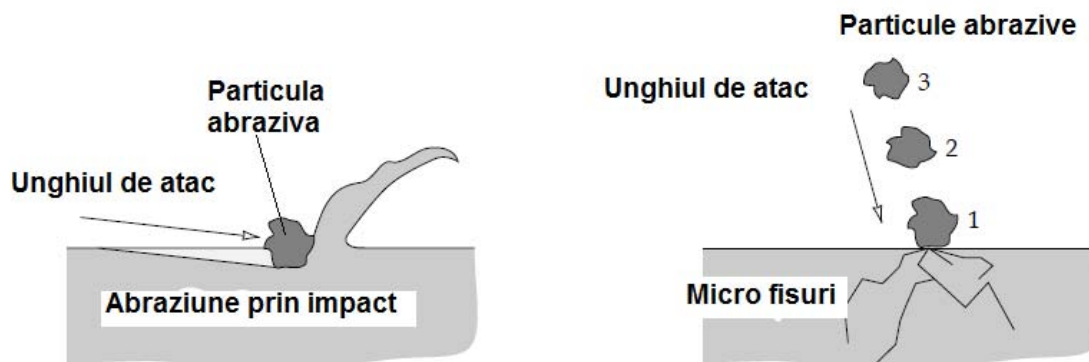


Fig. 6 Uzare de impact cu particule dure (uzare erozivă) [6]

Primul caz de uzare se întâlnește în cuplele de frecare unde există diferențe între duritățile celor două elemente în contact (fus-cuzinet, melc-roată melcată, oțel-materiale plastice etc.).

Al doilea caz de uzare se manifestă în tribosistemele de abraziune (cu mișcare de alunecare sau de rostogolire), iar particulele dure (cel de-al treilea element din cuplă) poate avea diverse proveniențe :

- microașchii rezultate din uzarea de adeziune sau din uzarea abrazivă din cazul a);
- particule dure existente în lubrifiantul contaminat;
- particule dure pătrunse în cuplă din cauza unei etanșări necorespunzătoare;

Nu toate particulele dure ce pătrund în cupla de frecare, produc uzare abrazivă. Astfel, dacă dimensiunile acestora sunt mai mici decât grosimile medii ale filmului de lubrifiant dintre cele două suprafețe, procesul de abraziune nu mai are loc.

Uzarea de abraziune cu material interpus, cum mai este denumit cazul b) de uzare, se întâlnește aproape la toate cuplele de frecare (rulmenți, angrenaje, lagăre de alunecare, ghidaje) cu o intensitate mai mare sau mai mică, în funcție de gradul de contaminare al cuplei.

Există însă cuple de frecare unde acest proces predomină (utilaje ce lucrează în mediu deschis, utilaje miniere, utilaje terasiere, utilaje din industria materialelor de construcții etc.).

În sfârșit, abraziunea prezentată schematic în fig.6, denumită și **abraziune de impact** sau **eroziune**, are o răspândire largă atât în natură (eroziunea solului, a stâncilor etc.), cât mai ales în cuplele de frecare specifice utilajelor agricole, miniere de foraj etc.

### 3.1. Factorii care influențează uzarea abrazivă

Punerea în evidență a factorilor care influențează uzarea abrazivă se poate face printr-o schemă simplă de aproximare a procesului de uzare abrazivă. Modelul este prezentat în [1]. Și în cazul uzării abrazive se obține o relație pentru volumul de material uzat similară ca la uzarea de adeziune:

$$V = K_{abr} \cdot \frac{Q \cdot L}{HB} \quad (5)$$

În cazul uzării abrazive valorile coeficientului de uzare abrazivă  $K_{abr}$  diferă de cele ale coeficientului de uzare adezivă, având valori de  $(10^{-4} - 10^{-1})$ , funcție de natura materialelor în contact, de duritatea lor și de duritatea materialului abraziv.

Cele trei legi fundamentale ale uzării adezive se regăsesc și la uzarea abrazivă :

- a) Volumul de material uzat este direct proporțional cu lungimea de frecare;
- b) Volumul de material uzat este direct proporțional cu sarcina de apăsare;
- c) Volumul de material uzat este invers proporțional cu duritatea materialului mai moale;

În cazul abraziunii cu material interpus există o interdependență între duritatea abrazivului (HB3) , duritatea suprafeței cuplei (HB1, HB2) și volumul de material uzat .

Această interdependență evidențiază trei cazuri distincte:

a) un regim de uzare scăzută când :

$$HB_{\text{abraziv}} < HB1, HB2$$

b) un regim de tranziție când:

$$HB_{\text{abraziv}} \cong HB1, HB2$$

c) un regim cu uzare pronunțată când :

$$HB_{\text{abraziv}} > HB1, HB2$$

În fig. 7 este prezentată o diagramă a variației volumului de material uzat în funcție de raportul dintre duritatea materialului uzat (HB1 sau HB2) și duritatea particulei abrazive (HB3) [1].

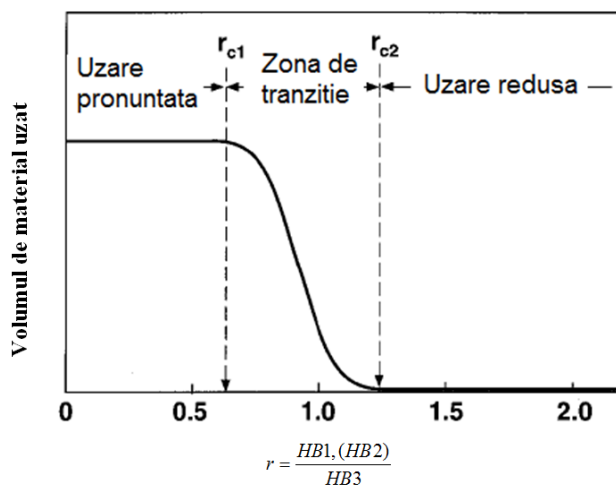


Fig. 7. Dependența dintre volumul de material uzat și raportul durităților [1]

Pe baza acestei diagrame, una din principalele măsuri de a reduce uzarea abrazivă este de a crește duritatea suprafețelor cuplelor de frecare (HB1 și HB2) cu aproximativ 30% peste duritatea abrazivului (HB3):

$$HB1 (HB2) \geq 1.30 \cdot HB3 (HB_{\text{abraziv}}) \quad (6)$$

În cazul uzării prin eroziune prezintă importanță valoarea unghiului de atac sub care este lovită suprafața de către particula abrazivă. Astfel, la materialele ductile, uzura maximă se produce la un unghi de atac de 30 grade în timp ce la materialele casante, uzura maximă se produce la un unghi de atac de 90 grade, fig.8.



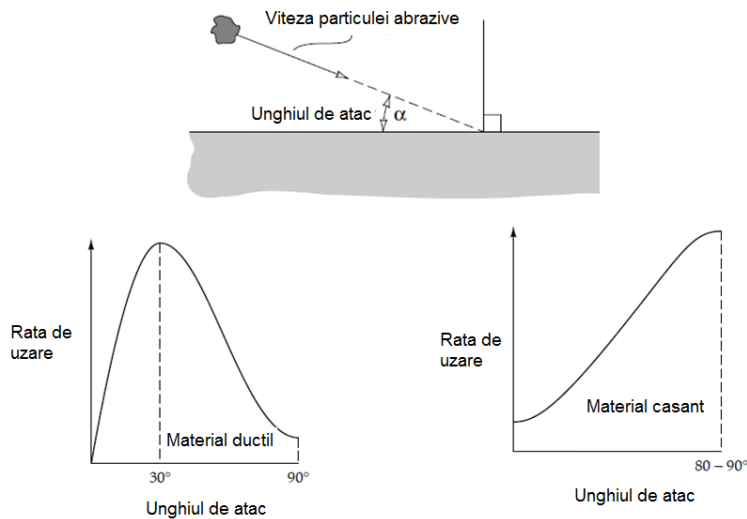


Fig. 8 Variația ratei de uzură în funcție de unghiul de atac și de natura materialelor supuse uzării de eroziune [5]

#### 4. PARAMETRII CARACTERISTICI UZĂRII ADEZIVE ȘI ABRAZIVE

Analiza cantitativă a uzărilor de tip adeziv și abraziv se face pe baza unor parametri de uzare. Principalii parametri de uzare utilizați sunt : uzura, viteza de uzare, lungimea de frecare, intensitatea de uzare.

##### 4.1.Uzura

Ca produs al fenomenului de uzare, uzura se poate aprecia cantitativ, în principal sub trei mărimi:

a) **Uzura liniară**  $U_h$  , reprezintă adâncimea stratului uzat, măsurată cu instrumente diverse , funcție de forma piesei . În general , uzura liniară nu este constantă pe toată suprafața în contact a cuplei de frecare, fie din cauza distribuțiilor diferite de presiune , fie din cauza lungimii de frecare diferite . Se măsoară în mm sau chiar în microni.

b) **Uzura volumetrică**  $U_v$  , reprezintă volumul de material îndepărtat prin uzare și se determină atunci când măsurarea adâncimii stratului uzat nu este posibilă. Se măsoară în  $mm^3$ .

c) **Uzura masică**  $U_m$  , reprezintă masa de material îndepărtat prin uzare. Uzura masică poate fi utilizată relativ simplu, prin cântărirea pieselor care compun cupla, înainte și după uzare. Se măsoară în mg.

Uzura mai poate fi determinată și indirect prin utilizarea unor metode de analiză a uleiului contaminat cu particule abrazive. În acest sens se utilizează **metoda magnetică** (în cazul cuplelor de frecare care conțin materiale feroase), **analiza spectroscopică**, **metoda ferografică** sau **metoda trasorilor radioactivi**.

Metodele indirecte prezintă avantajul că nu necesită oprirea utilajului, în schimb nu pot stabili cu exactitate uzura produsă de fiecare cuplă și suprafață a cuplei din utilaj, analizele punând în evidență, mai pregnant, aspectele calitative ale uzurii.

#### **4.2. Viteza de uzare**

Urmărind evoluția în timp a uzurii la nivelul unei cuple de frecare se constată o curbă caracteristică, prezentată în fig. 9.

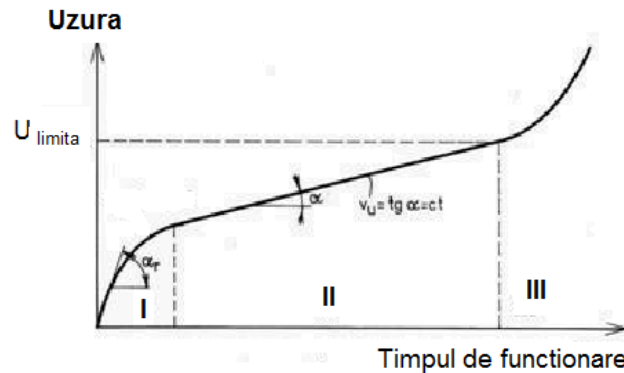


Fig. 9 Variația în timp a uzurii adezive și abrazive

Prin definiție, viteza de uzare, reprezintă variația uzurii în timp și se exprimă prin relația:

$$V_u = \frac{du}{dt} = \frac{\Delta U}{\Delta T} = \text{tg } \alpha \quad (7)$$

De pe diagrama din fig. 7 se constată că viteza de uzare variază în timp. Într-o primă perioadă de timp (zona I), uzura are o creștere accentuată, cu o viteză de uzare mare. Aceasta este perioada de rodaj pentru o cuplă de frecare și poate dura de la zeci de minute până la sute de ore. În această perioadă au loc interacțiuni la nivelul rugozităților cu obținerea unor rugozități minime.

Urmează o a doua zonă (II), în care viteza de uzare este practic constantă (tangenta unghiului  $\alpha$ ) și are valori reduse. Aceasta este perioada de funcționare normală a cuplei de frecare și se poate pe perioade de timp de zeci de ore până la zeci de mii de ore.

Cea de-a treia perioadă (III) se caracterizează printr-o creștere pronunțată a vitezei de uzare și intrarea cuplei într-un regim de funcționare periculos în care uzura poate duce la distrugerea cuplei sau la perturbarea funcționării utilajului.

În funcție de modul în care se estimează uzura, viteza de uzare se poate exprima în mm/oră,  $\text{mm}^3/\text{oră}$ , mg/oră.

#### **4.3. Lungimea de frecare**

Pentru definirea lungimii de frecare se pleacă de la o cuplă de frecare simplă, cupla disc-sabot prezentată în

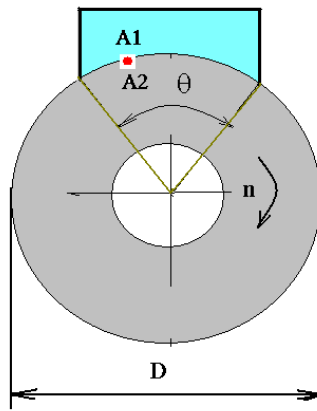


Fig.10 Determinarea lungimii de frecare pentru o cuplă de clasa a III-a

Dacă se consideră un punct  $A_1$  situat pe suprafața sabotului, când sabotul (1) este staționar, la o rotație completă a discului (2) acest punct va fi în contact direct cu toată circumferința discului. Prin urmare, pentru acest punct, lungimea de frecare la o rotație completă a discului este:

$$L_{of(A_1)} = \pi \cdot D \quad (8)$$

Pentru un același punct inițial situat pe suprafața discului,  $A_2$ , la o rotație completă a discului punctul va fi în contact direct cu sabotul pe o lungime de frecare dată de relația :

$$L_{of(A_2)} = \theta \cdot \frac{D}{2} \quad (9)$$

Într-un interval de timp  $T$ , exprimat în ore de funcționare, lungimile totale de frecare pentru punctele  $A_1$  și  $A_2$  vor fi :

$$L_{f(A_1)} = \pi \cdot D \cdot 60 \cdot n \cdot T \quad (10)$$

$$L_{f(A_2)} = \theta \cdot \frac{D}{2} \cdot 60 \cdot n \cdot T \quad (11)$$

Cum punctele  $A_1$  și  $A_2$  sunt arbitrar alese, se poate defini **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 timpul funcționării cuplei** [1].

În relațiile (10,11) turația  $n$  este exprimată în rot/min. Se observă că lungimea de frecare diferă pentru cele două suprafețe care alcătuiesc cupla.

În anumite situații prezintă importanță și **aria de frecare**, definită ca fiind **aria pe suprafața căreia are loc procesul de uzare, pentru un ciclu de solicitare** (o rotație completă sau o translație completă). Și aria de frecare are valori diferite pentru cele două suprafețe în contact. Astfel, pentru cazul disc-sabot prezentat în fig. 10, aria de frecare pentru sabot (1) este egală cu  $\theta \cdot \frac{D}{2} \cdot B$  iar aria de frecare pentru disc (2) este egală cu  $\pi \cdot D \cdot B$ , unde  $B$  este lățimea discului.

Dacă la cuplele de frecare de clasa a III-a și a IV-a, cu alunecare, determinarea lungimii de frecare și a ariei de frecare nu ridică probleme deosebite, la cuplele de clasa a I-a și a II-a, unde mișcarea de rostogolire este însoțită și de alunecare, stabilirea lungimilor de frecare și ale ariilor de frecare impune unele precauții.

Astfel, se consideră două discuri în contact, fig. 11. Sub acțiunea unei sarcini de apăsare discurile se deformează pe o zonă de lățime egală cu  $2b$ .

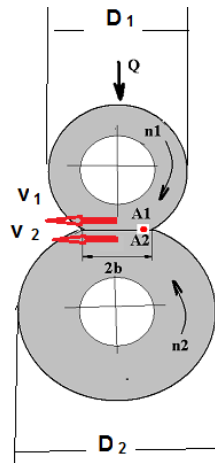


Fig. 11 Determinarea lungimii de frecare pentru o cuplă de clasa a II-a

Dacă  $V_1 > V_2$ , timpurile de parcurgere a spațiului  $2 \cdot b$  vor fi diferiți pentru punctele  $A_1$  și  $A_2$ :

$$t_{A_1} = \frac{2b}{V_1}; \quad t_{A_2} = \frac{2b}{V_2} \quad (12)$$

Cum viteza de alunecare la nivelul contactului este  $V_{a1} = V_1 - V_2$ , spațiile parcurse prin alunecare de către punctele  $A_1$  și  $A_2$ , la o singură rotație vor fi:

$$L_{of(A_1)} = t_{A_1} \cdot (V_1 - V_2) \quad (13)$$

$$L_{of(A_2)} = t_{A_2} \cdot (V_1 - V_2) \quad (14)$$

Relațiile (13,14) pot fi aduse la următoarea formă:

$$L_{of(A_1)} = 2 \cdot b \cdot \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right) = 2 \cdot b \cdot \left(1 - \frac{n_2 \cdot D_2}{n_1 \cdot D_1}\right) \quad (15)$$

$$L_{of(A_2)} = 2 \cdot b \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} - 1\right) = 2 \cdot b \cdot \left(\frac{n_1 \cdot D_1}{n_2 \cdot D_2} - 1\right) \quad (16)$$

unde lățimea benzii de contact  $2b$  se calculează cu relația specifică contactului linear.

Lungimile totale de frecare pentru puncte situate pe cele două role vor fi:

$$L_{f1} = 2 \cdot b \cdot \left(1 - \frac{n_2 \cdot D_2}{n_1 \cdot D_1}\right) \cdot 60 \cdot n_1 \cdot T \quad (17)$$

$$L_{f2} = 2 \cdot b \cdot \left( \frac{n_1 \cdot D_1}{n_2 \cdot D_2} - 1 \right) \cdot 60 \cdot n_2 \cdot T \quad (18)$$

Ariile de frecare pentru cele două discuri în contact sunt :

$$A_{f1} = \pi \cdot D_1 \cdot B, \quad A_{f2} = \pi \cdot D_2 \cdot B \quad (19)$$

unde B este lățimea în contact a celor două discuri . Pentru alte cuple de frecare cu mișcare de alunecare ( lagăr de alunecare, cupla segment –câmașă de cilindru, ghidaje de alunecare) sunt prezentate relații de calcul în [1].

#### 4.4. Intensitatea de uzare

Intensitatea de uzare se definește ca fiind uzura raportată la lungimea de frecare :

$$I_u = \frac{U}{L_f} \quad (20)$$

În cazul în care uzura este exprimată liniar ,  $U_h$  și are aceeași unitate de măsură ca și lungimea de frecare, relația (5.30) conduce la intensitatea de uzare sub formă adimensională :

$$I_{u,h} = \frac{U_h}{L_f} \quad (21)$$

Intensitatea de uzare sub formă adimensională are valori cuprinse în intervalul  $10^{-13} \dots 10^{-3}$  definind practic 11 clase de uzare prezentate în tabelul 5.3 .

**Tabelul 4. Clasele de uzare în funcție de intensitatea de uzare [1]**

Clasa de uzare	$I_{u,h}$	Natura interacțiunilor la nivelul rugozităților
0	$10^{-13} - 10^{-12}$	Deformații elastice , $\psi \leq 0.6$ uzură adezivă blândă
1	$10^{-12} - 10^{-11}$	
2	$10^{-11} - 10^{-10}$	
3	$10^{-10} - 10^{-9}$	Deformații elasto-plastice $0.6 < \psi < 1$ uzură adezivă și abrazivă
4	$10^{-9} - 10^{-8}$	
5	$10^{-8} - 10^{-7}$	Deformații plastice , $\psi \geq 1$ uzură adezivă severă uzură abrazivă
6	$10^{-7} - 10^{-6}$	
7	$10^{-6} - 10^{-5}$	
8	$10^{-5} - 10^{-4}$	Regim de microașchiere uzură abrazivă severă
9	$10^{-4} - 10^{-3}$	
10	$> 10^{-3}$	

În cazul în care uzura este exprimată volumetric , intensitate de uzare adimensională se obține cu relația :

$$I_{u,h} = \frac{U_v}{A_f \cdot L_f} \quad (22)$$

Dacă uzura este exprimată sub formă masică ,  $U_m$  , intensitatea de uzare adimensională se obține cu relația :

$$I_{u,h} = \frac{U_m}{\rho \cdot A_f \cdot L_f} \quad (23)$$

unde  $\rho$  este densitatea materialului uzat .

Intensitatea de uzare poate fi exprimată și în alte moduri . Astfel, se întâlnește des intensitatea de uzare volumetrică sau cea masică raportată la lungimea de frecare exprimată în Km:  $\text{mm}^3/\text{Km}$  și, respectiv;  $\text{mg}/\text{Km}$ .

Valori ale intensității de uzare adimensionale, pentru diverse cuple de frecare sunt prezentate în tabelul 5.

**Tabelul 5. Valori limită recomandate pentru intensitatea de uzare**

Cupla de frecare	$I_{u,h}$
• Segmenti-cămașă la motoarele cu ardere internă .	$2.5 \cdot 10^{-11} \dots 2.5 \cdot 10^{-12}$
• Lagărele arborelui cotit : - de capăt - intermediar	$4 \cdot 10^{-11} \dots 5 \cdot 10^{-12}$ $1.6 \cdot 10^{-11} \dots 1.8 \cdot 10^{-12}$
• Angrenaje : - cilindrice - conice	$1.5 \cdot 10^{-11}$ $6.3 \cdot 10^{-12}$
• Ghidaje la mașini unelte : - de alunecare - de rostogolire	$2 \cdot 10^{-9} \dots 4 \cdot 10^{-10}$ $2 \cdot 10^{-11}$
• Frâne : - cu disc - cu sabot	$8 \cdot 10^{-7} \dots 4 \cdot 10^{-10}$ $2 \cdot 10^{-3} \dots 8 \cdot 10^{-7}$
• Lagăre de alunecare	$10^{-5} \dots 10^{-7}$
• Garnituri de etanșări mobile	$5 \cdot 10^{-7} \dots 5 \cdot 10^{-8}$
• Rulmenți	$1.3 \cdot 10^{-9} \dots 2 \cdot 10^{-10}$
• Lagăre de alunecare autolubrifiate	$2 \cdot 10^{-9} \dots 6 \cdot 10^{-9}$
• Lagăre cu cuzinet din materiale plastice	$3 \cdot 10^{-7} \dots 2 \cdot 10^{-8}$

### Aplicația 1

Se consideră o cuplă de frecare disc – sabot (fig. 8) în care discul are diametrul  $D = 60 \text{ mm}$  iar unghiul pe care-l face sabotul cu discul are valoarea de  $45^\circ$  . Discul se rotește cu turația  $n = 100 \text{ rot}/\text{min}$  timp de 50 de ore. Uzurile măsurate după acest interval de timp sunt:

- pe disc,  $U_{h_2} = 0.05 \text{ mm}$ ;

- pe sabot, valoarea medie a uzurii este  $U_h = 1 \text{ mm}$ ;

Să se calculeze intensitățile de uzare corespunzătoare discului și sabotului.

### Metodologia de rezolvare

Lungimile de frecare pentru disc și pentru sabot sunt:

$$L_{0f1} = \pi \cdot 60 = 188,5 \text{ mm}; \quad L_{0f2} = \frac{45 \cdot \pi}{180} \cdot \frac{60}{2} = 23,5 \text{ mm}$$

Lungimile de frecare totale se calculează cu relația (10) și (11) :

$$L_{f1} = 188,5 \cdot 60 \cdot 100 \cdot 50 = 5,65 \cdot 10^7 \text{ mm}.$$

$$L_{f2} = 23,5 \cdot 60 \cdot 100 \cdot 50 = 7,0 \cdot 10^6 \text{ mm}.$$

Intensitățile de uzare se determină cu relația (31) :

$$I_{uh_1} = \frac{1}{7,0 \cdot 10^6} = 1,42 \cdot 10^{-7};$$

$$I_{uh_2} = \frac{0,05}{1,35 \cdot 10^7} = 3,7 \cdot 10^{-9}.$$

### Aplicația 2

Să se determine intensitățile de uzare la discurile de la Mașina AMSLER cunoscând:

Diametrele discurilor:  $D_1 = 0,06 \text{ m}$   $D_2 = 0,05 \text{ m}$ , lățimea discurilor  $B=0,010 \text{ m}$ ;

Turațiile celor două discuri:  $n_1 = 110 \text{ rot/min}$  și  $n_2 = 0,906 \cdot n_1 \text{ rot/min}$ ;

Discurile sunt din oțel și sunt apăstate cu o forță normală  $Q = 110 \text{ N}$

După un timp de funcționare  $T = 110 \text{ ore}$  s-au măsurat următoarele grosimi ale stratului uzat de pe cele două discuri:  $U_{h1} = 0,02 \text{ mm}$  și  $U_{h2} = 0,025 \text{ mm}$ .

Să se determine intensitățile de uzare pentru cele două discuri.

### Metodologia de rezolvare

1. Se determină lățimea  $2b$  a benzii de contact dintre cele două discuri:

$$b = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot R \cdot 2 \cdot (1 - \nu^2)}{\pi \cdot B \cdot E}}$$

$$\text{unde } R = \frac{D_1 \cdot D_2}{2(D_1 + D_2)}, \quad E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}, \quad \nu = 0,3.$$

Înlocuind rezultă  $b = 4,068 \cdot 10^{-5} \text{ m}$

2. Se determină lungimile de frecare totale:

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

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

Înlocuind rezultă:  $L_{f1} = 68.418 \text{ m}$  și  $L_{f2} = 82.102 \text{ m}$

3. Se calculează intensitățile de uzare:

$$I_{u,h1} = \frac{U_{h1}}{L_{f1}} ; \quad I_{u,h2} = \frac{U_{h2}}{L_{f2}}$$

Înlocuind rezultă:

$$I_{u1(1)} = 2.923 \times 10^{-7}$$

$$I_{u2(1)} = 3.045 \times 10^{-7}$$

### **Bibliografie (selectivă)**

[1] D.Olaru, *Tribologie*, Rotaprint TUIasi, 1995.

[2] Stachowiak, G.W. and Batchelor, A.W., *ENGINEERING TRIBOLOGY*, B&H House, 2002.

[3] Denape Jean, Popa Nicolae, Onescu Constantin. *Dinamica interfețelor in tribologie*. Editura Universitatii din Pitesti, 2012.

[4] Pavelescu D., *TRIBOTEHNICA*, Edit. Tehnică, București, 1983.

[5] Liviu Balan, *Cercetări privind proiectarea modernă a angrenajelor*, Teza de doctorat, Iași, 2013.



## CURSUL 13 TRIBOLOGIE

### UZAREA IN CUPELE DE FRECARA (PARTEA A II-A)

#### 1. UZAREA DE OBOSEALĂ DE CONTACT

Oboseala de contact este un fenomen de uzare declanșat după acumularea unui număr de cicluri de solicitare și se manifestă la scară macroscopică și microscopică.

La scară macroscopică, oboseala de contact este specifică tribosistemelor de rostogolire cu sau fără alunecare, în timp ce la scară microscopică, oboseala de contact se manifestă la nivelul rugozităților solicitate periodic în procesul de alunecare.

##### 1.1. OBOSEALA DE CONTACT LA RULMENȚI

Punctul de plecare al fenomenului de oboseală de contact îl constituie existența în material al unor microdefecte (incluziuni, pori, neregularități structurale) care, **sub acțiunea unor stări complexe de tensiune** ( $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ ) generate de încărcare și de mișcare, devin micro concentratori de tensiune, Fig. 1.

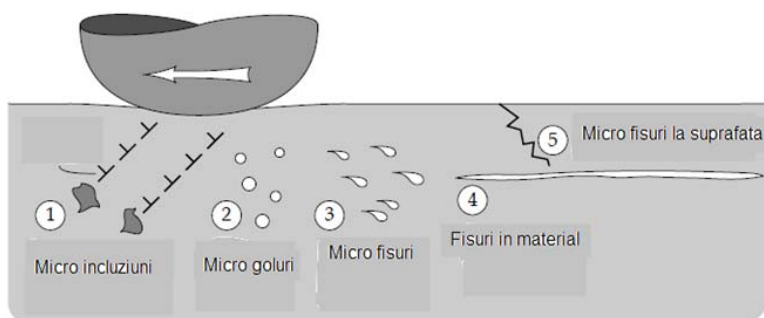


Fig. 1 Diverse micro defecte care pot fi cauze ale amorsării fenomenului de oboseală de contact [1]

Pentru tribosistemele de rostogolire din rulmenți există mai multe ipoteze privind tensiunea critică pentru oboseala de contact [1,2,3]. Principalele ipoteze au la bază tensiunea normală maximă  $\sigma_0$ , tensiunea tangențială maximă de pe suprafață  $\tau_{45,s}$ , tensiunea ortogonală maximă  $\tau_0$  de la adâncime și, mai recent, tensiunea echivalentă  $\sigma_e$  [2,3]. Conform acestei ultime ipoteze, sunt luate în considerare toate componentele tensorului tensiune și modul particular în care variază diverse tensiuni. În fig. 2-a se prezintă starea de tensiuni complexă de pe suprafața elipsei de contact precum și din stratul din adâncime iar în fig. 2-b se prezintă modul în care variază pe adâncime diversele tensiuni

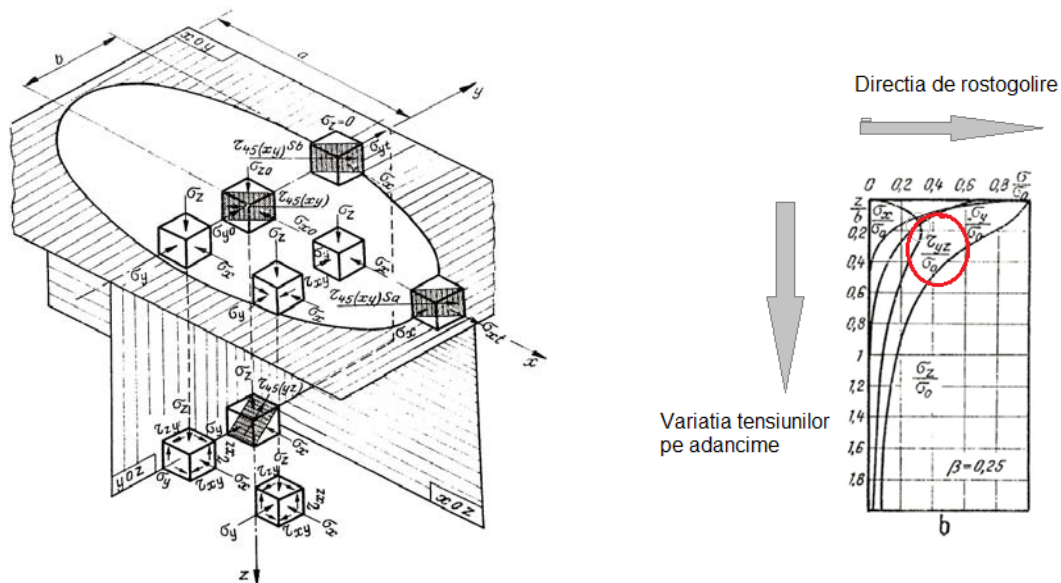


Fig. 2 Starea de tensiuni complexa pe suprafață și în substrat –a), variația unor tensiuni pe adâncime în zona de contact-b) [2]

Tensiunea echivalentă într-un punct din substrat este dată de relația [2] :

$$\sigma_e = \left\{ \frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 6 \cdot \varphi \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2) + 6 \cdot \tau_{xz}^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

unde tensiunea echivalentă are un caracter pulsator iar parametrul  $\varphi$  este un coeficient de echivalare al tensiunilor  $\tau_{xy}$  și  $\tau_{yz}$ , cu caracter alternant simetric, în tensiuni pulsatorii [3].

Prin îmbunătățirea calității oțelurilor de rulmenți, recent, firma SKF, a stabilit că sub o anumită încărcare a rulmentului, notată cu  $P_u$  în cataloagele SKF, fenomenul de oboseală de contact nu mai apare [4].

Schematic, dezvoltarea și propagarea microfisurii de la adâncime spre exterior se prezintă ca în fig.3 [1]. Astfel, în faza I, dintr-un microdefect existent în zona sollicitată, după un anumit număr de solicitări pulsatorii (tregeri succesive ale elementului ① peste elementul ②) se formează o microfisură.

În faza a II-a microfisura se propagă la suprafață iar în faza a III-a, în microfisură acționează uleiul existent în cuplă sub presiune (1-2 GPa) și care joacă rol de „pană”. Drept urmare, în faza a IV-a are loc desprinderea unei particule și formarea unei gropițe pe una din suprafețele cuplei de frecare. Fenomenul este cunoscut sub denumirea de Pitting.

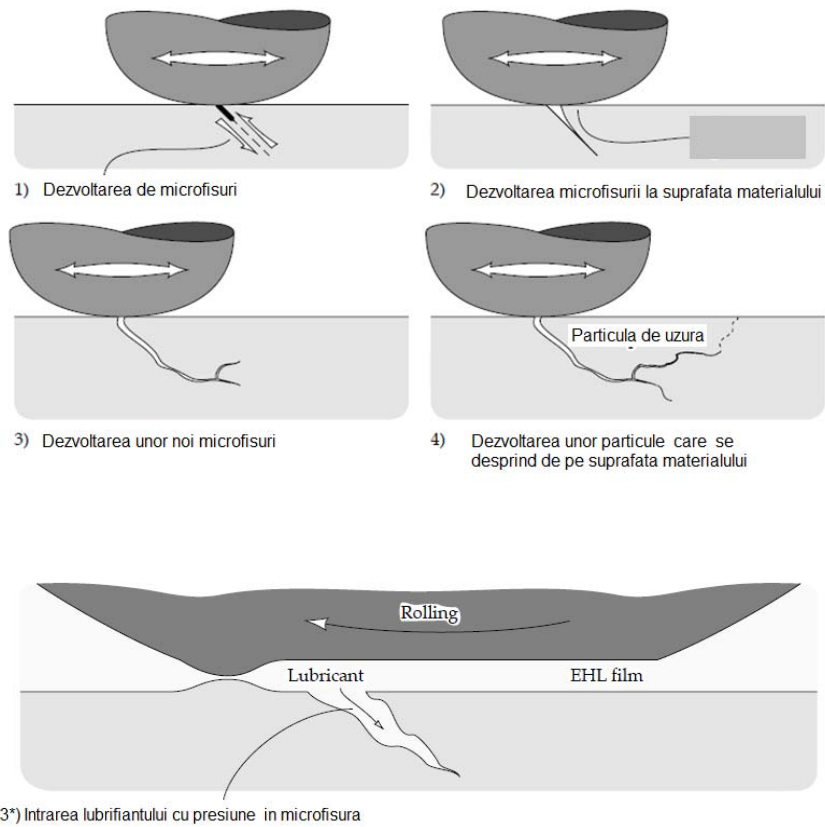


Fig. 3 Fazele dezvoltării în timp a fenomenului de oboseală de contact [1]

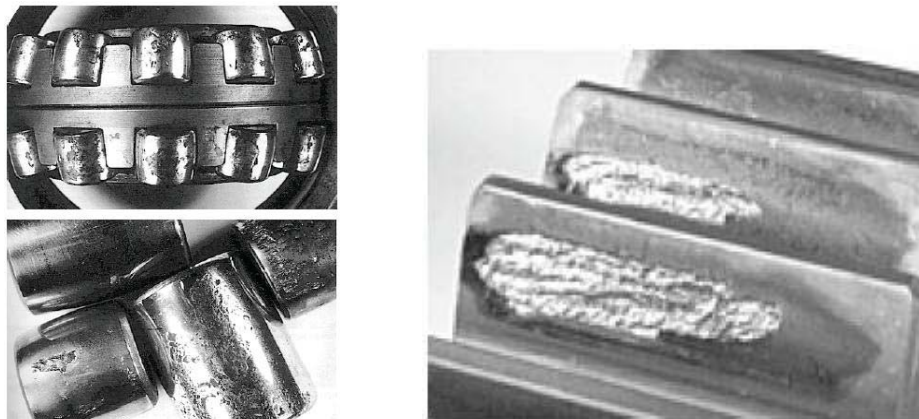


Fig. 4 Uzare de oboseala de contact pe rolele unui rulment oscilant cu role butoi si pe flancurile dinților [1]

Deteriorarea se poate produce și pe suprafață cu desprinderi de material de dimensiuni mai mici, fenomenul fiind denumit Peeling sau, prin cojirea materialului (Flacking).

Fenomenul de uzare prin oboseală de contact fiind dictat de numărul de “puncte slabe” existente în material, și cum acest număr are un caracter probabilistic, Weibull introduce în 1939 o legătură între probabilitatea de deteriorare  $P$  și volumul de material sollicitat [2] :

$$\ln(1 - P) = \int_V n(\sigma) dV \quad (1)$$

unde  $V$  este volumul de material solicitat iar  $n(\sigma)$  este o caracteristică de material și starea de tensiune.

Cercetările sistematice ale lui Lundberg și Palmgren, bazate pe ipoteza tensiunii ortogonale maxime  $\tau_0$  drept tensiune decisivă pentru oboseala de contact, au stabilit următoarea dependență:

$$\ln\left(\frac{1}{1-P}\right) \approx \tau_0^c \cdot N^e \cdot z_0^{-h} \cdot V \quad (2)$$

unde  $c, e, h$  sunt exponenți ce au fost determinați pe baza cercetărilor experimentale,  $z_0$  este adâncimea la care se produce tensiunea  $\tau_0$ ,  $N$  este numărul de cicluri de solicitare iar  $V$  este volumul de material solicitat.

Înlocuind numărul de solicitări  $N$  cu numărul de rotații  $L$ , din rel. (2) rezultă o relație generală de forma:

$$\ln\left(\frac{1}{1-P}\right) = A \cdot L^e \quad (3)$$

Prin logaritmare se obține :

$$\ln\left[\ln\left(\frac{1}{1-P}\right)\right] = \ln A + e \cdot \ln L \quad (4)$$

unde  $L$  este durabilitatea contactului, în milioane de rotații, cu o probabilitate de distrugere de  $P$ .

Relația (4) reprezintă expresia logaritmică a funcției de distribuție Weibull, biparametrică:

$$F(L, a, e) = P = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{L}{a}\right)^e\right\} \quad (5)$$

unde:  $a$  este factorul de scară și  $b$  este factorul de pantă.

Din punct de vedere practic, prezintă importanță durabilitatea la care, pentru o încărcare dată, apare fenomenul de oboseală de contact cu probabilitate de 10% ( $P = 0,1$ ).

Pentru rulmenți, relația de bază pentru durabilitatea cu probabilitatea de dezvoltare a fenomenului de oboseală de contact ( $P = 0,1$ ) este dată de următoarea relație:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (6)$$

unde  $L_{10}$  este durabilitatea rulmentului exprimată în milioane de rotații,  $C$  este **sarcina dinamică de bază** a rulmentului (dată în cataloagele de rulmenți),  $P$  este **sarcina dinamică echivalentă** ce încarcă rulmentul iar exponentul  $p$  are valori de 3 pentru contactul punctual și 10/3 pentru contact liniar.

În condiții reale, relația de bază pentru durabilitatea rulmenților, relația (6), este corectată cu factori care țin cont de fiabilitatea rulmentului, de ungere, de prezența unor contaminări. Firma producătoare de rulmenți SKF propune, în ultima perioadă, următoarea relație [5]:

$$L = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (7)$$

unde  $a_1$  este factor de fiabilitate iar  $a_{SKF}$  este un factor complex ce ține cont de condițiile de ungere, de încărcare și condițiile de contaminare. Pentru factorul  $a_1$  SKF recomandă valorile din Fig. 5, în funcție de fiabilitate  $R$  și, implicit, în funcție de probabilitatea de defectare  $P$ , între cele două mărimi existând relația clasică  $R = 1 - P$  sau în procente  $R = (100 - P)\%$ .

Factorul de corecție  $a_{SKF}$  este prezentat în fig. 7. În stabilirea valorii factorului  $a_{SKF}$  se iau în considerare următoarele condiții:

- a) Raportul dintre vâscozitatea uleiului utilizat pentru ungerea rulmentului  $\nu$  și vâscozitatea recomandată de SKF,  $\nu_1$ , raport exprimat prin parametrul  $k = \frac{\nu}{\nu_1}$ . În Fig.6 se prezintă valorile vâscozităților cinematice recomandate de SKF, exprimate în  $\text{mm}^2/\text{s}$ , în funcție de diametrul mediu al rulmentului  $d_m$ , exprimat în mm și de turația de funcționare a rulmentului  $n$ , exprimată în  $\text{rot}/\text{min}$ .

Probabilitatea de defectare P

Fiabilitatea R      Durabilitatea SKF      Factorul a1

%	n	$L_{nm}$ Milioane de rotatii	a1
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,64
96	4	$L_{4m}$	0,55
97	3	$L_{3m}$	0,47
98	2	$L_{2m}$	0,37
99	1	$L_{1m}$	0,25

Fig.5 Factorul de fiabilitate  $a_1$  după SKF [5]

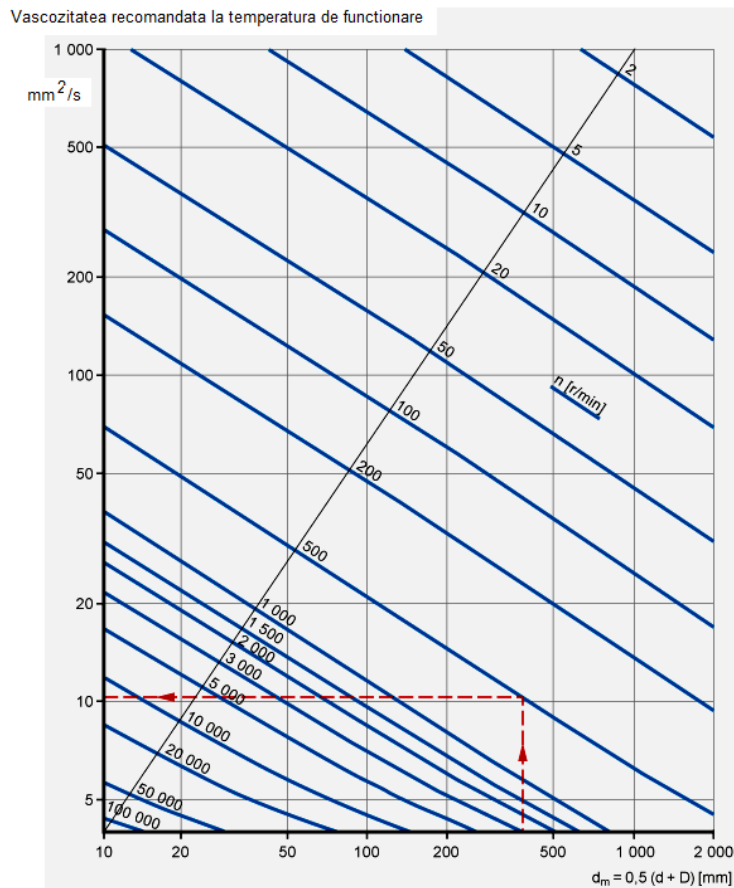


Fig.6 Vâscozitatea recomandată de SKF pentru rulmenți [5]

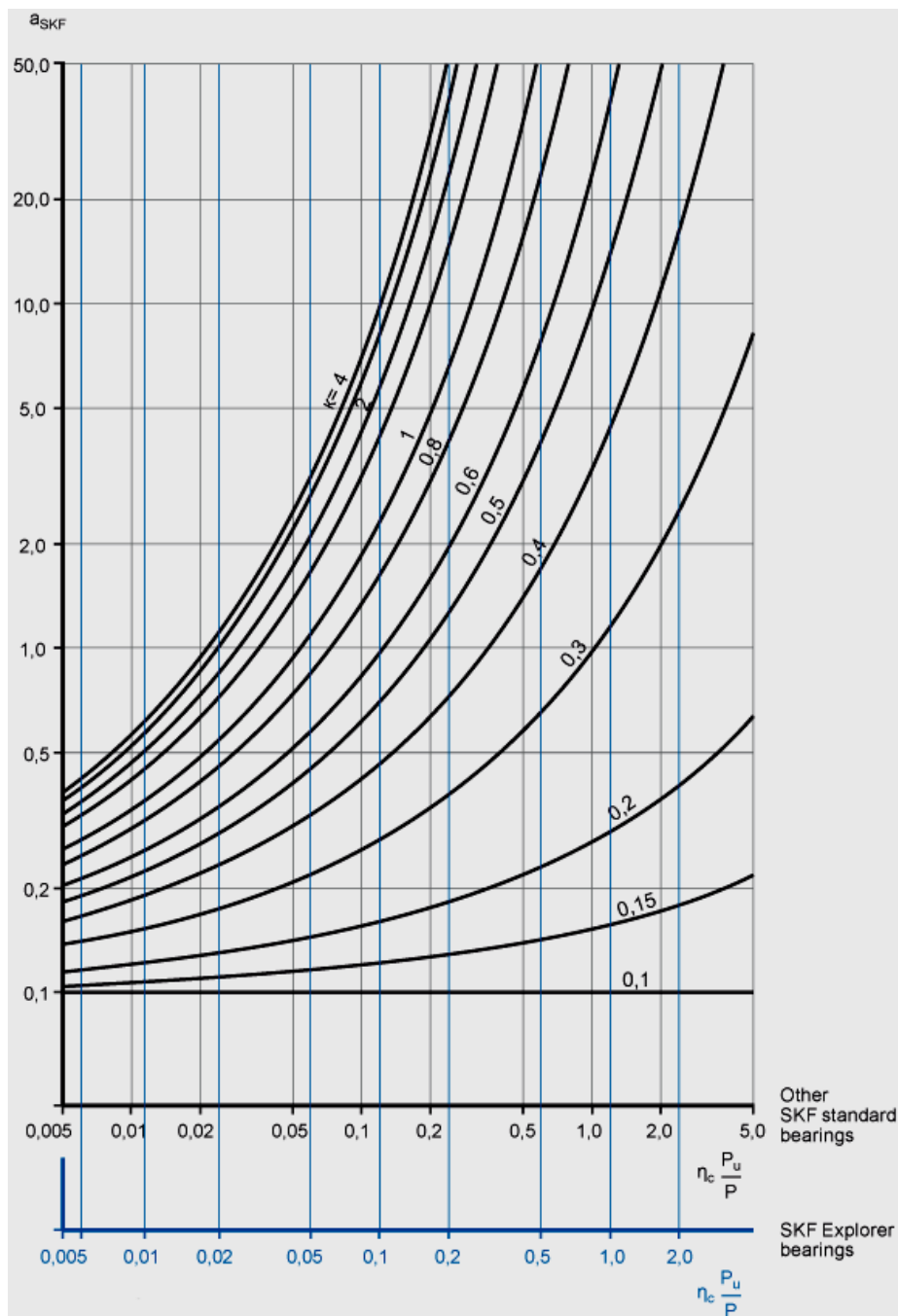


Fig. 7 Factorul de corecție  $a_{SKF}$  în funcție de condițiile de ungere, de încărcare și de gradul de contaminare a mediului [5]

b) Parametrul definit de relația:  $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$ , unde:

-  $\eta_c$  este un factor care depinde de condițiile de contaminare cu particule abrazive a mediului în care funcționează rulmentul. În Tabelul 1 sunt recomandate limite pentru factorul  $\eta_c$  în funcție de gradul de contaminare în care funcționează rulmentul și mărimea rulmentului.

-  $P_u$  reprezintă sarcina limită inferioară specifică fiecărui rulment sub care nu mai apare fenomenul de oboseală de contact. Valoarea lui  $P_u$  este indicată în catalogul de rulmenți SKF pentru fiecare rulment [6].

-  $P$  reprezintă sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul. Se determină cu relația:

$P = X F_r + Y F_a$  [2] unde  $F_r$  și  $F_a$  reprezintă sarcina radială și, respectiv, sarcina axială care încarcă rulmentul iar  $X$  și  $Y$  sunt coeficienți de echivalare indicați în cataloage funcție de tipul rulmentului.

**Tabelul 1.** Valori recomandate de SKF pentru factorul  $\eta_c$  [5]

Conditions	Factor $\eta_c$ <sup>1)</sup>	
	for bearings with diameter $d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
<b>Extreme cleanliness</b> Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1	1
<b>High cleanliness</b> Oil filtered through an extremely fine filter Typical conditions: sealed bearings that are greased for life	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Normal cleanliness</b> Oil filtered through a fine filter Typical conditions: shielded bearings that are greased for life	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Slight contamination</b> Typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and slight ingress of contaminants	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Typical contamination</b> Typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles, and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Severe contamination</b> Typical conditions: high levels of contamination due to excessive wear and/or ineffective seals	0,1 ... 0	0,1 ... 0

### Aplicația 1.

Se consideră rulmentul radial cu bile 6206 cu următoarele caracteristici geometrice:

Diametrul interior  $d = 30$  mm; diametrul exterior  $D = 62$  mm. Rulmentul este încărcat cu o forță radială  $F_r = 2000$  N.

Dacă rulmentul este uns cu uleiul H25 EP și funcționează la turația 5000 rot/min să se determine durabilitatea în ore de funcționare a rulmentului știind că echipamentul în care funcționează rulmentul lucrează într-un mediu cu condiții normale de contaminare, la temperatura de 40°C. Se consideră probabilitatea de funcționare normală de 90%.

### Metodologia de rezolvare:

- Se determină din Catalogul SKF [7] valorile pentru sarcina dinamică de bază  $C$  și pentru sarcina minimă  $P_u$ :  $C = 20,3$  kN și  $P_u = 0,48$  kN

← → ↻ Nesecurizat | imparayaycia.com/SKF%20CATALOGO%20GENERAL.pdf

SKF CATALOGO GENERAL.pdf 310 / 354

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit $P_0$	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	$C_0$		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* 6206	
62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9	
72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306	
72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9	
90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406	

- b) Se calculează diametrul mediu al rulmentului:  $dm = (d+D)/2 = (30+62)/2 = 46\text{mm}$
- c) Din diagrama de la fig. 6 se determină vâscozitatea recomandată de SKF pentru acest rulment și pentru turația impusă. Rezultă vâscozitatea  $\nu_I = 8 \text{ mm}^2/\text{s}$ .
- d) Se determină raportul  $k = \nu/\nu_I$  unde  $\nu = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$  este vâscozitatea uleiului H25 EP la temperatura de  $40^\circ\text{C}$ . Rezultă  $k = 3,125$ .
- e) Se calculează durabilitatea de bază  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$  unde  $p = 3$  pentru rulment cu bile iar sarcina dinamică echivalentă  $P = Fr$ . Înlocuind se obține:  $L_{10} = \left(\frac{20300}{2000}\right)^3$  rezultă  $L_{10} = 1045,67$  milioane rotații.
- f) Se calculează produsul  $\eta_c \cdot \frac{Pu}{P}$ . Din tabelul 1 se alege pentru parametrul de contaminare  $\eta_c = 0,55$ . Rezultă  $\eta_c \cdot \frac{Pu}{P} = 0,55 \cdot \frac{480}{2000} = 0,132$ .
- g) Se estimează valoarea factorului  $a_{SKF}$  din fig. 7, în funcție de valoarea raportului  $k$  și de produsul  $\eta_c \cdot \frac{Pu}{P}$ . Rezultă  $a_{SKF} \approx 7$ .
- h) Se calculează durabilitatea reală cu relația  $L = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$ , unde  $a_1 = 1$ , pentru o fiabilitatea de 90%. Înlocuind se obține:  $L = 1 \cdot 7 \cdot \left(\frac{20300}{2000}\right)^3$  și rezultă  $L = 7319,69$  milioane de rotații.
- i) Se calculează durabilitatea în ore de funcționare cu relația:  $L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 7319,69}{60 \cdot 5000}$   
Rezultă  $L_h = 24399$  ore de funcționare.



## 1.2 OBOSEALA DE CONTACT IN ANGRENAJE

În cazul tribosistemelor de rostogolire specifice angrenajelor, fenomenul de oboseală de contact apare pe flancurile dinților, în funcție de valoarea tensiunii de contact maximă,  $\sigma_0$ . Există o tensiune limită de contact  $\sigma_{H,lim}$  care variază în funcție de numărul de cicluri de solicitare după o diagramă de tip Wöhler [8].

Diagrama de mai sus pune în evidență trei zone :

- zona de solicitare statică, pentru numărul de cicluri de solicitare  $N$  inferior numărului de cicluri limită  $N_{st}$  (zona I) în care nu apare fenomenul de oboseală de contact;

zona de durabilitate limitată ,  $N_{st} \leq N \leq N_0$  , în care fenomenul de oboseală de contact apare după depășirea unui anumit număr de cicluri de solicitare  $N$  (zona a II-a) ;

- zona durabilității nelimitate , pentru  $N > N_0$  (zona a III-a) ;

În aplicațiile curente, proiectarea angrenajelor se face pentru zonele II sau III. Pentru un număr mic de solicitări, ( $N_{st} = 10^5$  pentru oțeluri ) se face doar verificarea la suprasarcină.

Tensiunile limită de contact pentru zona a III-a sunt indicate în tabele și diagrame și depind de natura materialului și tratamentul termic (termochimic) aplicat. Tensiunile limită corespunzătoare zonei a II-a , dependente de numărul de cicluri de solicitare,  $\sigma_{H,lim,N}$  , se calculează cu relația [8]:

$$\sigma_{H,lim,N} = \left( \frac{N_0}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \cdot \sigma_{H,lim} \quad (8)$$

unde  $m$  este panta diagramei Wöhler iar  $N_0$  este numărul de cicluri de bază de la care curba Wöhler devine asimptotică. Pentru oțelurile de îmbunătățire și cementare  $N_0 = 5 \cdot 10^7$  iar pentru oțelurile durificate superficial prin niturare  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  . Panta diagramei Wöhler ,  $m$  , depinde atât de material și tratament termic cât și de condițiile de ungere, rugozitatea flancurilor și viteză . Are valori uzuale de 9...13 .

Tensiunea admisibilă de contact se stabilește, în funcție de tensiunea limită față de oboseala de contact, pe baza relației [8]:

$$\sigma_{H,P} = \frac{\sigma_{H,lim,N}}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad (9)$$

unde -  $S_H$  este coeficientul de siguranță (pentru o probabilitate de defectare prin oboseală de contact sub 1% se adoptă valoarea 1.15);

-  $Z_L$  este factorul de ungere cu valori de 0.9...1.11;

-  $Z_R$  este factorul de rugozitate al flancurilor cu valori de 0.7...1.1;

-  $Z_V$  este factorul de viteză cu valori de 0.9...1.1 ;

-  $Z_W$  este factorul raportului durității flancurilor dinților , cu valori de 1...1.2.

În calculul de proiectare, mărimea angrenajului se stabilește din condiția de rezistență față de oboseala de contact impunând condiția:

$$\sigma_H \leq \sigma_{H,P} \quad (10)$$

unde  $\sigma_H$  este tensiunea maximă de contact calculată cu relații specifice funcție de tipul angrenajului [8].

### 1.3. OBOSEALA DE CONTACT LA NIVELUL RUGOZITĂȚILOR

În tribosistemele de alunecare, interacțiunile repetate dintre rugozități realizează solicitări periodice în urma cărora rugozitățile sunt distruse prin fenomene de oboseală mecanică. Mecanismul de distrugere este complex atât din cauza distribuției statistice pe înălțime a rugozităților cât și din cauza deformației elastice, elasto - plastice sau plastice care apar între rugozități.

Utilizând conceptul de “uzură zero” [8] (uzura ce corespunde unui strat îndepărtat egal cu jumătate din înălțimea rugozităților) se poate determina tensiunea tangențială maximă ( $\tau_{\max}$ ) care să conducă, după un număr de  $N$  treceri, la “uzură zero”:

$$\tau_{\max} \leq \left( \frac{2000}{N} \right)^{\frac{1}{9}} \cdot \gamma_R \cdot \tau_c \quad (11)$$

unde  $\gamma_R \cong 0.2$  pentru frecarea uscată, iar  $\tau_c$  este limita de curgere a materialului mai moale din cuplă.

Alte aspecte ale “uzurii zero” pot fi găsite în [8].

## 2. UZAREA DE COROZIUNE

Când cupla de frecare funcționează într-un mediu coroziv (fie din exterior, fie din degradarea uleiului) pe una sau pe ambele suprafețe ale cuplelor de frecare au loc reacții chimice, produsele de reacție putând proteja cupla sau, cel mai adesea, ele sunt îndepărtate prin frecare astfel încât procesul coroziv se repetă în mod continuu.

Uzarea de coroziune, funcție de agentul coroziv și de funcționarea cuplei se manifestă sub diverse forme.

a) **Coroziunea chimică**, cauzată de agenți corozivi existenți în instalațiile chimice (acid azotic, acid sulfuric), de uleiurile degradate termic cu un înalt grad de aciditate (cupla segment-cămașă), de prezența apei în ulei etc.

b) **Ruginirea**, este un caz particular de coroziune datorat oxigenului și apei din atmosferă.

c) **Tribocoroziunea**, este rezultatul combinării coroziunii chimice cu acțiunea mecanică de îndepărtare a stratului de reacție format la suprafață. Prin îndepărtarea stratului de reacție, care în multe cazuri are rol de protecție, procesul de coroziune avansează continuu. O reprezentare schematică a tribocoroziunii este prezentată în fig.8 după [10].

d) **Coroziunea de fretaj** este rezultatul acțiunii unui mediu coroziv asupra cuplei de frecare ce execută mișcări oscilatorii de mică amplitudine. Această formă de coroziune se poate manifesta și la suprafețele de îmbinare prin presare a două elemente, atunci când îmbinarea nu este suficient de strânsă și permite mici deplasări relative (inele de rulmenți pe arbori sau în carcase, roți pe arbori etc.).

Coroziunea de fretaj se declanșează ca urmare a acțiunii unui mediu coroziv (chiar oxigenul din atmosferă) iar mișcările oscilatorii la nivelul suprafeței cuplei de frecare au ca efect distrugerea, prin oboseală mecanică, a stratului format. Particulele desprinse sunt adesea mai dure decât materialele de bază ale cuplei și acționează ca medii abrazive, ele neputând ieși din cuplă din cauza mișcărilor de mică amplitudine.

**Chiar și pentru un contact static, solicitat la vibrații**, tensiunile tangențiale pot învinge frecarea statică ducând la apariția unor microalunecări, cu dezvoltarea coroziunii de fretaj. Fenomenul se manifestă în diverse cuple de frecare: rulmenți și lagăre de alunecare staționare într-un ansamblu ce vibrează, îmbinări cu șuruburi, cuplaje de fricțiune, suprafețe de așezare ale arcurilor, mecanisme camă-tachet, contacte electrice etc.

Prima indicație vizuală a coroziunii de fretaj este prezența unor pete maronii (din cauza oxizilor de fier) pe suprafețele cuplelor de frecare. Coroziunea de fretaj depinde de natura materialelor în contact, de amplitudinea alunecărilor, presiunea de contact, frecvența oscilațiilor, mediu, lubrifianț.

Toate materialele (metalice sau nemetalice), în diverse combinații pot fi afectate de coroziunea de fretaj.

Există trei grupe de combinații de materiale în funcție de rezistența la coroziunea de fretaj. Câteva din aceste combinații sunt prezentate în tabelul 2 [9].

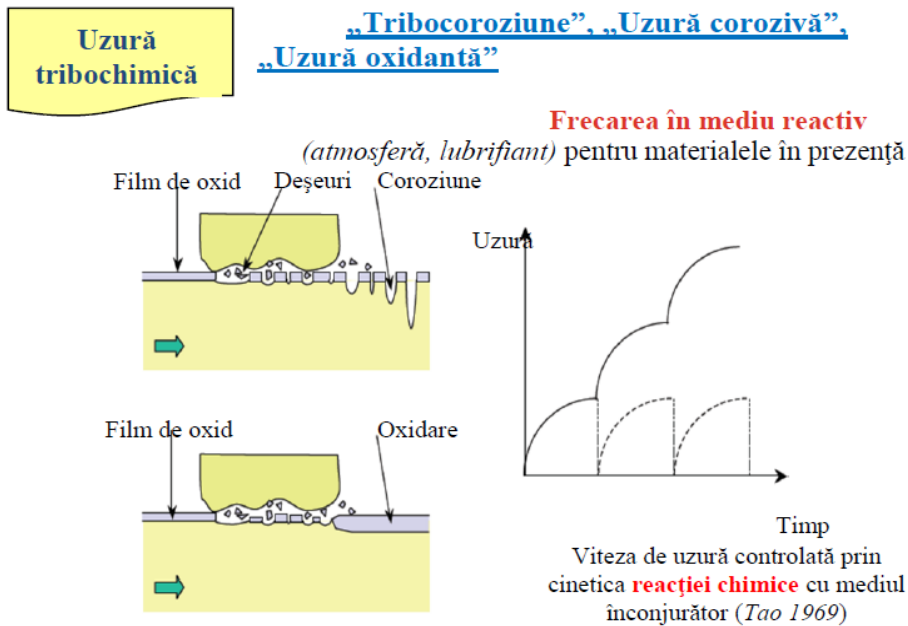


Fig. 8 Modalitatea de manifestare a tribocoroziunii [10]

**Tabelul 2** Comportarea la coroziunea de fretaj a diverselor cuple de materiale

Rezistența la coroziunea de fretaj		
bună	medie	slabă
Fontă - Fontă (cu strat protector de MoS <sub>2</sub> )	Fontă - Fontă (cu suprafețe rugoase)	Fontă - Strat de crom
Fontă-oțel inoxidabil (cu strat protector de MoS <sub>2</sub> )	Fontă - Strat de cupru	Fontă - Strat de cositor
Oțel laminat - Oțel laminat	Fontă - Strat de argint	Oțel scule - Oțel inoxidabil
Oțel de scule - Oțel de scule	Fontă - Bronz	Aluminiu - Oțel inoxidabil
Material plastic - Strat de aur	Fontă - Zinc	Aluminiu - Fontă
Oțel - Oțel cu strat depus de nylon (1.6 mm)	Bronz fosforos - Oțel	Bachelită - Fontă
Strat de argint - Oțel	Oțel - Zinc	Materiale plastice - Fontă
Plumb - Oțel	Strat de nichel - Aluminiu	Strat crom - Strat crom
Strat argint - Strat aluminiu	Strat de argint - Aluminiu	Oțel - Oțel
		Oțel - Nichel
		Aliaje de aluminiu - Oțel
		Cositor - Oțel

Coroziunea de fretaj se declanșează la alunecări cu amplitudini de  $10^{-3} \mu m$ , volumul de material uzat crescând proporțional cu amplitudinea mișcării de alunecare. Coroziunea de fretaj, deși poate apare la presiuni de contact mici, crește în intensitate odată cu creșterea presiunii de contact din cuplă. Peste anumite valori ale presiunii de contact (presiunea nominală), se constată o scădere în intensitate a coroziunii de fretaj, aceste valori ale presiunilor de contact fiind de (60-100) MPa. Creșterea frecvenței oscilațiilor conduce, în general, la scăderea volumului uzat prin coroziune de fretaj.

Coroziunea de fretaj este puternic influențată de activitatea corozivă a mediului în care funcționează cupla. În afara mediilor corozive, umiditatea și oxigenul din atmosferă joacă un rol important în producerea coroziunii de fretaj.

Prevenirea sau reducerea coroziunii de fretaj presupune un ansamblu de măsuri vizând alegerea corespunzătoare a materialelor componente ale cuplei, utilizarea lubrifiantului, reducerea agresivității mediului.

Cea **mai eficientă soluție constă în cufundarea în baie de ulei a cuplei de frecare, atunci când este posibil**. O eficiență sporită se obține și prin utilizarea unsoarelor de calciu aditivate cu aditivi EP sau utilizarea unor straturi de MoS<sub>2</sub> sau grafit coloidal.

Bune rezultate se obțin și prin utilizarea tratamentelor termice și termochimice, acoperiri de protecție electrochimice sau acoperirea suprafețelor cuplelor de frecare cu straturi de materiale plastice.

Pentru tribocoroziune, Archard a stabilit în 1980 o relația calitativă de forma [9]:

$$I_{U.V} = K_c \cdot \frac{Q}{HB} \quad (12)$$

unde  $K_c$  este un coeficient de uzură de coroziune ce depinde de temperatură, agentul coroziv, dimensiunea contactelor la nivelul rugozităților, natura materialelor în contact,  $Q$  este sarcina iar  $HB$  este duritatea materialului mai moale din cuplă.

### 3. DURABILITATEA CUPLELOR DE FRECARĂ

Procesele de uzare ce au loc la nivelul cuplelor de frecare conduc la limitarea duratei de funcționare a acestora și, în final, la limitarea duratei de funcționare a utilajului. Limitele admise pentru uzura suprafețelor cuplelor de frecare sunt apreciate pe baza a trei criterii:

- a) Scăderea preciziei de funcționare a utilajului;
- b) Creșterea nivelului de zgomot și de vibrații, peste limitele admise, creșteri ale temperaturii la nivelul unor cuple;
- c) Modificarea parametrilor funcționali ai utilajelor (capacitate portantă, randament, parametri cinematici) cu iminența apariției unor distrugerii ale cuplelor de frecare.

Pentru majoritatea utilajelor, criteriul de precizie al funcționării este hotărâtor în aprecierea durabilității cuplelor de frecare ce intră în componența utilajului. Modul de influențare al uzurii fiecărei cuple asupra preciziei de funcționare a întregului utilaj este complex și dificil de cuprins sub forma unor relații.

Există însă recomandări pentru aprecierea nivelului limită de uzură la diverse cuple de frecare, mai des utilizate în aplicațiile practice.

În tabelul 3 sunt prezentate recomandări privind nivelul limită de uzură acceptat la principalele cuple de frecare [11].

**Tabelul 3** Recomandări privind nivelul limită de uzură acceptat la principalele cuple de frecare [11].

Tipul cuplei de frecare	Nivelul limită de uzură acceptat
<b>Rulmenți :</b>	
a) Față de oboseala de contact . b) Față de uzarea abrazivă .	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Apariția primelor ciupituri pe căile de rulare sau corpurile de rostogolire ;</li> <li>• Creșterea jocului radial al rulmentului cu cantitatea <math>\Delta J_{lim} = f_u \cdot K_u</math> (<math>\mu\text{m}</math>) ; unde <math>f_u</math> este un factor de uzură dependent de domeniul de funcționare al rulmenților cu valori de (2...20) iar <math>K_u</math> depinde de mărimea rulmentului și poate fi calculat cu relația:  <math display="block">K_u = 0.4 \cdot d^{0.7} \text{ (}\mu\text{m)},</math> în care diametrul alezajului rulmentului, d, se exprimă în mm.</li> </ul>
<b>Angrenaje :</b>	
a) Angrenaje cu flancuri durificate . b) Angrenaje cu flancuri nedurificate .	<ul style="list-style-type: none"> <li>• În cazul apariției oboselii de contact se admite ca suprafața distrusă prin pitting să nu depășească (15-20)% din suprafața totală a flancurilor dinților;</li> <li>• În cazul uzării de oboseală de contact se admite ca suprafața distrusă prin pitting să nu depășească (30-40)% din suprafața totală a flancurilor dinților .În cazul uzării adezive și abrazive se admite un strat limită uzat de (10-20)% din modulul angrenajului .</li> </ul>
<b>Lagăre de alunecare</b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pentru arbori rezemați pe lagăre , jocul limită admis este (2...3) din jocul inițial de montaj dintre fus și cuzinet .</li> <li>• Pentru articulații, jocul limită poate atinge valori de (4-6) ori mai mari decât jocul inițial de montaj .</li> </ul>
<b>Cupla cilindru-piston</b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Grosimea limită a stratului îndepărtat de pe cilindru, la motoare cu ardere internă este de <math>2.4 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{D}</math> (mm) unde D este diametrul cilindrului, exprimat în mm;</li> <li>• Pentru cilindri hidraulici, se admite o grosime limită de (0.04-0.1) mm.</li> </ul>
<b>Cuplaje cu fricțiune</b>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Grosimea limită admisă a stratului uzat este de (70-80)% din grosimea stratului de fricțiune utilizat.</li> <li>• În cazul straturilor de fricțiune nituite, stratul limită îndepărtat trebuie să fie cu 0.1...0.15 mm deasupra niturilor.</li> </ul>

Calculul durabilității cuplelor de frecare, în funcție de limitele admise pentru uzură se face diferențiat, funcție de tipul de uzare și de natura cuplelor de frecare.

Astfel, durabilitatea față de oboseala de contact se calculează diferențiat față de tipul cuplei. Pentru rulmenți, cunoscând condițiile de funcționare, durabilitatea se calculează cu relația (7) și se exprimă în milioane de rotații. Durabilitatea exprimată în ore de funcționare se exprimă cu relația:

$$T = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \quad (\text{ore}) \quad (13)$$

unde  $n$  este turația de funcționare a rulmentului exprimată în rot/min.

Durabilitatea față de uzura abrazivă și adezivă se poate estima cu aproximație funcție de intensitatea de uzare și de nivelul limită admis pentru stratul uzat.

Astfel, din relația de definiție a intensității de uzare:

$$I_{u,h} = \frac{U_h}{L_{0f} \cdot 60 \cdot n \cdot T} \quad (14)$$

Impunându-se o valoare limită pentru uzura liniară  $U_{h,lim}$  din Tabelul 3 sau din alte condiții impuse de precizie, zgomot etc. și adoptând o valoare pentru intensitatea de uzare liniară recomandată tipului de cuplă de frecare, se poate determina durata de funcționare a cuplei cu relația:

$$T = \frac{U_{h,lim}}{I_{u,h} \cdot L_{0f} \cdot 60 \cdot n} \quad (\text{ore}) \quad (15)$$

unde -  $U_{h,lim}$  este limita de uzură admisă pentru suprafețele cuplei de frecare, în mm;

-  $I_{u,h}$  este intensitatea de uzare adimensională specifică cuplei de frecare;

-  $L_{0f}$  este lungimea de frecare pentru un singur ciclu de funcționare a cuplei (o rotație sau o cursă), în mm ;

Relația (15) presupune o dependență liniară a uzurii în timp, fapt ce corespunde, de cele mai multe ori cu realitatea, după efectuarea rodajului. Totodată, relația (15) poate fi utilizată atunci când turația de funcționare este constantă.

#### **Bibliografie selectivă:**

- [1] Stachowiak G. W, Batchelor A.W., *Engineering Tribology*, Butterworth &Heinemann Ed.1993.
- [2] M.D.Gafițanu, Sp. Crețu, D. Olaru, *Rulmenți. Proiectare și tehnologie*, Vol.1, Ed. Tehnică, București, 1985.
- [3] Sp. S. Crețu, *Contactul concentrat elastic-plastic*, Editura POLITEHNIUM, Iași, 2009.
- [4] (<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/fatigue-load-limit-pu>).
- [5] (<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life>
- [6] (<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings#cid-493604>)
- [7] <http://www.imparayaycia.com/SKF%20CATALOGO%20GENERAL.pdf>)
- [8] M.D. Gafitanu, Sp. Cretu s.a., *Organe de mașini vol.II*, Ed. Tehnică, București, 1981.
- [9] D. Pavelescu, *Tribotehnica*, Ed. Tehnică, București, 1983.
- [10] Denape, J., Popa, N. Onescu, C. *Dinamica interfețelor în tribologie*, 2012, Univ. Pitești.
- [11] D.Olaru, *Tribologie*, Litografia T.U.Iasi, 1995.

## CURSUL 14 TRIBOLOGIE

### 1. REGIMUL DE LUBRIFICAȚIE MIXT

Între regimurile de lubrificație HD și EHD, pe de o parte, și regimul de lubrificație limită, pe de altă parte, există un regim de lubrificație denumit **mixt** sau **parțial**, în care stratul de lubrifianț nu este suficient de mare ca să separe complet cele două suprafețe și apar interacțiuni directe între unele vârfuri de rugozități, așa cum este prezentat în figura 1.

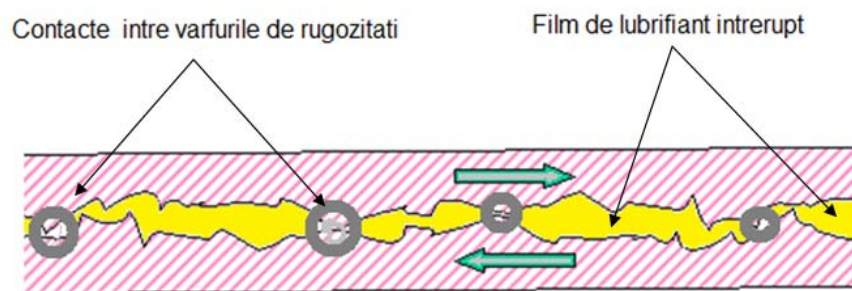


Fig. 1 Regim de lubrificație mixt [1]

Regimul de lubrificație mixt se caracterizează printr-un film de lubrifianț care are grosimea de același ordin de mărime cu înălțimile rugozităților. Funcție de mărimea rugozităților, grosimea medie a filmului acoperă o plajă largă de valori, de la (0.02...0.2)  $\mu\text{m}$ , în cazul rulmenților, până la (1...5) $\mu\text{m}$ , în cazul lagărelor de alunecare. Prezența contactelor directe implică dezvoltarea unor forme de uzare adezivă și abrazivă. Regimul de lubrificație mixt este predominant în cuplele de frecare industriale, principalele cauze fiind: pornirile și opririle repetate, schimbările de viteză de alunecare (la angrenaje), vitezele mici (în ghidaje de rostogolire), creșterea temperaturii în cuplă cu reducerea vâscozității, rugozitățile mari (în special în perioada de rodaj).

Aproape toate cuplele de frecare funcționează, o perioadă mai lungă sau mai scurtă de timp, în regim mixt. Variația coeficientului de frecare în raport cu parametrul  $\frac{\eta \cdot v}{p}$ , la trecerea din regimul limită în regimul HD, se caracterizează printr-o curbă tipică, numită **curba Stribeck**, prezentată în figura 2.

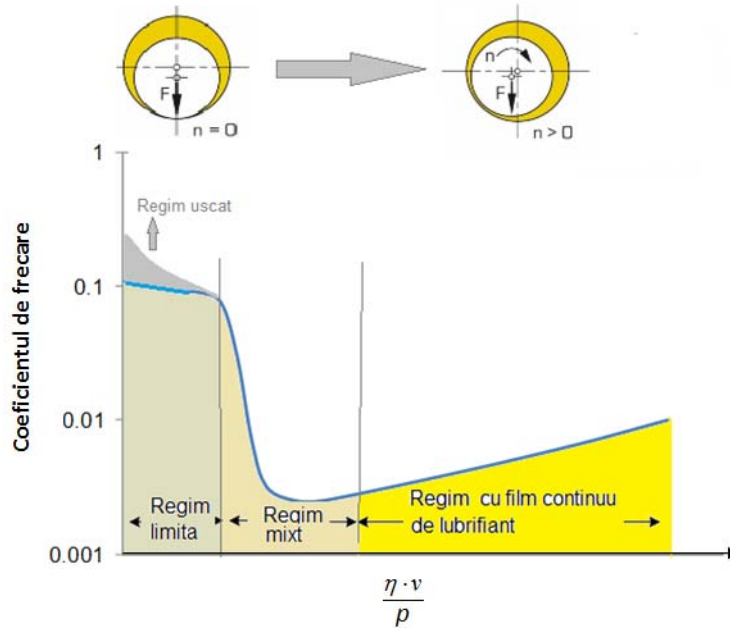


Fig. 2 Curba Stribeck [1,2]

Parametrul  $\frac{\eta \cdot v}{p}$ , cunoscut și sub numele de numărul lui Hersey, include, în cazul unui lagăr de alunecare, următoarele mărimi:  $\eta$  - vâscozitatea dinamică a lubrifiantului (Pa.s),  $v$  - viteza periferică a fusului(m/s) și  $p$  - forța radială din lagăr pe unitatea de lungime (N/m).

Cele două suprafețe (fus și cuzinet, în cazul tipic al unui lagăr radial de alunecare) sunt, la început, în contact direct, iar coeficientul de frecare are valoarea de (0,1 ...0,15), valoare ce corespunde regimului limită. Pe măsură ce crește turația fusului, în conformitate cu ecuația Reynolds, crește portanța hidrodinamică și, totodată, crește filmul de lubrifiant, lagărul intrând în regimul de ungere mixt.

În regim mixt, forța totală de frecare  $F_f$  cuprinde suma forțelor de frecare la nivelul vârfurilor de rugozități aflate în contact  $F_a$  precum și forța de frecare generată în stratul de lubrifiant  $F_l$  [2]:

$$F_f = F_a + F_l \quad (1)$$

Dacă  $F_r$  este forța radială din lagăr, coeficientul de frecare global din lagăr devine :

$$\mu = \frac{F_f}{F_r} = \frac{F_a}{F_r} + \frac{F_l}{F_r} \quad (2)$$

Dacă, din totalul forței radiale, doar o parte este preluată de asperități, adică  $\alpha \cdot F_r$ , rezultă că diferența de  $(1-\alpha) \cdot F_r$  este preluată de stratul de lubrifiant. Considerând că, la nivelul vârfurilor de rugozități, coeficientul de frecare este constant,  $\mu_a$ , și că, în stratul de lubrifiant, coeficientul de frecare este  $\mu_l$ , relația (2) devine:



$$\mu = \alpha \cdot \mu_a + (1 - \alpha) \cdot \mu_l \quad (3)$$

unde:  $\alpha$  este procentul de contacte directe între vârfurile de rugozități, raportate la întreaga suprafață de contact. Conform schemei din figura 2, la creșterea turației și, implicit, la creșterea parametrului  $\frac{\eta \cdot v}{p}$ , componenta frecării la nivelul vârfurilor asperităților,  $(\alpha \cdot \mu_a)$ , se reduce conform curbei Stribeck, prin creșterea grosimii filmului, până la dispariția completă ( $\alpha = 0$ ). Componenta frecării fluide,  $(1 - \alpha) \cdot \mu_l$ , crește continuu cu turația, atât prin reducerea lui  $\alpha$ , cât și prin creșterea tensiunii tangențiale  $\tau$ , care este proporțională cu gradientul de viteză, conform legii lui Newton.

Însumarea celor două componente sub forma curbei Stribeck, conduce la un minim al coeficientului de frecare în zona de graniță dintre regimul mixt și regimul HD. Valoarea minimă a coeficientului de frecare poate ajunge chiar până la 0,005 [2].

Pe diagrama din figura 2, apar cele trei regimuri de ungere: **regimul limită**, în imediata vecinătate a turației zero, **regimul mixt**, cu o variație pronunțată a coeficientului de frecare, și **regimul HD**, caracterizat printr-o creștere lentă a coeficientului de frecare, odată cu creșterea turației.

În calculul frecărilor, la nivelul unui lagăr ce funcționează în regim mixt, este important să se stabilească cu suficientă precizie valoarea coeficientului de frecare, întrucât acest parametru are o plajă largă de valori, în funcție de valoarea parametrului  $\frac{\eta \cdot v}{p}$ .

Turația de tranziție de la regimul mixt la regimul HD, numită și turația critică, variază în funcție de dimensiunile lagărului, de vâscozitatea lubrifiantului și de încărcare. O relație ușor de aplicat în calculele practice este relația lui Vogelpohl [3]:

$$n_{crit} = \frac{100 \cdot F_r}{C \cdot V_f \cdot \eta}, \text{ rot/min} \quad (4)$$

unde :

- $F_r$  este forța radială ce acționează asupra lagărului, în N ;
- $V_f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot B$  este volumul fusului, în mm<sup>3</sup>;
- $\eta$  este vâscozitatea dinamică a lubrifiantului, în Pa·s ;
- C este o caracteristică a grosimii minime a filmului din lagăr, cu valori de 1...3. Pentru cazuri uzuale, se poate accepta valoarea C = 1, iar pentru lagăre de precizie ridicată se poate lua valoarea C=3 [3].

Pentru zona corespunzătoare regimului mixt, se poate utiliza o lege de variație liniară a coeficientului de frecare [2]:

$$\mu = a_1 + a_2 \cdot n \quad (5)$$

unde constantele  $a_1$  și  $a_2$  se determină din condițiile la limită:

– pentru  $n = 0$ ,  $\mu = \mu_{lim}$  ;

– pentru  $n = n_{crit}$ ,  $\mu = \mu_{min}$ .

Rezultă următoarea expresie pentru  $\mu$  :

$$\mu = \mu_{lim} - (\mu_{lim} - \mu_{min}) \cdot \frac{n}{n_{crit}} \quad (6)$$

Coeficientul de frecare pentru regimul de ungere limită  $\mu_{lim}$  este dependent de materialele celor două suprafețe în contact, iar coeficientul de frecare minim  $\mu_{min}$  se calculează conform metodologiei corespunzătoare lagărului radial în regim HD.

Astfel, pentru condiții geometrice și de funcționare impuse ( $D$ ,  $d$ ,  $\psi$ ,  $\frac{B}{d}$ ,  $F_r$ ,  $n$ ,  $\eta$ ), se calculează turația critică folosind relația (4).

Corespunzător acestei turații, se determină numărul lui Sommerfeld,  $S$ , cu relația  $S_{(n_{crit})} = \frac{\eta \cdot n_{crit}}{P_m \cdot \psi^2}$ .

### Aplicația 1

**Se consideră un lagăr radial de alunecare, având următoarele caracteristici geometrice:  $D = 50.05 \text{ mm}$  ;  $d = 50 \text{ mm}$  ;  $B = 50 \text{ mm}$ . Fusul este din oțel călit superficial și rectificat, iar cuzinetul este din compoziție pentru lagăre tip aliaje Y-Sn . Sarcina radială preluată de lagăr este  $F_r = 10^4 \text{ N}$  , iar turația de lucru este de  $200 \text{ rot/min}$ . Dacă se utilizează un ulei cu vâscozitatea  $\eta = 0.03 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  , să se stabilească turația critică a lagărului și valoarea coeficientului de frecare corespunzătoare turației de funcționare.**

Pentru condiții de precizie normale, se consideră că  $C \cong 1$ , iar din relația (4) rezultă:

$$n_{crit} = \frac{10^2 \cdot 10^4}{1 \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 50 \cdot 0.03} \cong 340 \frac{\text{rot}}{\text{min}} . \text{ Deci, dacă turația de lucru a fusului este mai mică decât turația}$$

critică, rezultă că regimul de ungere din lagăr este mixt.

Se calculează numărul lui Sommerfeld corespunzător turației critice :

$$n_{crit} = \frac{340}{60} = 5.66 \frac{\text{rot}}{\text{s}} ; \quad \psi = \frac{D-d}{d} = 10^{-3} ; \quad P_m = \frac{F_r}{B \cdot d} = \frac{10^4}{50 \cdot 50 \cdot 10^{-6}} = 4 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} ;$$

$$S_{(n_{crit})} = \frac{0.03 \cdot 5.66}{4 \cdot 10^6 \cdot (10^{-3})^2} = 0.042 .$$

Din diagrama de la figura 6 (Curs 9 \_Tribologie), rezultă că pentru  $\frac{B}{D} = 1$ ,  $C_{f(n_{crit})} \cong 1,6$ .

Întrucât coeficientul pierderilor prin frecare  $C_f$  este definit de relația:  $C_f = \frac{\mu}{\psi}$  rezultă valoarea

coeficientului de frecare minim  $\mu_{\min} = 1,6 \cdot \psi = 1,6 \cdot 10^{-3}$

Pentru coeficientul de frecare limită  $\mu_{lim}$  se adoptă valoarea  $\mu_{lim} \cong 0,1$ .

Din relația (6), rezultă că:

$$\mu \cong 0,1 - (0,1 - 1,6 \cdot 10^{-3}) \cdot \frac{200}{340} \cong 0,042.$$

În cuplele de frecare specifice contactelor cu rostogolire, regimul mixt apare ca un regim de tranziție între regimul limită și regimul EHD. Și în acest caz, apare o curbă de tip Stribeck, care diferă de cazul tranziției la regimul HD. În cazul regimului EHD, pentru condiții de viteze moderate, exceptând starvarea, grosimea minimă a filmului de lubrifianț crește proporțional cu parametrul  $(\eta \cdot v)^{0,7}$ . Coeficientul de frecare, în filmele EHD, este limitat la valori maxime de  $(0,03 \dots 0,1)$ , din cauza efectelor termice specifice filmelor puternic încărcate.

Există diverse modele pentru evaluarea coeficientului de frecare în regim de ungere mixt pentru contactele cu rostogolire. Un model complex utilizat pentru evaluarea tensiunilor tangențiale în contactele Hertziane lubrifiate și funcționând în regim mixt ( $\tau^{MIX}$ ), Castro și Seabra [4] propun următoarea relație:

$$\tau^{MIX} = \tau^{EHD} f^{1,2}(\lambda) + \tau^{BDR} \cdot (1 - f(\lambda)) \quad (7)$$

unde  $\tau^{EHD}$  reprezintă tensiunea tangențială în filmul EHD de lubrifianț,  $\tau^{BDR}$  este tensiunea tangențială pe vârfurile de rugozități iar  $\lambda$  este parametrul de ungere definit de relația:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)}} \quad (8)$$

Funcția  $f(\lambda)$  este definită de relația:

$$f_{(Castro)}(\lambda) = 0,82 \cdot \lambda^{0,28} \quad (9)$$

Dacă se face înlocuirea  $\mu = \frac{\tau}{\sigma_o}$ , unde  $\sigma_o$  este presiunea de contact Hertziană, în funcție de

valoarea parametrului  $\lambda$  se poate utiliza una din următoarele relații:

$$\mu = \begin{cases} 0,11 & \lambda = 0 \\ \mu_{EHL} \cdot 0,82 \cdot \lambda^{0,28} + (1 - 0,82 \cdot \lambda^{0,28}) \cdot \mu_a & \lambda < 3 \\ \mu_{EHL} & \lambda > 3 \end{cases} \quad (10)$$

Acest model a fost utilizat de Bălan et al. [5,6] și Olaru et al [7] în modelarea frecării la rulmenți axiali cu bile.

## 2. METODE ȘI STANDURI UTILIZATE IN STUDIUL PROCESELOR TRIBOLOGICE IN LABORATORUL DE TRIBOLOGIE AL FACULTĂȚII DE MECANICĂ

Una din principalele metode de studiere a uzării și a frecării o constituie metoda cunoscută sub denumirea „pin on disk”. Schematic, metoda este prezentată în Fig.3. În esență un pin cilindric sau o bilă vine în contact cu un disc rotitor. Pinul este apăsat cu o anumită forță iar discul se rotește cu o viteză impusă. Funcție de absența sau prezența unui lubrifianț în contactul pin/disc, de natura materialelor în contact, de încărcare, de viteză, de temperatură etc. se determină uzura produsă pe suprafața discului și la capătul pinului sau pe suprafața de contact a bilei.

Dacă suportul în care se introduce pinul este fixat pe un senzor de forțe, se poate măsura în timpul funcționării atât forța de apăsare cât și forța de frecare din contactul pin/disc.

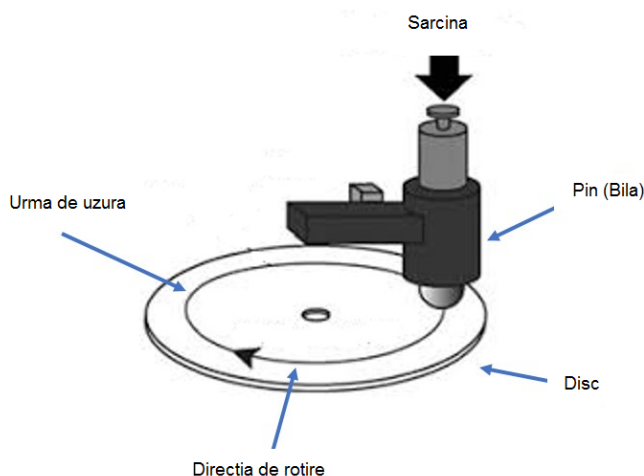


Fig.3. Schema de principiu a metodei de testare „pin on disk”

Tribometrul CETR UMT 2 din dotarea laboratorului de Tribologie din Departamentul IMMR are numeroase facilități de testare la frecare și la uzare, printre care și posibilitatea testării prin metoda „Pin on disc”. Atât forța de apăsare cât și forța de frecare sunt înregistrate automat și pot fi obținute diverse diagrame de variație a forței de frecare în funcție de timp, de viteza de rotație a discului, de forța normală. O prezentare generală a Tribometrului CETR UMT-2 este dată în Fig. 4. Detaliile constructive sunt prezentate în cadrul Lucrării nr.3 Studiul fenomenelor de uzare din cuplele de frecare.

Menținând principiul de frecare dintre un pin(bilă) și o suprafață plană, cu ajutorul Tribometrului CETR UMT 2 se pot efectua teste de frecare și de uzare pentru mișcare de alunecare rectilinie, standul având o masă care se poate deplasa cu viteze cuprinse între 0.01mm/s și 10 mm/s.

Prin această metodă s-au efectuat numeroase experimente privind frecarea la nivelul pielii umane (frecarea pe degete) precum și frecarea dintre oțel și diverse materiale plastice. Astfel în Fig. 5 se

prezintă o metodă originală de testare a frecării dintre un cilindru din oțel și un poliuretan [8,9]. Originalitatea testării constă în faptul că în tot timpul testării cilindrul din oțel păstrează aceeași urmă de contact cu banda de poliuretan.



Fig. 4 Prezentare generala a Tribometrului CETR-UMT2

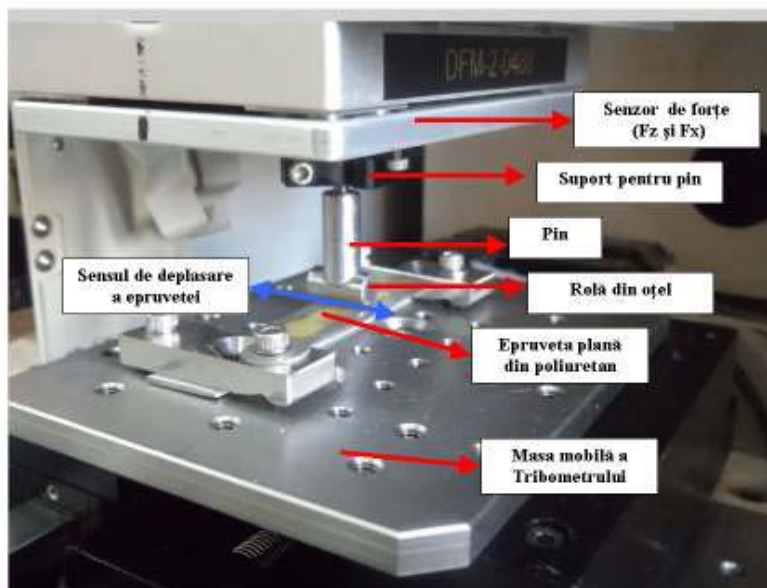


Fig. 5 Testarea poliuretanilor pe Tribometrul CETR UMT 2 [8,9]

Testări privind determinarea modului de elasticitate al țesutului degetelor umane precum și frecarea la nivelul degetelor au fost realizate pe Tribometrul CETR UMT2 utilizând aceeași metodă de testare la indentare și la frecare cu ajutorul unui cilindru din oțel cu apăsare și cu mișcare transversală pe deget. În fig. 6 este prezentată metoda de testare la indentare și la frecare a degetelor umane [10,11,12].

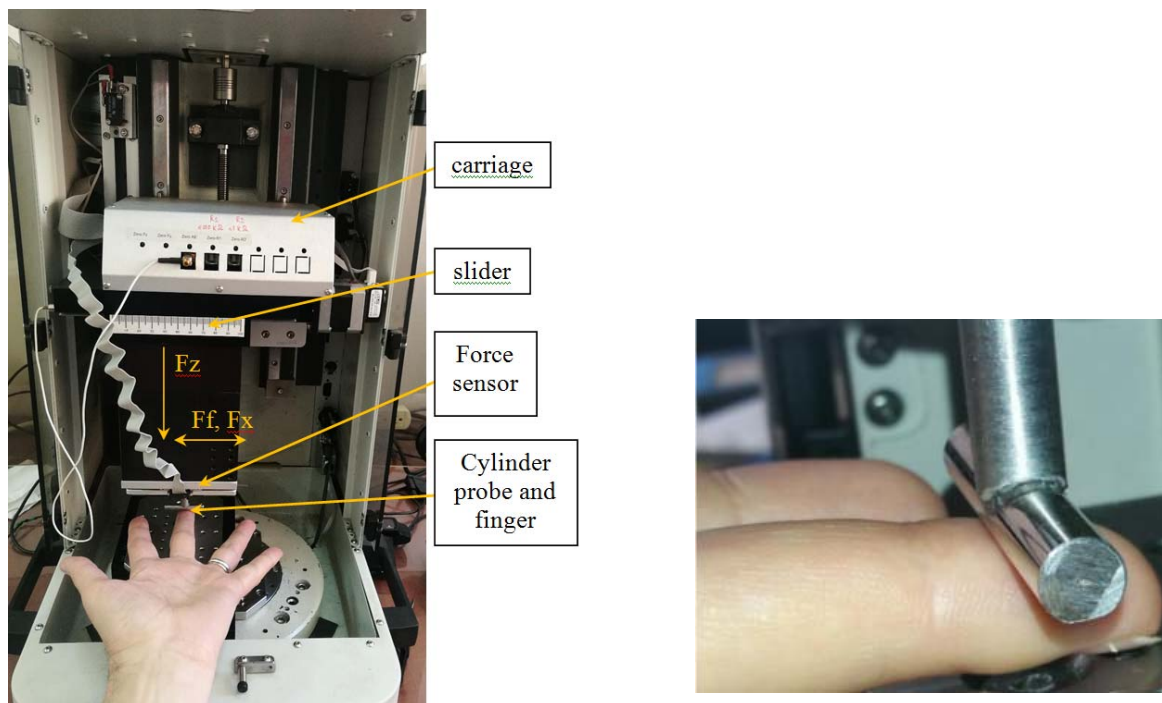


Fig. 6 Metodă de testare la frecare și la indentare a degetelor umane

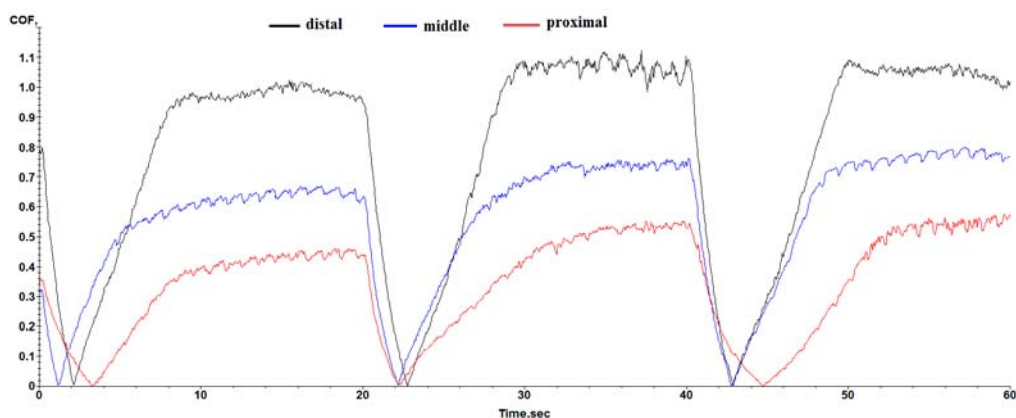


Fig. 7 Variații ale coeficientului de frecare la nivelul segmentelor degetelor mâinii

O metodă nouă brevetată privind studiul frecării în contactele cu rostogolire specifice rulmenților a fost realizată pe Tribometrul CETR UMT2 [13,14].

Schema de principiu este prezentată în Fig. 8. Astfel, pe masa rotitoare a Tribometrului se montează un inel al unui rulment axial cu bile. Apoi, pe calea de rulare a inelului inferior se montează trei bile dispuse la 120 grade între ele. Peste ele se așează inelul superior cu calea de rulare în contact cu cele trei bile. Pe inelul superior se montează diverse discuri cu dimensiuni și mase cunoscute.

Inelul interior se rotește odată cu masa rotativă la o anumită turație impusă până când, ca urmare a frecărilor dintre cele trei bile și calea de rulare superioară inelul superior împreună cu discul ajung la turația de sincronism. În acest moment, masa se oprește brusc împreună cu inelul inferior iar inelul superior cu discul și cu cele trei bile vor continua mișcarea de rotație până la disiparea prin frecare a

energiei cinetice inițiale. Așa cum se poate vedea și în fig. 9, procesul de decelerare a inelului superior și a discului este monitorizat cu o cameră video astfel încât, prin analizarea „frame by frame” a imaginilor se poate obține numărul total de rotații ale discului superior și timpul cât are loc procesul de rotire. Ecuația generală de echilibru dinamic în procesul de decelerare a discului este următoarea:

$$J \cdot \frac{d\omega_2}{dt} - Mf = 0$$

Unde **J** este momentul de inerție al discului superior (plus inelul superior al rulmentului) iar **Mf** este momentul de frecare global rezultat al frecării de rostogolire cu microalunecări a celor trei bile cu cele două căi de rulare. Integrarea se face diferențiat pentru condiții de frecare uscată și în prezența lubrifiantului. Cu această metodă s-au făcut numeroase determinări experimentale, unele fiind incluse în lucrările [5,6,7,14].

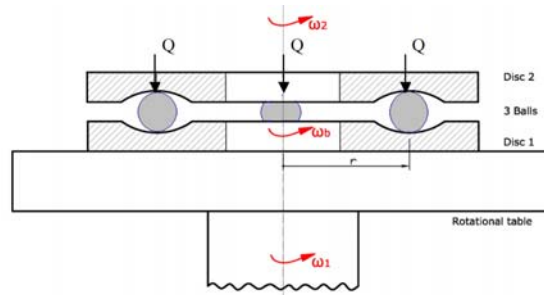


Fig. 8 Schema testului de frecare cu trei bile [14]

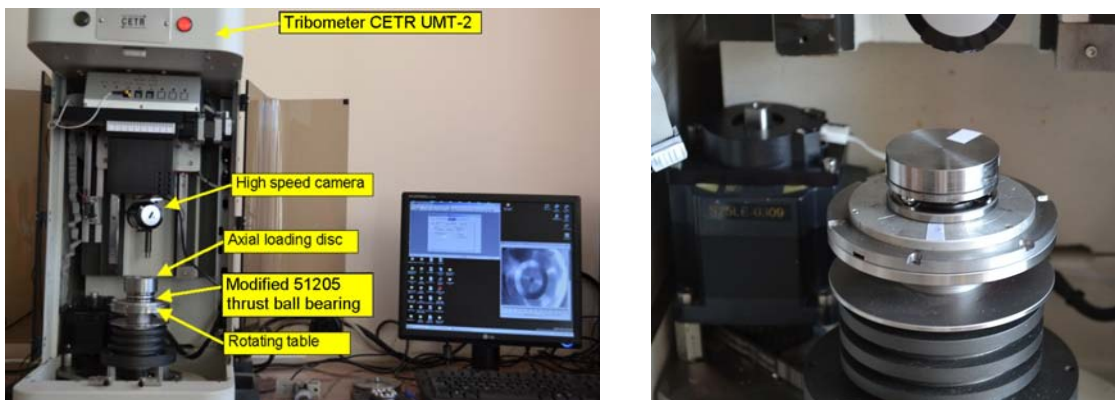


Fig. 9 Tribometrul CETR UMT2 echipat pentru studiul frecării de rostogolire cu metoda celor trei bile [5,6,7]

În ultima perioadă s-au extins cercetările utilizând metoda „spin-down” cu 3 bile și la rulmenții radial-axiali cu bile [15, 16]. În fig. 10 sunt prezentate schema generală de montare a ansamblului inel interior, 3 bile, inel exterior și cilindru care asigură forța axială pe rulmentul modificat cu 3 bile și fără colivie. Avantajul acestei metode, brevetate în Laboratorul de tribologie constă în posibilitatea determinării doar a frecărilor dintre bile și cele două căi de rulare fără alte surse suplimentare de

frecare. Tot în fig. 10 sunt prezentate câteva imagini cu standul în funcțiune și cu o vedere a celor trei bile montate în rulment.

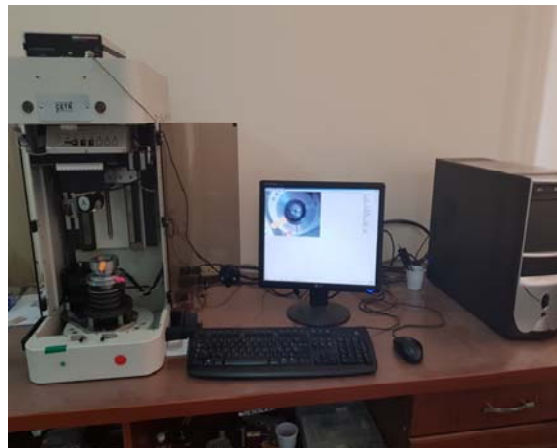
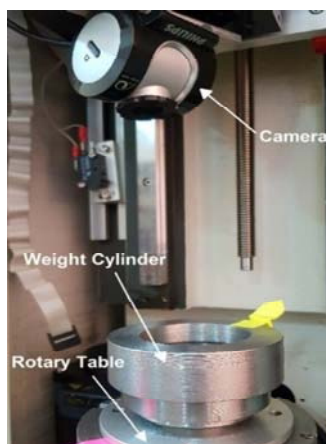
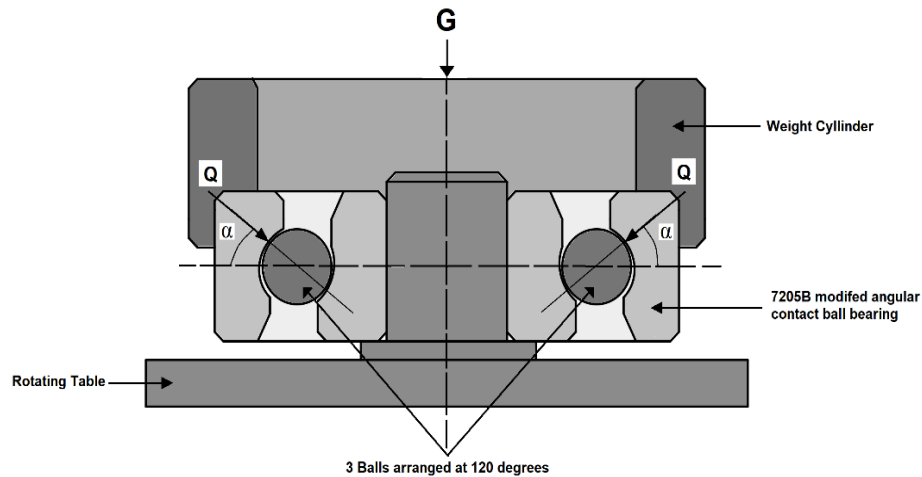


Fig. 10 Testarea frecării în rulmenții radial axiali cu 3 bile [15,16].

Rezultatele experimentelor utilizând metoda celor trei bile, atât la rulmenți axiali cât și la rulmenți radial-axiali cu bile au fost validate utilizând un model complex de calcul a frecărilor între bile și căile de rulare dezvoltat de Biboulet și Houpert, în lucrările [5,6,7,15, 16] fiind prezentate în detaliu această metodologie. În plus, după cum se poate vedea, dr. Luc Houpert, director de cercetari la Compania de Rulmenți TIMKEN, este co-autor pe lucrările [5,6,16], lucrări publicate în prestigioase reviste internaționale ISI.



Precizăm că pe Tribometrul CETR UMT-2 s-au realizat și alte testări privind determinarea prin microindentare a duriții straturilor depuse, precum și a testelor de “Scratch” pentru determinarea adeziunii straturilor dure depuse pe diverse suprafețe în Laboratorul de Ingineria Suprafețelor (coordinator prof. dr. ing. Corneliu Munteanu).

Și în final, ca o curiozitate, cu ajutorul Tribometrului CETR UMT 2 s-a determinat forța pe care o dezvoltă o muscă în contact cu o micro bilă sferică de oțel ( ordinal 100-200 mN) precum și forța pe care o dezvoltă o plantă în procesul de creștere ( câteva sute de mN).

### **Bibliografie (selectivă)**

- [1] Stachowiak G. W, Batchelor A.W., *Engineering Tribology*, Butterworth &Heinemann Ed.1993.
- [2] D.Olaru, *Fundamente de Lubrificație*, Ed. „Gh. Asachi” Iași, 2003
- [3] D. Olaru, Tribologie, Litografia TUIași, 1995
- [4] Castro, J. and Seabra, J., 2008, Global And Local Analysis of Gear Scuffing Tests Using a Mixed Film Lubrication Model, *Tribology International*, 41, pp. 244-255.)
- [5] Mihaela Rodica D. Bălan, Vasile Ciprian Stamate, Luc Houpert, Dumitru N. Olaru, *The influence of the lubricant viscosity on the rolling friction torque*, TRIBOLOGY INTERNATIONAL 72 (2014) 1–12;
- [6] M.R.Balan, L,Houpert, A.Tufescu, D.N.Olaru, *Rolling Friction Torque in Ball-Race Contacts Operating in Mixed Lubrication Conditions*, *Lubricants* (2015), 3(2), 222-243;  
<https://doi.org/10.3390/lubricants3020222>
- [7] Dumitru N.Olaru,Mihaela Rodica Bălan, AnaTufescu,VladCârlescu,GheorghePrisacaru, Influence of the cage on the friction torque in low loaded thrust ball bearings operating in lubricated conditions, *Tribology International*, Volume 107, March 2017, Pages 294-305  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X16304704>
- [8] M. Rusu, I. Daniela, M. Benchea, V. Carlescu, D. Olaru, *Friction of the Polymers - Experimental Results and Analytical Model*, Applied Mechanics and Materials, Vol. 823, pp. 473-478, 2015.
- [9] Rusu, Mihai Adrian; Ionita, Daniela,Cârlescu, Vlad, Prisacaru, Gheorghe, Olaru, Dumitru, *Characterization of Some Types of Polymers by Friction Behaviour.* ,Romanian Review Precision Mechanics, Optics & Mechatronics, 48 (2015): 110-116.
- [10] C Oprișan, V Cârlescu, A Barnea, Gh Prisacaru, D N Olaru and Gh Plesu, *EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE YOUNG'S MODULUS FOR THE FINGERS WITH APPLICATION IN PREHENSION SYSTEMS FOR SMALL CYLINDRICAL OBJECTS*, 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 147 (2016) 012058 doi:10.1088/1757-899X/147/1/012058,  
<http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/147/1/012058/pdf>;
- [11] V.Carlescu, D.N.Olaru, Gh. Prisacaru' C.Oprisan,R.Stirbu,J.Machado, *INFLUENCE OF THE INDENTATION SPEED ON VISCOELASTIC BEHAVIOR OF THE HUMAN FINGER*, In: Machado J., Soares F., Veiga G. (eds) Innovation, Engineering and Entrepreneurship. HELIX

2018. Lecture Notes in Electrical Engineering, vol 505. (ISI) Springer, Cham, pp 143-150. Print ISBN978-3-319-91333-9, [https://doi.org/10.1007/978-3-319-91334-6\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-319-91334-6_20).

[12] C M Oprisan, B Chiriac, V Carlescu and D N Olaru, *FRICITION FORCES ON HUMAN FINGER SKIN*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 724, International Conference on Tribology (ROTRIB'19) 19–21 September 2019, Cluj- Napoca, Romania, <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/724/1/012059/meta>

[13] : Process and Inertial Micro-Tribometer for Studying Rolling Friction, **Patent Number(s): RO127562-B1, Patent Assignee:** UNIV IASI TEHNICA ASACHI GHEORGHE, Inventor(s): **OLARU D; STAMATE V C; PRISACARU G; IANUS G.**

[14] Dumitru N. Olaru, Ciprian Stamate, Alina Dumitrascu, Gheorghe Prisacaru - *New microtribometer for rolling friction*, *WEAR*, Volume 271, Issues 5–6, 22 June 2011, Pages 842-852 . ISSN: 0043-1648 <http://www.journals.elsevier.com/wear/>,

[15] A Popescu and D N Olaru *INFLUENCE OF LUBRICANT ON THE FRICTION IN AN ANGULAR CONTACT BALL BEARING UNDER LOW LOAD CONDITION*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 724, International Conference on Tribology (ROTRIB'19) 19–21 September 2019, Cluj-Napoca, Romania, <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/724/1/012040/meta>

[16]. Andrei Popescu, Luc Houpert, Dumitru N Olaru, *Four approaches for calculating power losses in an angular contact ball bearing*, *MECHANISM AND MACHINE THEORY*, (2020), vol.144, February 2020, articol nr. 103669. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X19312029>