

INFLUENȚA UNSORII ASUPRA FRECĂRII ÎN RULMENȚII MINIATURALI

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

Autor,

Ing. Denis COJOCARU

Conducător de doctorat,

Prof. Univ.Em. Dr. Ing. Dumitru OLARU

IAȘI, 2025

UNIVERSITATEA TEHNICĂ “GHEORGHE ASACHI” DIN IAȘI
R E C T O R A T U L

Către

Vă facem cunoscut că, în ziua de **12.09.2025** la ora **11,00** în **Sala de conferințe „CEZAR OPRIȘAN”** a **Facultății de Mecanică**, va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată:

“ INFLUENȚA UNSORII ASUPRA FRECĂRII ÎN RULMENȚII MINIATURALI”

elaborată de domnul **ING. DENIS COJOCARU** în vederea conferirii titlului științific de doctor.

Comisia de doctorat este alcătuită din:

- | | |
|--|------------------------|
| 1. Prof. Univ. Dr. Ing. Corneliu MUNTEANU | președinte |
| Decanul Facultății de Mecanică, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași | |
| 2. Prof. Univ. Em. Dr. Ing. Dumitru OLARU | conducător de doctorat |
| Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași | |
| 3. Prof. Univ. Dr. Ing. Ilie MUSCĂ | referent oficial |
| Universitatea „Ștefan cel Mare” din Suceava | |
| 4. Prof. Univ. Dr. Hab. Ing. Alexandru Valentin RĂDULESCU | referent oficial |
| Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA București | |
| 5. Conf. Univ. Dr. Ing. Ana TUFESCU | referent oficial |
| Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași | |

Cu această ocazie vă invităm să participați la susținerea publică a tezei de doctorat.

RECTOR,

Prof. Univ. Dr. Ing. Dan CAȘCAVAL

Secretar universitate,

Ing. Cristina NAGÎȚ

CUVÂNT ÎNAINTE

Această teză de doctorat reprezintă culminarea unui efort de cercetare intens și dedicat, desfășurat pe parcursul mai multor ani în cadrul Facultății de Mecanică a Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași. Tema abordată, „Influența unsorii asupra frecării în rulmenții miniaturali”, este deosebit de relevantă pentru domeniul ingineriei mecanice, având implicații semnificative în optimizarea performanțelor și durabilității sistemelor mecanice de mici dimensiuni.

În cadrul acestei lucrări, am explorat în detaliu mecanismele de lubrifiere și frecare în rulmenții miniaturali, utilizând atât modele teoretice avansate, cât și metode experimentale riguroase. Am avut privilegiul de a beneficia de îndrumarea și suportul neprețuit al conducătorului de doctorat, Prof. Univ. Dr. Ing. Dumitru Olaru, a cărui expertiză și dedicare au fost esențiale pentru succesul acestei cercetări.

Mulțumiri speciale le adresez membrilor comisiei de îndrumare și profesorilor referenți oficiali, pentru analiza riguroasă, pentru sugestiile constructive și sprijinul oferit în procesul de evaluare a tezei.

De asemenea, doresc să exprim recunoștința mea față de colegii și colaboratorii din cadrul Laboratorului de Tribologie, care au contribuit cu idei valoroase și suport tehnic pe parcursul desfășurării experimentelor. Mulțumirile mele se îndreaptă și către familia mea, pentru sprijinul moral și înțelegerea arătată în momentele de provocare.

Această lucrare nu ar fi fost posibilă fără accesul la echipamentele de cercetare de ultimă generație și resursele bibliografice oferite de Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași. Sper ca rezultatele și concluziile prezentate în această teză să contribuie la avansarea cunoștințelor în domeniul tribologiei și să inspire viitoare cercetări în optimizarea sistemelor mecanice miniaturale.

Cu sinceritate și recunoștință,

Ing. Denis Cojocaru

CUPRINS

STRUCTURA ȘI CONȚINUTUL TEZEI	5
INTRODUCERE	6
CAPITOLUL 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR PRIVIND LUBRIFICAȚIA RULMENȚILOR MINIATURALI	9
1.1. SCURT ISTORIC PRIVIND EVOLUȚIA RULMENȚILOR.....	9
1.2. STADIUL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL MICRO RULMENȚILOR. CARACTERISTICI ȘI RELAȚII PENTRU MOMENTUL DE FRECARERE11	
1.3. 1.STADIUL CERCETĂRIILOR PRIVIND LUBRIFIAREA RULMENȚILOR CU UNSOARE	13
1.3.1.Particularități în formarea filmului de unsoare în contacte punctuale	13
1.3.2.Cercetări privind frecarea în contactele cu rostogolire lubrificate cu unsoare	19
1.3.3. Evaluarea momentului de frecare în rulmenți.....	19
1.3.4. Cantitatea de unsoare recomandată în rulmenții miniaturali	24
1.3.5. Durata de viață a unsoarelor. Intervale de reungere	24
1.4. CONCLUZII	25
1.5. OBIECTIVELE TEZEI.....	26
2. CAPITOLUL 2. DETERMINAREA PRESIUNILOR DE CONTACT ȘI A SEMIAXELOR ELIPSEI DE CONTACT	28
3. CAPITOLUL 3. DETERMINAREA FILMULUI DE LUBRIFIANT SI A REGIMULUI DE UNGERE ÎN RULMENȚII MINIATURALI.....	30
3.1. STABILIREA REGIMURILOR DE LUBRIFIARE ÎNTR-UN RULMENT RADIAL AXIAL CU BILE	30
3.2. DETERMINAREA GROSIMII FILMULUI DE LUBRIFIANT ÎNTR-UN RULMENT RADIAL - AXIAL CU BILE	33
3.3. DETERMINAREA GROSIMII FILMULUI DE LUBRIFIANT ÎN RULMENTUL 7000C ÎNCĂRCAT PUR AXIAL	34
3.4. DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE FRECARERE PE ELIPSELE DE CONTACT	35
4. CAPITOLUL 4. MODELAREA MOMENTULUI DE FRECARERE INTR-UN RULMENT MINIATURAL38	
4.1. FORȚELE ȘI MOMENTELE CARE ACȚIONEAZĂ ASUPRA UNEI BILE ÎN RULMENTUL 7000C.....	38
4.2. MODELE PENTRU FORȚELE HIDRODINAMICE.....	41
4.3. MODELAREA FRECĂRII DINTRE BILE ȘI COLIVIE	42
4.4. SIMULAREA MOMENTULUI DE FRECARERE PENTRU RULMENTUL 7000C ÎNCĂRCAT PUR AXIAL	44
4.5. MODELUL COMPLEX DE CALCUL A MOMENTULUI DE FRECARERE DIN RULMENȚI PROPUȘ DE COMPANIA SKF	48
4.6. SIMULAREA MOMENTULUI DE FRECARERE PENTRU RULMENTUL 7000C UTILIZÂND MODELUL SKF	48
4.7. MODELUL DE CALCUL A MOMENTULUI DE FRECARERE DIN RULMENȚI PROPUȘ DE COMPANIA SCHAEFFLER	49
4.8. CONCLUZII	51
5. CAPITOLUL 5. ECHIPAMENTE UTILIZATE. LUBRIFIANȚI SI RULMENȚI.....	52
5.1. TRIBOMETRUL CETR UMT-2	52
5.1.1.Determinarea momentului de frecare.....	52
5.1.2.Determinarea rezistenței electrice a rulmentului în mișcarea de rotație.....	54
5.1.3.Rularea testelor și colectarea datelor.....	55
5.2. PROFILOMETRUL PENTRU DETERMINAREA PARAMETRILOR DE RUGOZITATE.....	55
5.3. MAȘINA CU 4 BILE.....	55

5.4.	MICROSCOPUL ELECTRONIC	56
5.5.	LUBRIFIANȚII FOLOSIȚI. CARACTERISTICI FIZICO-CHIMICE	57
5.6.	RULMENȚII FOLOSIȚI	58
5.7.	CONCLUZII	58
6.	CAPITOLUL 6. CERCETĂRI EXPERIMENTALE. METODOLOGII, REZULTATE, VALIDĂRI.....	59
6.1.	DETERMINAREA MOMENTULUI DE FRECARĂ ÎN RULMENȚI MINIATURALI	59
6.1.1.	<i>Determinarea momentului de frecare într-un rulment miniatural în lipsa lubrifiantului...</i>	59
6.1.2.	<i>Determinarea momentului de frecare într-un rulment miniatural în prezența lubrifiantului</i>	60
6.1.3.	Testări cu unsori	61
6.1.4.	Testări cu uleiuri	71
6.1.5.	Testări în lipsa lubrifiantului	73
6.1.	DETERMINAREA FILMULUI DE LUBRIFIANT PRIN METODA REZISTENȚEI ELECTRICE	74
6.2.	DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND MODIFICAREA STRUCTURII INTERNE A UNSORII ÎN FUNCȚIE DE DURATA DE LUCRU, TURAȚIE ȘI ÎNCĂRCARE.....	80
	<i>Urmărirea structurii unsorii cu Microscopul electronic, după funcționare</i>	83
	<i>(c) Unsoare Cogelsa Ultraplex LT2.....</i>	84
6.3.	DETERMINAREA COEFICIENȚILOR DE FRECARĂ PE MAȘINA CU 4 BILE	84
6.4.	CONCLUZII	85
7.	CAPITOLUL 7. CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE. DIRECȚII DE CONTINUARE A CERCETĂRILOR	87
7.1.	CONCLUZII GENERALE	87
7.2.	CONTRIBUȚII ORIGINALE	92
7.3.	DIRECȚII DE CONTINUARE A CERCETĂRILOR	93
8.	BIBLIOGRAFIE (SELECTIVĂ).....	94
9.	LISTĂ LUCRĂRILOR PUBLICATE SAU ACCEPTATE PENTRU PUBLICARE	102

Structura și conținutul tezei

Teza este structurată pe 7 capitole.

În **Capitolul 1** se prezintă stadiul cercetărilor privind utilizarea unsorilor în lubrifierea rulmenților, cu referiri la particularitățile formării filmului în contactele dintre bile și căile de rulare, cu stabilirea regimurilor de lubrifiere IVR, EHD și a combinațiilor IVR-EHD, cu determinări experimentale privind grosimea filmului și a coeficienților de frecare, cu evidențierea relațiilor de catalog ale momentelor de frecare utilizate de diverse firme, cu aspecte privind durabilitatea unsorilor și modalități de evaluare a filmului de lubrifiant în funcționare utilizând metoda rezistenței electrice sau a capacității electrice.

Capitolul 2 prezintă metodologia de determinare a semiaxelor elipselor de contact și a tensiunii maxime în contactele bilelor cu cele două căi de rulare pentru rulmentul radial-axial cu bile 7000C. Pentru rezolvarea problemelor complexe de calcul s-a elaborat un program în Mathcad, program anexat tezei.

Capitolul 3 este destinat determinării regimurilor de lubrificație în rulmentul 7000C, cu evaluarea procentelor de regim IVR și EHD în funcție de vâscozitatea uleiului de bază a unsorii, de încărcare și de turație, cu exemplificări pentru două forțe axiale. În continuare sunt prezentate relațiile pentru calculul filmului de lubrifiant, a parametrului de ungere Λ , cu stabilirea regimurilor de ungere mixt sau cu film continuu în funcție de turație și de vâscozitate. Sunt determinate valorile coeficientului de frecare pe elipsele de contact pentru diverse turații.

În **Capitolul 4** se prezintă modelarea momentului de frecare în rulmentul 7000C, cu evaluarea tuturor surselor de frecare din rulment. S-au stabilit 6 variante de calcul a forțelor de rezistență hidrodinamică dezvoltate pe baza modelelor Biboulet- Houpert și s-a pus în evidență rolul decisiv al acestor forțe în stabilirea momentului de frecare dintr-un rulment radial axial cu bile, miniatural, cu încărcare axială mică. S-a făcut o comparație între modelul simulat al momentului de frecare și momentele de frecare calculate cu relațiile recomandate de firmele SKF și Schaeffler.

În **Capitolul 5** se prezintă echipamentele și metodologiile pentru testările experimentale, inclusiv caracteristicile unsorilor și a uleiurilor folosite.

În **Capitolul 6** sunt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale axate pe determinarea momentului de frecare pentru rulmentul 7000C utilizând metoda spin-down, pe un interval de turații de (100 – 700) rot/min utilizând trei unsori diferite. Rezultatele obținute au fost comparate cu modelele teoretice dezvoltate în Capitolul 4 și cu valorile obținute cu relațiile de catalog ale firmelor SKF și Schaeffler. Pentru toate cele trei unsori, momentele obținute pot fi approximate cu suficientă precizie de modelele simulate, în timp ce momentele obținute de cataloagele amintite sunt mai mici decât cele determinate experimental.

O a doua categorie de testări a vizat verificarea existenței filmului de lubrifiant în rulment utilizând metoda rezistenței electrice, făcând în prealabil o etalonare cu un ulei. Pentru a se verifica stabilitatea unsorii s-au realizat imagini ale unsorilor proaspete și ale aceluiași unsori după 8 ore funcționare la diverse turații.

Capitolul 7 cuprinde concluziile generale, contribuțiile personale și direcțiile noi de cercetare.

Teza mai cuprinde o bibliografie cu peste 110 referințe la zi, două anexe cuprograme elaborate în Mathcad și lista de lucrări.

INTRODUCERE

Din categoria sistemelor mecanice pentru rezemarea corpurilor în mișcare de rotație, rulmenții sunt cel mai mult folosiți, de la microsisteme mobile realizate prin tehnologia de microfabricație a plăcuțelor de siliciu, până la structuri mecanice de mari dimensiuni și de putere.

Rulmenții, bazați prin construcție pe rostogolirea unor bile sau role între o cale de rulare mobilă și o cale de rulare fixă, realizează un nivel de frecare mai scăzut decât alte sisteme de rezemare bazate pe alunecarea dintre un element fix și unul mobil, cum e cazul lagărelor de alunecare.

O comparație între rulmenți și lagăre de alunecare pune în evidență, în general, avantajele utilizării rulmenților în raport cu lagărele de alunecare, avantaje bazate pe nivel redus de frecare, pe posibilitatea de montare și demontare ușoară, pe caracterul interschimbabil dat de dimensiuni, de forme constructive și capacități de preluare a sarcinilor, standardizați în majoritatea cazurilor.

Funcționarea rulmenților în condiții normale presupune lubrifierea acestora cu lubrifianți lichizi (uleiuri minerale sau sintetice), cu lubrifianți plastici (unsori consistente) sau, în condiții speciale, cu lubrifianți solizi (grafit, MoS_2).

Dacă ne referim la micro rulmenți, în general, lubrifierea clasică lipsește fiind înlocuită cu micro straturi dure depuse pe suprafețele de rulare a micro bilelor.

Lubrifiantul este un element esențial în asigurarea duratei de viață a unui rulment prin formarea unei pelicule de lubrifiant de ordinul sutimilor sau zecimilor de microni, care separă corpurile de rostogolire de căile de rulare, reducând considerabil procesele de uzare adezivă, abrazivă sau de oboseală de contact.

Formarea filmului de lubrifiant se realizează, în general, prin efect EHD (Elasto - Hidrodinamic), ca urmare a presiunilor de contact ridicate.

Pe lângă contactele cu rostogolire dintr-un rulment care, cu toate condițiile de lubrifiere, generează anumite pierderi de putere, într-un rulment există și alte surse de pierderi de putere cauzate de frecarea dintre corpurile de rostogolire și colivie, dintre colivie și inelul pe care ghidează, pierderi prin frecarea vâscoasă a ansamblului format din colivie și bile în contact cu lubrifiantul, pierderi prin frecare în sistemele de etanșare a rulmentului, atunci când există.

Toate aceste pierderi, cu ponderi diferite în funcție de tipul de rulment, de încărcarea exterioară (radială, axială sau combinată), de lubrifiantul utilizat, de turația la care lucrează rulmentul, se regăsesc în momentul de frecare al unui rulment.

Momentul de frecare din rulment combinat cu turația rulmentului oferă imaginea puterii pierdută în rulment, cu implicații asupra puterii motorului de acționare, pe de o parte și a temperaturii generată prin frecările din rulment, pe de altă parte.

Cataloagele diverselor firme producătoare de rulmenți oferă relații, de regulă empirice, bazate pe cercetări interne, cu ajutorul cărora utilizatorul rulmentului poate evalua momentul de frecare pentru fiecare tip de rulment în condițiile de funcționare impuse. În general, aceste relații stau la baza proiectării sistemelor mecanice obișnuite.

Există și domenii în care relațiile oferite de cataloage dau valori diferite față de cele obținute experimental. În acest sens, numeroase testări efectuate în Laboratorul de Tribologie al Facultății de Mecanică, în condiții de încărcări foarte mici la rulmenți obișnuiți sau la rulmenți miniaturali, au pus în evidență existența unor diferențe de până la un ordin de mărime dintre

momentul de frecare determinat experimental și momentul de frecare calculat cu relații oferite de cataloage. O parte din aceste cercetări au fost publicate în reviste internaționale (**Tribology International, Mechanism and Machine Theory, Lubricants**) precum și în volumele unor conferințe internaționale, fapt ce ne oferă credibilitatea necesară de a continua cercetările pe un domeniu mai puțin studiat, domeniul rulmenților de mici dimensiuni sau miniaturali (cum sunt cunoscuți în literatură), lubrifiați cu unsoare și operând în condiții de sarcini mici și turații, în general, reduse.

Dacă luăm în considerare zona sistemelor mecatronice sau zona mecanicii fine, vom întâlni cu siguranță rulmenți miniaturali ce funcționează în condiții de sarcini reduse, în multe cazuri acești rulmenți îndeplinind în principal rolul cinematic și mai puțin rolul de a prelua încărcări exterioare mari.

Se poate pune întrebarea următoare: „Dacă rulmenții sunt de dimensiuni mici, dacă încărcările sunt mici, atunci de ce mai trebuie determinat momentul de frecare, dacă rezultă foarte mic”? Răspunsul nostru este simplu: și sistemele mecanice sau mecatronice care lucrează cu sarcini mici au nevoie de motoare de acționare, iar puterea motoarelor de acționare depinde și de frecările din rulmenții de rezemare.

O altă problemă importantă constă în faptul că lubrifianțul însuși constituie o sursă de rezistență la rotirea rulmentului datorită forțelor hidrodinamice care se dezvoltă în procesul de rostogolire a corpurilor de rulare pe căile de rulare, iar această rezistență, în cazul rulmenților obișnuiți, este neglijată, în timp ce la rulmenții miniaturali este esențială.

Și, nu în ultimul rând, rulmenții miniaturali sunt lubrifiați, în cele mai multe cazuri, cu unsoari consistente, structuri bifazice complexe în care lubrifianțul lichid este legat de filamentele de săpun și eliberat în zona de contact ca urmare a presiunii de contact. În cazul unsoarii, teoriile ungerii EHD consideră că uleiul de baza al unsoarii este lubrifianțul considerat pentru formarea peliculei.

Pornind de la aceste considerente, teza își propune să elucideze o serie de probleme legate de aspecte teoretice și experimentale privind influența unsoarii asupra proceselor de frecare în rulmenții miniaturali, cu implicații asupra filmului de lubrifianț, a forțelor de rezistență hidrodinamice, a gradului de deteriorare a structurii unsoarii după funcționare.

CAPITOLUL 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND LUBRIFICAȚIA RULMENȚILOR MINIATURALI

1.1. Scurt istoric privind evoluția rulmenților

Prima schiță de rulment cu bile este atribuită lui Leonardo da Vinci și a fost descoperită în manuscrisul „*Codex Madrid I*”, schița fiind realizată probabil în anul 1500 [Harris, 2007] și prezentată în Fig. 1.1. Schița rulmentului făcută de Leonardo da Vinci cuprinde un număr de 8 bile separate prin 8 cilindri cu suprafața concavă astfel încât rulmentul putea să se rotească în plan axial. Pornind de la această schiță, Daniel Nelias de la INSA Lyon a realizat o construcție de rulment axial având o placă superioară din plexiglas și prezentată în Fig. 1.1(b) [Harris, 2007].

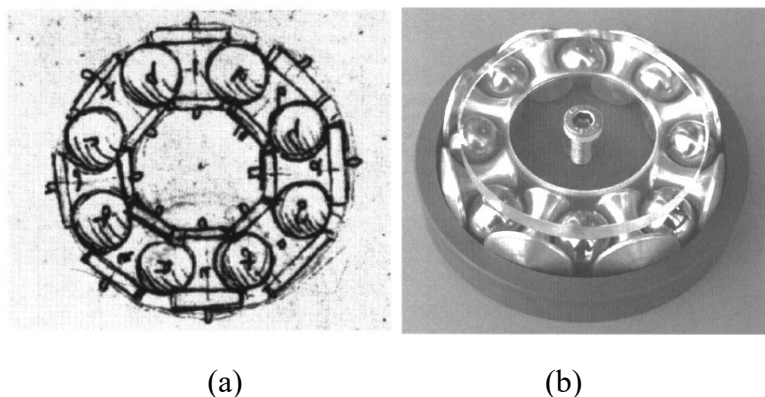


Fig. 1.1 Schița rulmentului cu bile a lui Leonardo da Vinci (a) și construcția realizată de Daniel Nelias pe baza acestei schițe (b) [Harris, 2007]

Odată cu începutul revoluției industriale au existat numeroase încercări de realizare a rezemării pe rulmenți cu bile sau cu role. Gafițanu și alții prezintă în [Gafițanu, 1985] o serie de brevete privind construcții de rulmenți: brevet englez nr. 2006/1794, brevet francez pentru rezemare axială nr. 263/1802, brevet german nr. 1503/1877 pentru osii de vagoane, brevet american din 1878 pentru axele roților de bicicletă. Primele realizări de rulmenți apropiate de forma actuală apar la sfârșitul secolului 19 și începutul secolului 20.

Dezvoltarea tehnologiilor de fabricație cu precizie din ce în ce mai bună, combinată cu aplicarea teoriei lui Hertz privind calculul tensiunilor de contact în rulmenți și apoi cu dezvoltările modelelor de calcul ale sarcinii dinamice de baza și ale durabilității de către **Lundberg și Palmgren în 1947** au condus la extinderea rezemărilor pe rulmenți în majoritatea sistemelor mecanice. Modelul elaborat de **Lundberg și Palmgren** are la bază teoria probabilității pentru uzura de oboseală de contact, teorie dezvoltată în 1936 de către **Weibull** și constituie fundamentele constructive și de calcul a rulmenților utilizați astăzi în construcțiile mecanice.

Există astăzi o mare diversitate de rulmenți, atât din punct de vedere al construcției cât și din punct de vedere al dimensiunilor. Pentru rulmenții miniaturali (cu diametrul interior $d < 10$

mm) există, în general, două variante de rulmenți: rulmenți radiali cu bile și rulmenți radial – axiali cu bile.

Astfel, rulmenții miniatural cu bile, în varianta clasică, au căile de rulare și bilele din oțel de rulment cu durițăți (62-65) HRC, iar colivia este realizată, de regulă, din două table profilate din oțel și îmbinate cu nituri, Fig. 1.2(a). Există și variante în care colivia este realizată dintr-un polimer cu montare laterală a coliviei conform catalogului NSK pentru rulmenți miniaturali [NSK,2025], Fig. 1.2(b) precum și variante cu bile ceramice.

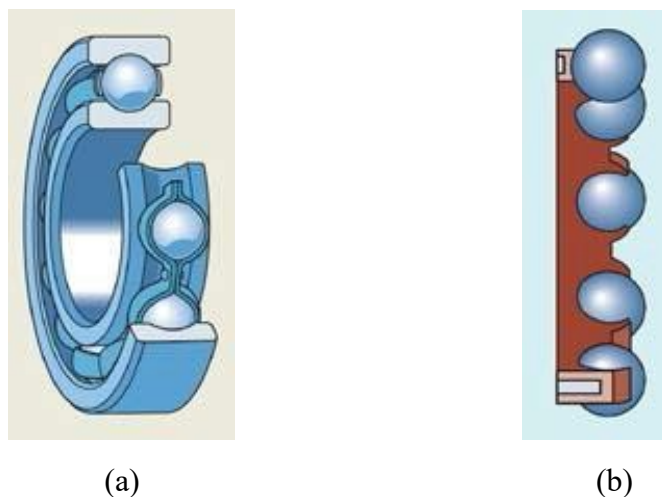


Fig. 1.2 Rulment radial cu bile în varianta clasică (a) și în varianta cu colivie demontabilă, din polimer (b)

Rulmenții miniaturali radiali cu bile sunt, în general, etanșați sau protejați, ungerea fiind făcută cu unsoare consistentă pe toată durata de funcționare. Etanșarea este asigurată de către garnituri de cauciuc ce vine în contact cu inelul interior, garniturile putând fi pe o parte sau pe ambele părți, prefixul utilizat în simbolul rulmentului fiind RS sau, respectiv, 2RS (6000 RS sau 6000 2RS). De asemenea, rulmenții miniaturali radiali cu bile pot fi protejați cu capace metalice, fără contact pe inelul interior, pe o parte sau pe ambele părți, prefixul utilizat în simbolul rulmentului fiind Z sau, respectiv, 2Z (6000 Z sau 6000 2Z). Cataloagele SKF, TIMKEN, NSK prezintă, pe lângă variantele standard și numeroase alte variante de rulmenți miniaturali cu construcții speciale.

Rulmenții radial – axiali cu bile miniaturali sunt, de regulă rulmenți de precizie, au căile de rulare din oțel de rulment iar colivia este realizată din poliamidă sau textolit care se centrează pe umerii inelului exterior sau interior. Sunt rulmenți demontabili.

Ca și rulmenții radiali, rulmenții radial-axiali au joc între bile și căile de rulare. La rulmenții radial-axiali jocul este mai mare și permite încărcare axială doar într-un singur sens. Rulmenții radial- axiali cu bile se caracterizează prin unghiul de contact, notat cu α , unghi ce are valori cuprinse între 15 și 40 grade. În Fig. 1.3(a) se prezintă un rulment radial-axial cu bile iar în fig. Fig. 1.3(b) se prezintă o secțiune printr-un rulment radial- axial cu bile unde se poate vedea unghiul de contact α .

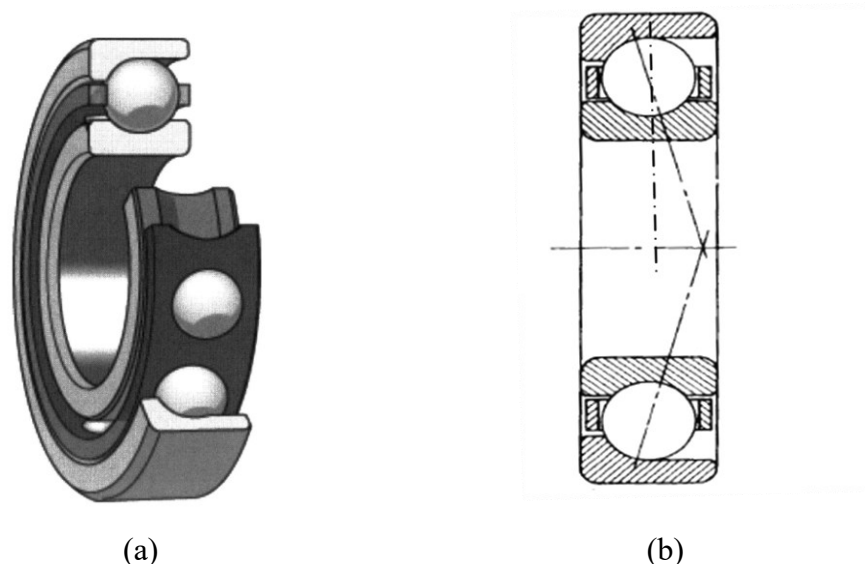


Fig. 1.3 (a) Rulment radial-axial cu bile (a) și o secțiune printr-un rulment radial- axial cu bile (b)

Detalii privind tehnologiile de fabricație, standardizarea, simbolizare, elementele de precizie incluzând toleranțele la inelul interior și exterior, sunt precizate în cataloagele de rulmenți iar detalii suplimentare pot fi găsite în [Gafițanu, 1985], [Haris, 2001, 2007].

1.2. Stadiul cercetărilor în domeniul micro rulmenților. Caracteristici și relații pentru momentul de frecare

Dezvoltarea tehnologică din ultimele decenii pe direcția Mecatronicii și a diverselor sisteme miniaturale a condus la realizarea unor **micro rulmenți** realizați prin tehnologii de microfabricație bazată pe prelucrarea plăcuțelor de siliciu „silicon wafer machining”. Astfel, astăzi întâlnim **micro turbine, micro motoare, micro pompe** etc. cu dimensiuni de câțiva milimetri, cu rezemări pe **micro rulmenți**. În Fig. 1.4 este prezentată, spre exemplificare, o **micro turbo pompă** realizată în 2010 de **Waits** în care rotorul se reazemă pe micro bile din oțel inoxidabil cu diametrul de **0,285 mm**, întreaga structură fiind realizată prin tehnologii de **micro fabricație a plăcuțelor de siliciu (silicon wafer)** [Waits, 2010].

Problemele de frecare și de uzare la nivelul contactelor dintre micro bile și plăcuțele de siliciu i-au determinat ulterior pe Mustafa Ilker Beyaz și alții [Beyaz,2013] să construiască o microstructură integrată **Micro –Turbo - Generator**, cu rezemarea rotorului pe micro rulmenți și cu acoperirea cu straturi dure a zonelor de contact dintre bile și locașurile special prelucrate din plăcuțe de siliciu. Precizăm că în acești micro rulmenți nu există colivie, ci întregul spațiu este umplut cu bile.

Modul de obținere și comportarea la frecare și la uzare a micro rulmenților utilizați în construcția unei microturbine sunt prezentate în [McCarthy,2009]. Astfel, pentru determinarea frecării într-un micro rulment cu diametrul căii de rulare exterior 5.205 mm și cu diametrul căii de rulare de 4,910 mm, utilizând 90 de micro bile din oțel inoxidabil 440C cu diametrul de 285 μm , Mc Carthy și alții utilizează metoda “spin-down”. Metoda constă în rotirea rotorului la o anumită turație după care se oprește brusc alimentarea cu fluid a turbine, astfel încât rotorul, sub

acțiunea inerției și a frecărilor din interiorul micro rulmentului își reduce turația treptat, până la oprire. Mișcarea decelerată a rotorului este monitorizată în timp prin determinarea numărului de rotații până la oprire, cu exprimarea acestui număr prin unghiul total cumulat, exprimat în radiani.

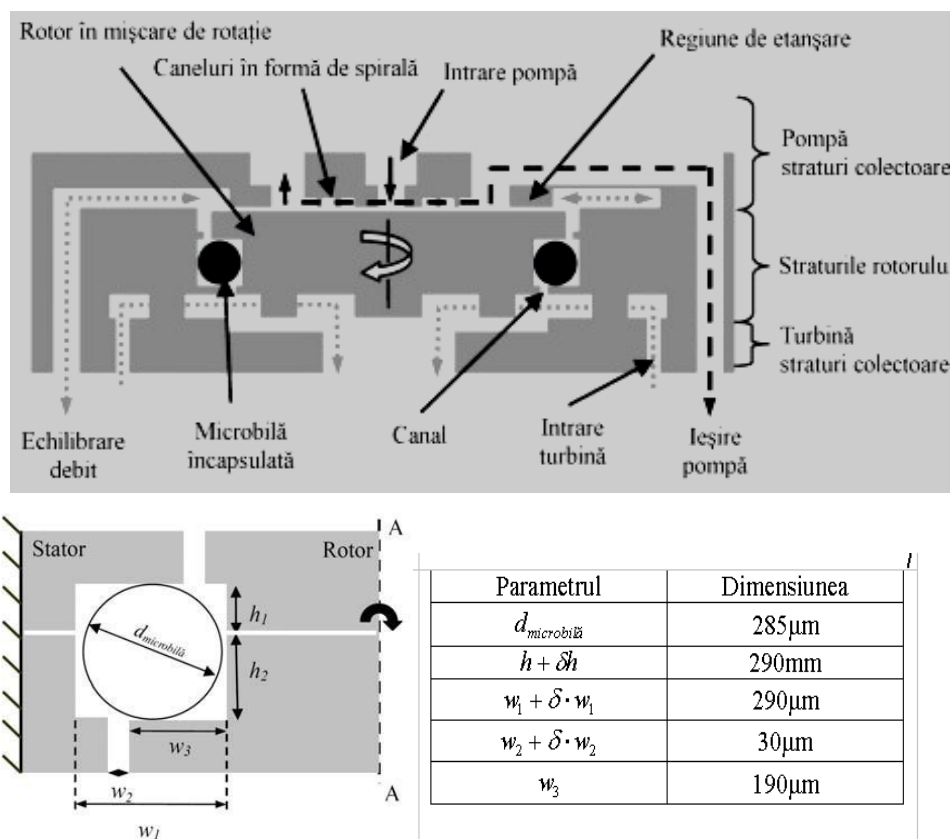


Fig. 1.4 Micro turbo pompă realizată în 2010 de Waits cu dimensiuni ale micro bilelor din oțel de 0,285 mm (prelucrare de [Olaru,2023])

În Fig. 1.5 se prezintă o vedere și o secțiune a micro turbinei realizată de Beyaz și alții [Beyaz, 2013]

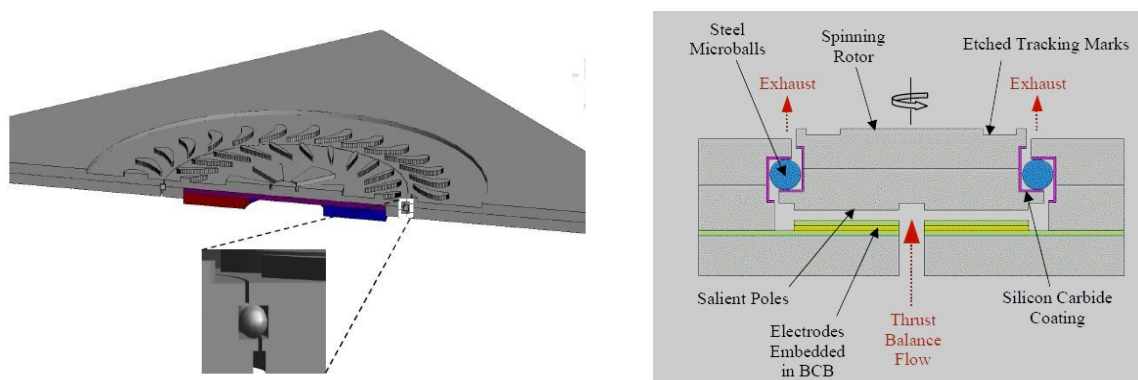


Fig. 1.5 Micro-Turbo-Generator integrat cu rezemarea rotorului pe micro rulmenți realizat de Beyaz [Beyaz,2013].

Pe baza determinărilor experimentale, autorii stabilesc o dependență a raportului dintre momentul de frecare și viteza unghiulară τ_F/ω în funcție de forța normală F_N conform relației indicate în Fig. 1.6.

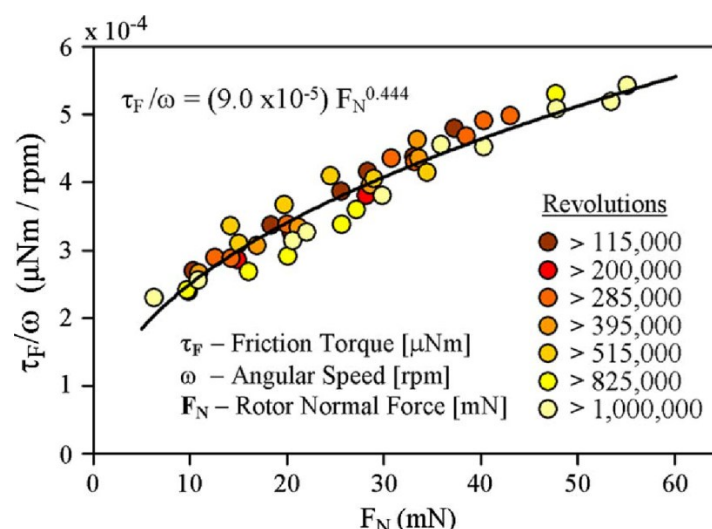


Fig. 1.6 Dependența raportului dintre momentul de frecare și viteza unghiulară τ_F/ω ($\mu\text{Nm/rpm}$) în funcție de forța normală F_N [McCarthy,2009]

Valorile momentului de frecare variază în limitele $(0,0625-2,5) \mu\text{N}\cdot\text{m}$ iar coeficientul de frecare obținut variază în jurul valorii de 0,0005.

1.3.1.Stadiul cercetărilor privind lubrifierea rulmenților cu unsoare

1.3.1.Particularități în formarea filmului de unsoare în contacte punctuale

Lubrifiantul într-un sistem mecanic are multiple roluri, două fiind, de regulă, cele mai importante: reducerea frecării și reducerea uzării la nivelul tribosistemelor de alunecare sau de rostogolire. În plus, lubrifianții lichizi (uleiurile) au și capacitatea de a prelua căldura de la nivelul tribosistemelor, evitând procese de uzare adezivă catastrofale (griparea).

Dacă ne referim la rulmenți, în general, atât uleiurile cât și unsoarele au rolul de a reduce frecarea în tribosistemele de rostogolire realizate între corpurile de rulare (bile, role) și căile de rulare precum și în tribosistemele de alunecare dintre corpurile de rostogolire și colivie și, în cazuri speciale, dintre colivie și umerii de ghidare.

Contactele cu rostogolire în mișcare și în prezența lubrifianțului (ulei sau unsoare) generează prin efect EHD un film de lubrifiant cu grosimi de zecimi sau sutimi de microni care, în funcție de rugozitățile suprafețelor în contact, pot separa complet sau parțial suprafețele ducând la reducerea frecării și la creșterea durabilității.

Ca urmare a efectului hidrodinamic combinat cu deformația elastică a corpurilor în contact datorită presiunii de contact ridicate, în contactele cu rostogolire cu contact punctual, specifice rulmenților cu bile, se generează un film de lubrifiant cu o distribuție ca în Fig. 1.7. [Olaru,2023].

Apar două grosimi ale filmului de lubrifiant: grosimea în zona centrală, h_o și grosimea minimă în zona de ieșire a lubrifianțului din contact, $h_{\min}$. Relațiile de bază utilizate în literatură pentru determinarea celor două grosimi ale filmului de lubrifiant sunt cele propuse de Hamrock și Dowson [Hamrock,1977, 1981]. Distribuția de presiune în contactele punctuale funcționând

în regim EHD este comparabilă cu distribuția calculată cu relațiile lui Hertz, cu un vârf de presiune în zona de ieșire a contactului.

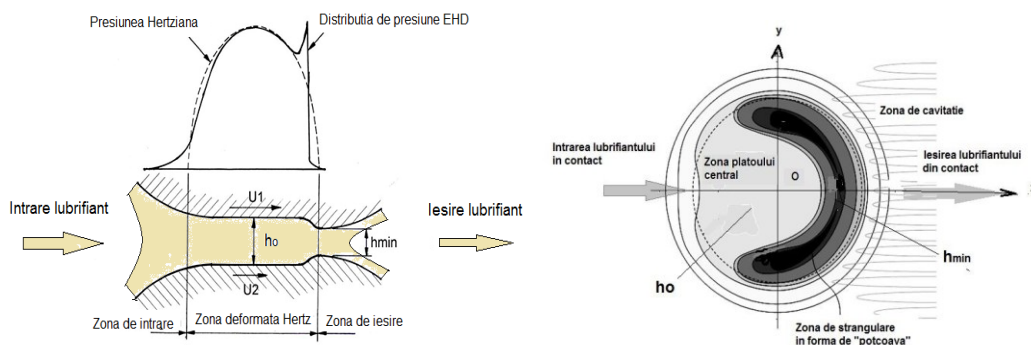


Fig. 1.7 Distribuția presiunii și variația grosimii filmului de lubrifianț într-un contact punctual lubrifianț în regim EHD [Olaru,2023]

În cazul unor sarcini reduse, deformațiile de contact sunt nesemnificative, regimul de lubrifiere devine IVR sau regim hidrodinamic. În aceste condiții există o singură grosime de film de lubrifianț în zona centrală ce se determină cu relațiile propuse de Houpert [Houpert,1987], Biboulet și Houpert [Biboulet, 2010]. Delimitarea regimurilor de lubrifiere IVR și EHD pentru rulmenții miniaturali face obiectul Cap. 3 al prezentei teze.

Prezența lubrifianțului în contactele cu rostogolire produce și o serie de forțe care acționează atât asupra bilelor precum și asupra căilor de rulare: forța de rezistență hidrodinamică ce se opune rostogolirii bilei pe calea de rulare, forța generată de distribuția de presiune și forța tangențială generată în pelicula de ulei sollicitată la forfecare. Aceste forțe vor fi analizate în Cap. 4 pe baza modelelor dezvoltate de Houpert [Houpert,1987, 1999], Biboulet & Houpert [Biboulet, 2010].

Deși bila se rostogolește pe cale de rulare, între bilă și calea de rulare apar zone de alunecare, atât la rulmenții radiali cu bile cât și la rulmenții radial-axiali cu bile. În plus, cinematica rulmentului radial-axial cu bile este una mai complexă cu apariția unor mișcări suplimentare de pivotare (de spin) între bile și căile de rulare. Prezența lubrifianțului are rolul de a reduce coeficienții de frecare în zonele cu alunecare până la valori de (0,03-0,05) în condițiile unui film complet de lubrifianț [Harris, 2001],[Harris,2006], [Houpert, 1999], [SKF] etc.

Dacă în cazul ungerii cu ulei, pentru calculul filmului de lubrifianț, a forțelor hidrodinamice sau a tensiunilor tangențiale din pelicula de ulei există relații validate experimental, în cazul lubrifierii cu unsoare, aplicată pe scară largă rulmenților, există o serie de aspecte particulare asupra cărora s-au concentrat numeroase cercetări, în special în ultimii 20-30 de ani.

Unsoarea este definită conform AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM D 288) ca: “un produs de consistență semifluidă spre solid, obținută prin dispersia unui agent de îngroșare într-un lichid lubrifianț. Pentru a obține proprietăți speciale pot fi incluși produși de aditivare” [Lugt, 2009], [Ianuș, 2009]. Uleiul de bază este menținut în interiorul structurii agentului de îngroșare printr-o combinație de forțe Van der Waals și de forțe

capilare. Eficacitatea acestor forțe depinde de modul în care fibrele agentului de îngroșare intră în contact între ele. Lungimile fibrelor din agentul de îngroșare variază de la aproximativ 1 până la 100 μm și au un raport diametru/lungime de la 10 la 100. Acest raport este corelat cu consistența unsorii pentru o anumită concentrație de agent de îngroșare [Lugt, 2009]. Faza lichidă este un ulei mineral sau un ulei sintetic, cu vâscozități diferite. Agentul de îngroșare care formează faza solidă, cunoscut și sub denumirea de săpun, se prezintă sub diverse forme: săpunuri metalice simple (de litiu, de calciu, de sodiu, de aluminiu), săpunuri complexe (de calciu, de litiu, de aluminiu), săpunuri anorganice de tip grafit, bioxid de siliciu, bentonită, săpunuri organice de tip uree [Lugt, 2009].

Concentrația agentului de îngroșare este în medie cuprinsă între 5% (pentru unsori cu grad de consistență mic) și 40% (pentru unsori cu grad de consistență mare) [Ianuș, 2009].

Structura de tip burete sub care se prezintă unsoarea permite ca, în momentul solicitării, uleiul să se desprindă din structura săpunului, să contribuie la formarea hidrodinamică sau EHD a unui film de lubrifiant, după care, la ieșirea din contact să fie din nou inclusă în structura unsorii. Consistența unsorii împiedică scurgerea acesteia din rulmenți, o face ușor de utilizat și îi conferă proprietăți bune de etanșare. În momentul intrării în contactul dintre bile și căile de rulare, cea mai mare parte a unsorii este împinsă în afara contactului, rămânând disponibilă doar o cantitate limitată, care este stocată în interiorul geometriei rulmentului și pe umerii rulmentului (capace sau garnituri). Acest volum stocat determină în mare măsură procesul de lubrifiere. Distribuția acestui volum este determinată de curgerea unsorii, a cărei înțelegere este complexă din cauza reologiei puternic neliniare. O analiza detaliată a modului de lubrifiere a rulmenților cu unsoare incluzând comportarea reologică, fenomenul de expulzare a uleiului din rețeaua de săpun, distrugerea rețelei de săpun în timp precum și fenomenul de starvare (lipsa unsorii pe căile de rulare după o anumită perioadă) este prezentată de Piet M. Lugt [Lugt, 2009], [Fischer, 2018], [Cann, 2001], [Kanazawa, 2017], [Vengudusamy, 2019] și alții.

Astfel, testări făcute de [Fischer, 2018] pe contactul dintre o bilă și un disc de sticlă care se rotește cu turații variabile, utilizând interferometria optică, au pus în evidență trei tipuri de fenomene specifice ce apar în cazul lubrifierii cu unsoare la creșterea turației:

- (i) Într-o primă fază, la viteze mici are loc un proces de înlăturare a masei de unsoare de pe căile de rulare, fenomen ce contribuie la obținerea unui film mai consistent de separare între bile și căile de rulare;
- (ii) La creșterea vitezei unsoarea este îndepărtată în mare parte de pe căile de rulare, filmul de unsoare scade până la o anumită limită corespunzătoare filmului generat de uleiul de bază prin efect EHD;
- (iii) Pe parcurs, din unsoare o parte din ulei se scurge, acest ulei numit “bleed oil” are vâscozitatea mai scăzută decât a uleiului de bază și, împreună cu uleiul de bază realizează o creștere a grosimii filmului dintre bilă și suprafața discului rotitor.

În Fig. 1.8 se prezintă o comparație între variația grosimii filmului obținut cu unsoare, variația filmului rezultată separat cu uleiul de bază și grosimea filmului rezultată cu uleiul care s-a obținut din unsoare prin scurgere (bleed oil). Obținerea uleiului de scurgere (bleed oil) a fost făcută conform standardului DIN 51817.

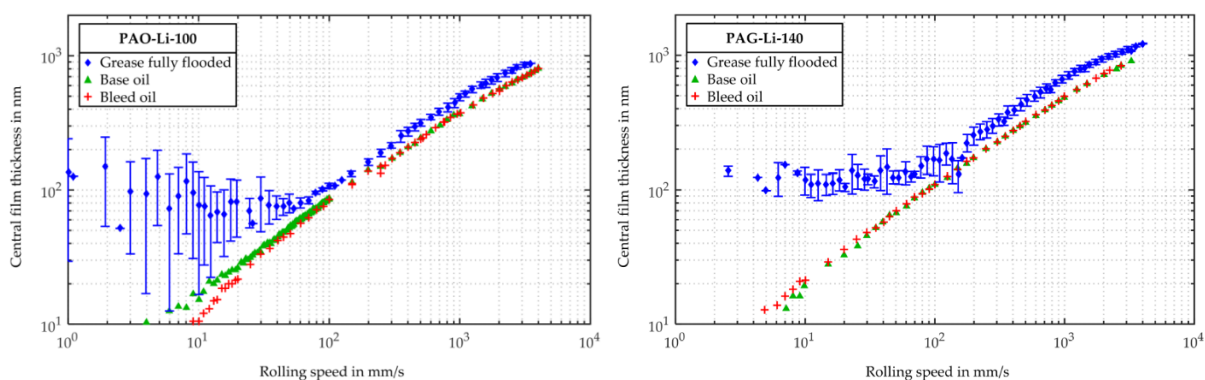


Fig. 1.8 Variația filmului de lubrifianț în funcție de viteza de rostogolire pentru unsoarele PAO-Li-100 și PAG-Li-140, pentru uleiul de bază utilizat în cele două unsoare și pentru uleiul scurs din unsoare (bleed oil) [Fischer, 2018].

Rezultate similare privind diferențele dintre grosimile de film obținute utilizând unsoare și uleiul de bază sunt prezentate și de P. Cann [Cann,2001] precum și de [Laurentius, 2016].

Pe măsură ce crește turația, unsoarea este îndepărtată de pe calea de rulare iar alimentarea contactului se face cu uleiul care este eliminat din structura săpunului.

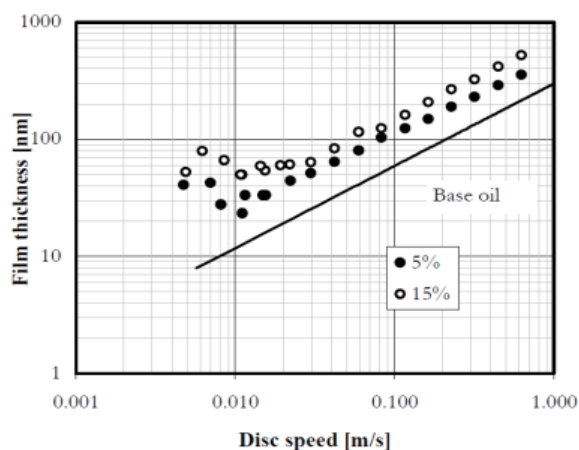


Fig. 1.9 Variațiile grosimii filmului în funcție de viteză pentru două cantități de unsoare și pentru uleiul de bază [Cann,2001]

Pentru o reprezentare în coordonate logaritmice a grosimii filmului de unsoare în raport cu viteza apare în toate încercările așa numita „**curbă în forma de V**” care sugerează valori mari la viteze foarte mici cu scădere până la o anumită limită și o creștere ulterioară odată cu creșterea vitezei. O reprezentare schematică a distribuției grosimii filmului de unsoare în raport cu viteza –,curba în formă de V” este prezentată de B. Vengudusamy și alții în Fig. 1.10 [Vengudusamy,2019]

Cauza acestei diferențe constă în interpunerea în filmul de ulei a unor fragmente din săpunul utilizat. Mecanismul de ungere cu unsoare este sugestiv prezentat de Dennis Fischer și colaboratorii [Fischer, 2019].

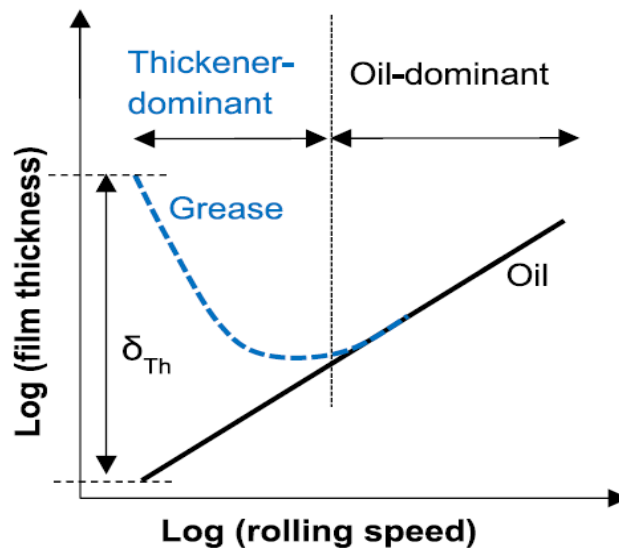


Fig. 1.10 „Curba în formă de V” specifică lubrifierii cu unsoare [Vengudusamy,2019]

Astfel în Fig. 1.11 se prezintă etapele trecerii unei bile peste stratul de unsoare, cu îndepărtarea stratului de unsoare și formarea unui canal în care se adună uleiul care se scurge din unsoare (bleed oil), urmează formarea filmului din uleiul rezultat și îndepărtarea surplusului de ulei la trecerea bilei, după care are loc revenirea uleiului în canalul format. Prezența unsoarei pe părțile laterale ale canalului are rolul de a alimenta cu ulei zona internă a canalului.

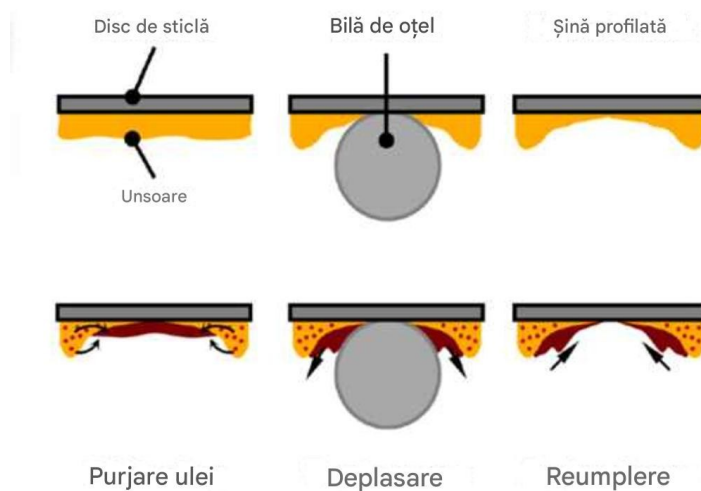


Fig. 1.11 Etapele de formare a filmului între o bilă și un strat de unsoare [Fischer, 2019]

În contactul bilelor cu stratul de unsoare, o parte din săpun se depune sub formă de strat semi-solid pe suprafețele bilelor și a căilor de rulare, ca în Fig. 1.12. În uleiul de scurgere se mai găsesc urme de săpun astfel încât se explică valoarea mai mare a filmului de unsoare decât filmul generat de ulei prin efect EHD [Fischer, 2019].

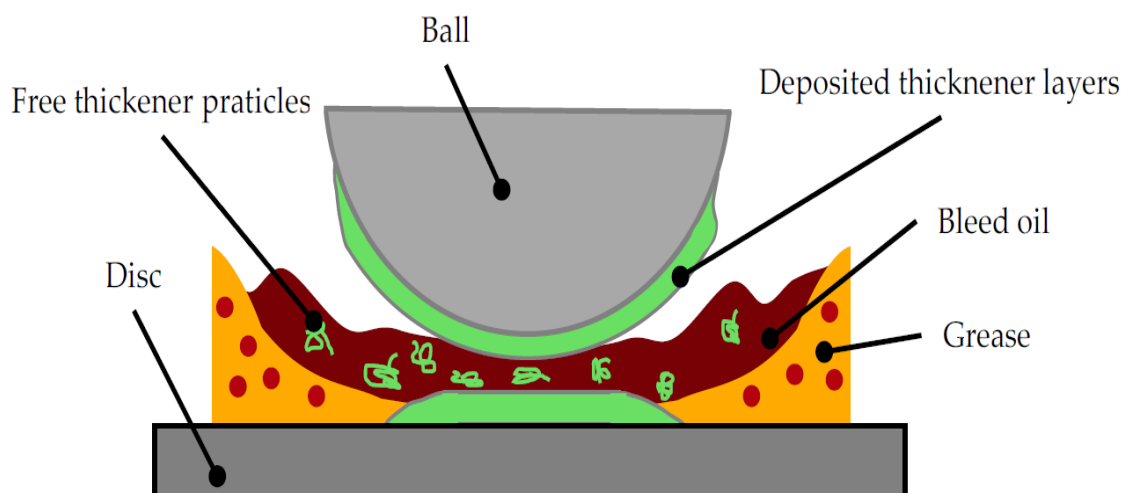


Fig. 1.12 Modelul de lubrifiere a unsorii cu includerea straturilor de săpun și a uleiului de scurgere [Fischer, 2019]

Odată cu creșterea vitezei de trecere a bilelor peste urma de unsoare, refacerea stratului de ulei de scurgere devine incompletă și apare o reducere a filmului de lubrifianț, fenomen cunoscut sub denumirea de starvare. Dacă la ulei alimentarea contactului dintre bilă și calea de rulare se face mai repede, funcție de vâscozitatea uleiului, la unsoare refacerea urmei este întârziată la creșterea vitezei, astfel încât fenomenul de starvare se produce la viteze mai mici.

O problemă de interes practic pentru formarea filmului de unsoare constă în îmbătrânirea mecanică a unsorii după o anumită perioadă de timp de solicitare în rulmenți. Așa cum arată Lugt [Lugt,2009], îmbătrânirea mecanică se produce de regulă la temperaturi scăzute și constă în deteriorarea mecanică a structurii rețelei de săpun prin solicitările repetate. Lugt consideră trei factori importanți pentru îmbătrânirea mecanică:

- a) agitarea unsorii în faza inițială de lubrifiere, când forfecarea straturilor de unsoare conduce la modificări ale structurii unsorii;
- b) presiunea mare și forfecarea mare în contactele lubrificate EHD, care determină modificări ale structurii unsorii;
- c) vibrațiile în timpul funcționării rulmenților unși cu unsoare pot duce nu numai la modificări structurale în unsoare dar și la separarea uleiului de săpun.

Pe lângă îmbătrânirea mecanică, unsoarea suferă și o degradare din punct de vedere chimic prin oxidare, în special atunci când unsoarea funcționează la temperaturi ridicate [Lugt, 2009].

Cercetări pe standuri cu rulmenți unși cu unsoare pentru stabilirea degradării mecanice a unsorilor au fost făcute în Catedra de Organe de Mașini din Facultatea de Mecanică, Iași [Gafițanu,1993], precum și în cadrul a două teze de doctorat [Farcaș,1999] și [Ianus, 2001] sub coordonarea profesorului Mihai Gafițanu. Astfel s-a elaborat un model general, probabilistic, similar calculului la oboseală a rulmenților având următoarea expresie:

$$\ln \left(\frac{1}{S} \right) \approx \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right)^{-\alpha_e} \cdot 10^{e\beta \cdot \frac{n}{n_L}} \cdot \left(\frac{F}{C} \right)^{\gamma_e} \cdot V^{*\delta_e} \cdot L^e \quad (1.7)$$

unde S este probabilitatea de asigurare a ungerii corecte a unsoarii până la degradare mecanică, T_o este punctul de picurare a unsoarii, T este temperatura de funcționare a rulmentului în $^{\circ}\text{C}$, F este forța de încărcare a rulmentului, C este sarcina dinamică de bază a rulmentului, V^* este volumul de unsoare introdus în rulment, L este durabilitatea exprimată în milioane de rotații, n_L este turația limită de catalog a rulmentului uns cu unsoare iar n este turația de lucru a rulmentului, în rot/min.

1.3.2. Cercetări privind frecarea în contactele cu rostogolire lubrificate cu unsoare

Cercetările privind valorile coeficientului de frecare în contacte lubrificate cu unsoare s-au făcut, în majoritate, pe contacte realizate între o bilă și un disc de sticlă rotitor, în paralel cu măsurarea prin interferometrie optică a grosimii filmului. Astfel Vafaei S. și alții [Vafaei, 2021] au determinat variații ale coeficientului de frecare pentru trei unsoari cu săpun bio și ulei Castor cu vâscozitatea de $254\text{mm}^2/\text{s}$ la 40°C , în funcție de viteza tangențială la contactul bilă – disc. În Fig. 1.13 se prezintă variația grosimii filmului și variația coeficientului de frecare pentru cele trei variante de unsoare folosite.

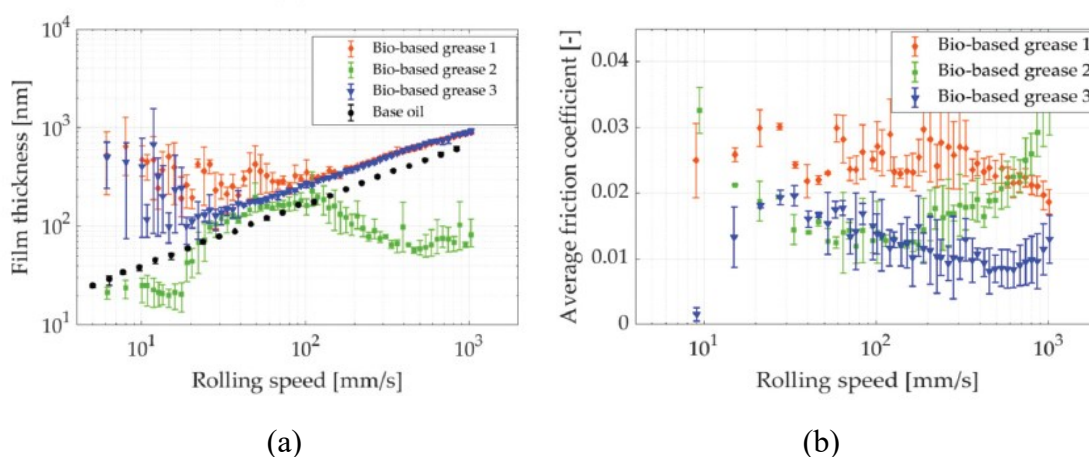


Fig. 1.13 Variația grosimii filmului de unsoare și a uleiului de bază pentru trei unsoari cu săpun bio –(a) și variațiile coeficienților de frecare determinate pentru cele trei unsoari bio (b), în condițiile unei presiuni de contact bilă-disc de 700 MPa și 40°C [Vafaei, 2021].

Rezultatele obținute pun în evidență valori reduse ale coeficientului de frecare pentru toate cele trei unsoari, între 0,01 și 0,035. Testările pentru două sortimente de unsoari pe mașina cu 4 bile efectuate de Joysula K.S. și alții [Joysula, 2021] au pus în evidență variații ale coeficientului de frecare cuprinse în intervalul (0,04-0,07). Alte cercetări sunt raportate de [Wang,2021] și [Vengudusamy,2019].

1.3.3. Evaluarea momentului de frecare în rulmenți

Într-un rulment cu bile uns cu unsoare există, pe lângă contactele bilelor cu cele două căi de rulare și alte contacte în care intervine unsoarea, generând frecări suplimentare. Astfel, frecarea dintre bile și colivie, dintre colivie și umerii de ghidare sau frecarea generată de

forfecarea masei de unsoare de către ansamblul bile - colivie constituie surse suplimentare de pierdere de energie mai greu de determinat teoretic și experimental.

Toate pierderile prin frecare într-un rulment se regăsesc, mai mult sau mai puțin exact, în expresia momentului de frecare [Harris, 2001]. Primele relații pentru determinarea momentului de frecare dintr-un rulment sunt elaborate în anii 50 ai secolului 20 și se datorează lui Palmgren [Harris,2001]. Sub forma prezentată de Harris, momentul de frecare dintr-un rulment include două componente: una datorată forței aplicate rulmentului, M_1 și o componentă datorată vâscozității lubrifiantului și a turației de lucru, M_o . Astfel, momentul total de frecare dintr-un rulment funcționând în condiții de turații medii, fără surplus de lubrifiant și fără sisteme de etanșare este de forma [Harris,2001]:

$$M = M_1 + M_o \quad (1.9)$$

Cele două componente au expresiile:

$$M_1 = f_1 F_\beta d_m \quad (1.10)$$

unde coeficientul f_1 depinde de încărcare și de tipul rulmentului, calculându-se cu relația:

$$f_1 = z(F_s/C_s)^y \quad (1.11)$$

F_s este sarcina statică echivalentă aplicată rulmentului iar C_s este sarcina statică de bază a rulmentului, coeficientul z și exponentul y având valori dependente de tipul rulmentului cu bile (radial, radial axial, axial sau oscilant cu două rânduri de bile) [Harris,2001].

F_β este sarcina echivalentă ce acționează asupra rulmentului și include atât forța axială cât și forța radială care acționează asupra rulmentului.

d_m reprezintă diametrul mediu al rulmentului.

Componenta M_o a momentului de frecare are următoarele expresii [Harris, 2001]:

$$M_o = 10^{-7} f_o (\nu_o n)^{2/3} (d_m)^3 \quad \text{pentru } (\nu_o n) > 2000 (\text{mm}^2/\text{s} \cdot \text{rpm}) \quad (1.12)$$

$$M_o = 160 \cdot 10^{-7} f_o (d_m)^3 \quad \text{pentru } (\nu_o n) < 2000 (\text{mm}^2/\text{s} \cdot \text{rpm}) \quad (1.13)$$

unde ν_o este vâscozitatea uleiului (a uleiului de bază la unsoare) exprimat în mm^2/s , n este turația inelului interior exprimată în rot/min , iar f_o este un factor cu valori, în cazul ungerii cu unsoare, cuprinse între 0,7 și 2, funcție de tipul rulmentului. Momentul total rezultă în Nmm , cu diametrul mediu exprimat în mm iar forțele exprimate în N .

Un model mai complex este dezvoltat de compania **SKF**. Modelul de calcul a momentului de frecare într-un rulment propus de SKF acoperă aproape întreaga gamă de rulmenți [SKF, 2025]. Pentru cazul general când rulmentul are inclus sistem de etanșare cu o alimentare abundentă de ulei, SKF recomandă următoarea relație:

$$M_{SKF} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (1.14)$$

unde M_{rr} este componenta generată de rostogolire, M_{sl} este componenta generată de alunecare, M_{seal} este componenta generată de sistemele de etanșare și M_{drag} este componenta generată de frecarea corpurilor de rostogolire cu lubrifiantul din rulment datorită ungerii abundente. Pentru un rulment fără etanșare și fără ungere abundentă se utilizează primele două componente M_{rr} și M_{sl} . Detalii privind cele două componente și relațiile corespunzătoare pentru

un rulment radial - axial cu bile sunt dezvoltate în Cap. 4.

Modelul utilizat de **Schaeffler** [Schaeffler,2025] este similar modelului Palmgren-Harris fiind format din două componente pentru momentul de frecare total din rulment. Astfel, relația utilizată de Schaeffler este:

$$M_{\text{Schaeffler}} = M_o + M_1 \quad (1.15)$$

unde M_o depinde de vâscozitate, turație și mărimea rulmentului iar M_1 depinde de încărcare:

Pentru cazul în care produsul $(v \cdot n) > 2000$, componenta M_o are următoarea relație:

$$M_o = f_o \cdot (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \quad (1.16)$$

unde coeficientul f_o depinde de tipul rulmentului.

Componenta M_1 are următoarea expresie:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad (1.17)$$

unde coeficientul f_1 depinde de încărcare și se determină cu relația:

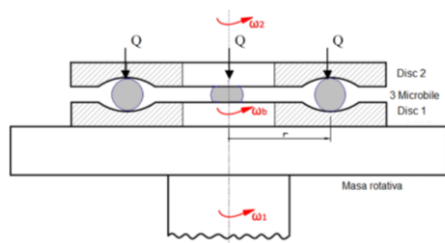
$$f_1 = 0,001 \cdot \left(\frac{P_o}{C_o}\right)^{0,33} \quad (1.18)$$

P_o este sarcina limită a rulmentului de la care nu se mai produce fenomenul de oboseală de contact iar C_o este sarcina statică de bază a rulmentului. Detalii privind utilizarea modelului Schaeffler sunt prezentate în Cap. 4.

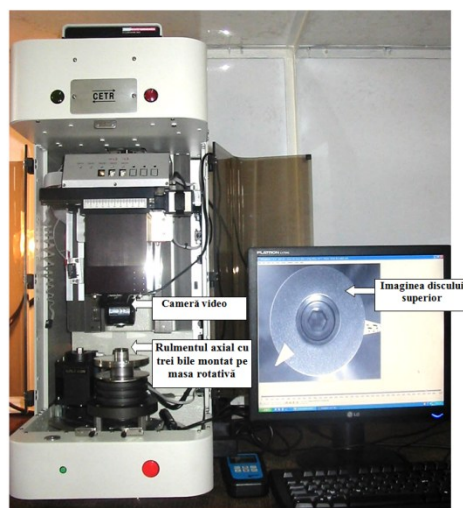
Modelări similare ale momentelor de frecare în rulmenți radial-axiali cu bile au fost făcute de Olaru D. [Olaru, 1992, 1993], Gafițanu și Olaru [Gafițanu, 1993]. De asemenea Paleu V. [Paleu, 2002, 2004] a dezvoltat un program complex de calcul al pierderilor prin frecare în rulmentul 7206 având bile din Si_3N_4 , cu validări experimentale până la 40.000 rot/min.

Olaru și alții [Olaru, 2011] au elaborat o metodologie de determinare a frecărilor dintre bile și căile de rulare ale unui rulment axial 51100 având numai 3 bile și fără colivie, bilele fiind așezate la 120 grade. Inelul inferior este fixat pe un arbore de pe masa rotativă a Tribometrului CETR UMT-2 iar pe inelul superior se așează diverse discuri din oțel a căror greutate este distribuită uniform pe cele trei bile. Inelul inferior este pus în mișcare de rotație la diverse turații fixe (60 - 600 rot/min) iar inelul superior, împreună cu discul cilindric atașat, este antrenat în mișcare de rotație de forțele de frecare dezvoltate în cele trei contacte ale bilelor cu calea de rulare superioară. Schema rulmentului axial cu trei bile montat pe masa rotativă a Tribometrului este prezentată în Fig. 1.14(a) iar în Fig. 1.14(b) este prezentată o vedere a standului în funcțiune și a imaginii captate cu camera video.

După atingerea turației de sincronism între cele două inele ale rulmentului modificat, masa rotativă se oprește brusc iar inelul superior împreună cu discul atașat continuă rotirea, într-un proces de frânare, până la oprirea totală. Utilizând o cameră video se monitorizează întreg procesul de frânare. Pentru condiții de frecare uscată, la sarcini normale pe bile de 8,8 până la 33,2 mN, autorii au obținut coeficienți de frecare de rostogolire de 0,0002 – 0,0004 [Olaru,2011].



(a)



(b)

Fig. 1.14 – (a) Schema rulmentului axial cu trei bile fără colivie; -(b) Vedere a Tribometrului cu rulmentul și camera video montate [Olaru, 2011].

În prezența lubrifianului, Olaru și alții [Olaru,2011] au utilizat următoarea ecuație dinamică în mișcarea de frânare a inelului superior:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = K^* \cdot \omega^n \quad (1.22)$$

Unde J este momentul de inerție față de axa de rotație a ansamblului inel superior disc, ω este viteza unghiulară a inelului superior, monitorizată prin camera video iar K^* și n fiind parametri determinați pe baza experimentelor, integrând ecuația (1.22) cu următoarele condiții limită:

- la momentul inițial $t = 0$, $\omega = \omega_2$ și unghiul de rotație $\varphi = 0$,
- la timpul de oprire $t_{\max}$, $\omega = 0$ și $\varphi = \varphi_{\max}$.

G. Ianuș și alții [Ianuș, 2016] au determinat momentul de frecare în rulmentul axial 51205 modificat incluzând 3 bile și fără colivie, utilizând două sortimente de unsori: MOL Liton 00 cu vâscozitatea uleiului de bază de $40 \text{ mm}^2/\text{s}$ și MOL Alubia AK 2G cu vâscozitatea uleiului de bază de $150 \text{ mm}^2/\text{s}$. Testările s-au făcut cu o încărcare normală pe bilă de 1,42 N. Modelul analitic Biboulet și Houpert [Biboulet, 2010] a fost adaptat pentru rulmentul axial 51205 modificat cu 3 bile, fără colivie și aplicat uleiurilor de bază ale celor două tipuri de unsori, la temperaturile de testare (23-25)°C.

Rezultatele experimentale au arătat o bună corelație cu modelul teoretic. În plus, comparațiile făcute cu modelul SKF au pus în evidență importante diferențe față de experimente. În Fig. 1.15 sunt prezentate variațiile momentului generat de forțele hidrodinamice pentru uleiurile de bază ale celor două unsori, momentele determinate experimental cu unsorile indicate și momentele obținute cu modelul SKF pentru uleiurile de bază ale celor două unsori. Pentru comparație s-au indicat pe aceleași diagrame și momentele determinate în lipsa lubrifianului.

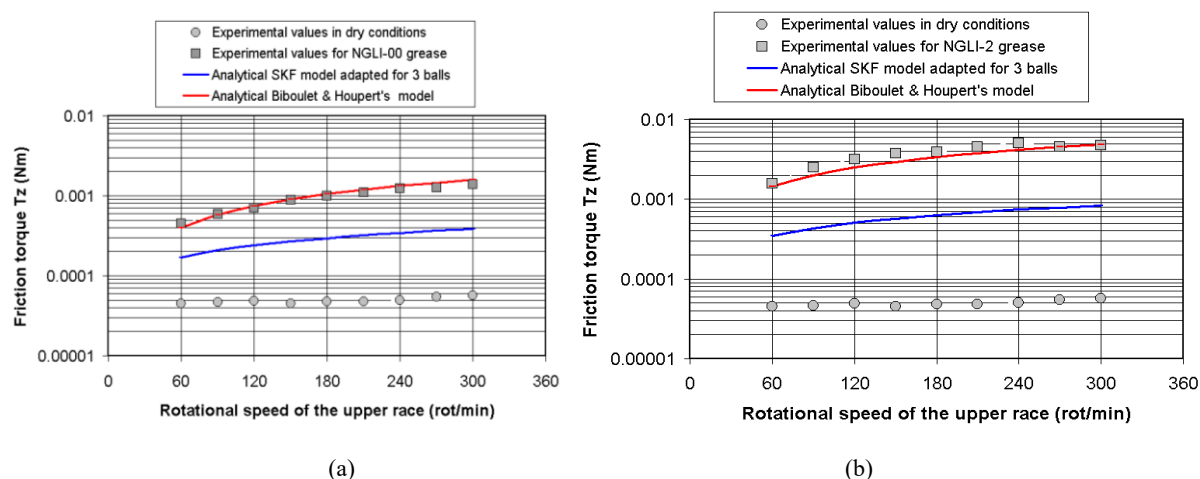


Fig. 1.15 Variația momentului de frecare pentru unsoarea MOL Liton 00 - (a) și pentru unsoarea MOL Alubia AK 2G [Ianuș, 2016]

G.Ianuș, D. Cojocaru și alții [Ianuș, 2020] au verificat experimental modelul Houpert-Biboulet pe rulmentul axial 51205, cu 3 bile și fără colivie, cu o încărcare pe fiecare bilă de 1,42 N și într-o plajă de turații de 100 – 400 rot/min. S-au utilizat trei unsori MOL Liton 00, MOL Alubia AK 2G și Silicon Grease SSX, cu vâscozități cinematice la 40°C de la 40mm²/s (la MOL Liton 00) până la 1000 mm²/s (Silicon Grease SSX).

În Fig. 1.16 se prezintă diagramele experimentale și diagramele obținute prin modelarea Houpert- Biboulet în raport cu produsul dintre vâscozitatea uleiului de bază la temperatura de testare și turația de testare. Diagramele sunt în coordonate logaritmice și pun în evidență o bună corelare cu modelele utilizate de Biboulet și Houpert.

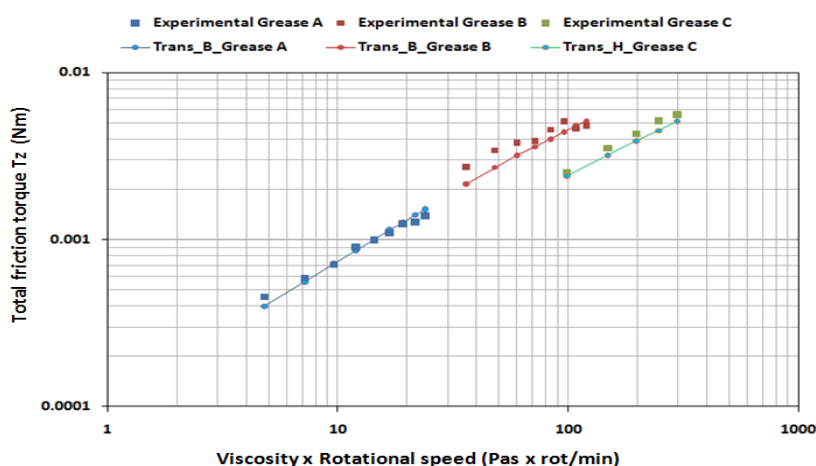


Fig. 1.16 Variațiile momentului de frecare calculat și obținut experimental pe rulmentul axial 51205 cu trei sortimente de unsori [Ianuș, 2020]

A.Popescu și D.Olaru [Popescu, 2020] au simulat momentul de frecare în rulmentul 7205 în condițiile utilizării a trei bile fără colivie și cu o încărcare normală pe bilă de $Q=6,44N$. Autorii au utilizat două uleiuri minerale cu vâscozitățile de 0,08 Pas și 0,35 Pas, pe un interval de turații de 100-400 rot/min, folosind metoda spin-down. Rezultatele pentru cele două uleiuri sunt

prezentate în Fig. 1.17 și pun în evidență o bună corelare între modelul Biboulet- Houpert și experiment.

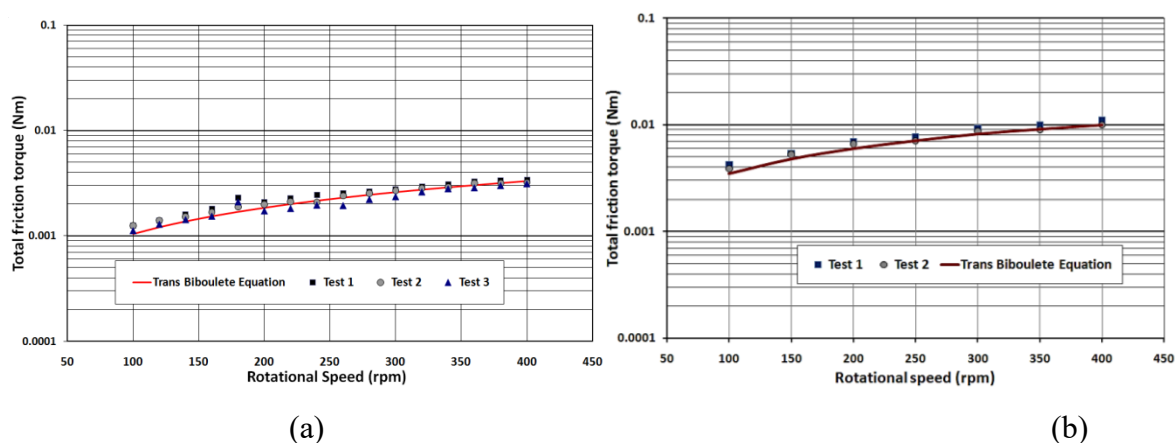


Fig. 1.17. Variațiile momentului de frecare în rulmentul 7205 modificat cu 3 bile și fără colivie, simulat și determinat experimental pentru uleiul cu vâscozitatea de 0,08 Pas –(a) și pentru uleiul cu vâscozitatea de 0,35 Pas –(b).

1.3.4. Cantitatea de unsoare recomandată în rulmenții miniaturali

Cantitatea de unsoare dintr-un rulment este corelată cu cele trei faze principale pe care le prezintă Lugt referitoare la mecanismul de ungere cu unsoare a unui rulment [Lugt, 2013]. Astfel ungerea cu unsoare este un proces dinamic care poate fi împărțit aproximativ în trei faze. După umplerea inițială sau după reumplerea cu unsoare, unsoarea aflându-se între bile și colivie/căile de rulare, are loc o fază de malaxare sau de agitare a unsoarii când unsoarea este înlăturată de pe căile de rulare și se depune pe părțile laterale sau pe capace, în cazul rulmenților protejați. Urmează faza a II-a, faza de alimentare a contactelor bilor cu căile de rulare prin scurgerea uleiului din zonele laterale cu unsoare. Prin cedarea uleiului („bleed oil”), în timp, se poate ajunge la fenomenul de starvare, adică reducerea cantității de ulei ieșit din unsoare și scăderea filmului de lubrifianț, ceea ce înseamnă practic faza a III-a a mecanismului de ungere. În cazul în care nu se poate face reumplerea cu unsoare, se produce o creștere a temperaturii care, în unele situații, are ca efect scurgerea unsoarii spre zonele de contact cu îmbunătățirea ungerii. Continuarea funcționării rulmentului, fără o realimentare cu unsoare duce la deteriorarea rulmentului.

1.3.5. Durata de viață a unsoarilor. Intervale de reungere

Principalul parametru de performanță pentru unsoari este durata de viață. Pentru rulmenții protejați cu capace, durata de viață a unsoarii determină, de regulă, durata de viață a rulmentului. Pentru rulmenții la care se face reumplerea cu unsoare, durata de viață a unsoarii este folosită pentru a calcula intervalele de reungere [Lugt, 2022]. Pentru stabilirea duratei de viață a unsoarilor sunt necesare testări pe bancuri de probă cu stabilirea, pe baza distribuției Weibull, a durabilităților L_{10} sau L_{50} [Lugt, 2022] unde L_{10} sau L_{50} reprezintă durabilitățile în milioane de rotații ale rulmenților cu probabilități de deteriorare a unsoarii de 10% și, respectiv, 50%.

1.4. Concluzii

(a) Structurile miniaturale mecanice și mecatronice au în componență diverse sisteme de transmitere a mișcării de rotație incluzând rulmenți, în general de dimensiuni mici, numiți rulmenți miniaturali, cu încărcări reduse iar ungerea acestor rulmenți de face, de regulă, cu unsoare.

(b) Dacă rulmenții miniaturali sunt rulmenți realizați prin aceleași tehnologii și cu aceleași materiale ca și rulmenții de dimensiuni medii și mari, există și o gamă de micro rulmenți la care doar bilele sunt realizate din oțel, restul structurii fiind realizată prin tehnologii de microfabricație aplicate pe plăcuțe de siliciu.

(c) Numeroasele cercetări privind modul de lubrifiere a contactelor cu rostogolire în prezența unsoarii au pus în evidență fenomenul complex de realizare a unui film de lubrifiant, considerând, de regulă, în calcule, uleiul de bază folosit în unsoare. Cu toate acestea numeroase cercetări în contactele de tip bilă pe disc de sticlă rotitor, cu utilizarea interferometriei optice au arătat că grosimile de film din contactul cu rostogolire dintre bilă și disc sunt mai mari când se utilizează unsoarea în comparație cu grosimile de film obținute cu uleiul de bază al unsoarii, în condiții similare de testare.

(d) O situație mai complexă apare la ungerea cu unsoare, când vitezele tangențiale în zona de contact sunt foarte mici. În acest caz grosimea stratului de unsoare este mult mai mare decât stratul de ulei de bază. Pe măsură ce crește viteza în zona de contact grosimea stratului de unsoare se reduce treptat până la o valoare minimă după care crește din nou în ritmul de creștere a grosimii filmului de ulei. Apare un fenomen numit în literatură „patern V”, ceea ce înseamnă o configurație a grosimii stratului de unsoare, raportată la viteză, în formă de V.

(e) Pentru a se stabili calitativ pelicula de unsoare în rulmenți sunt raportate o serie de metode bazate pe măsurarea rezistenței electrice sau a capacității electrice a întregului rulment uns cu unsoare.

(f) Tot pe contacte bilă – disc de sticlă au fost realizate și testări privind variația coeficientului de frecare pentru o serie de tipuri de unsoare, găsindu-se valori cuprinse în intervalul 0,02 – 0,08, funcție de viteză, tipul unsoarii, temperatura de testare.

(g) Pentru determinarea momentului de frecare în rulmenții miniaturali s-au pus în evidență mai multe relații utilizate în general de către firme producătoare de rulmenți: relația lui Harris, relația companiei Schaeffler, relația companiei Timken, relația companiei SKF. De remarcat că aceste relații deduse pe baza experiențelor firmelor au la bază o serie de formule bazate pe parametri (coeficienți) ce se determină în funcție de tipul rulmentului, de dimensiuni, de încărcare.

(h) În perioada 2011 – 2025 în cadrul Laboratorului de Tribologie din Departamentul IMMR al Facultății de Mecanică au fost realizate o serie de testări, atât pe uleiuri cât și pe unsori utilizând metoda spin-down, cu folosirea mesei rotative a Tribometrului CETR UMT 2 și a unei camere video.

(i) Testările pe unsori au pus în evidență valabilitatea relațiilor Biboulet-Houpert utilizând uleiul de bază al unsoarii. Totodată s-a pus în evidență, prin experimente pe rulmentul

axial 51205 cu trei bile, rolul dominant al forței de rezistență hidrodinamică în raport cu alte surse de frecare din rulment

(j) Ulterior cercetările au fost extinse și la rulmentul radial axial cu bile 7205, funcționând în condiții uscate și în prezența uleiului, cu validări ale momentelor de frecare calculate cu modelul Biboulet – Houpert.

(k) În finalul acestui capitol a fost abordată problema durabilității unsoarii prin degradare mecanică sau prin degradare chimică.

(l) Tot în domeniul deteriorării unsoarii au fost puse în evidență rezultate obținute în Catedra de Organe de Mașini prin testări ale unsoarilor pe standuri cu rulmenți 6206 în condiții de temperaturi ridicate, turații ridicate și volum diferit de unsoare. Astfel a fost validată o relație generală dezvoltată de Profesorul Gafițanu privind durabilitatea unsoarii cu probabilitate de 50% în funcție de temperatură, turație, volum de unsoare introdus în rulment.

(m) Toate încercările făcute în Laboratorul de tribologie utilizând metoda spin - down pe rulmenți axiali sau radial - axiali cu bile, cu trei bile în absența coliviei sau cu rulmentul complet, au arătat că, în cazul încărcărilor mici la care au fost solicitate rulmenții, s-au obținut diferențe mari, uneori de până la un ordin de mărime, dintre momentele de frecare determinate experimental și celelalte modele oferite de diverse companii.

1.5. Obiectivele tezei

Pornind de la tema tezei și având în vedere cercetările prezentate în acest capitol, corelate cu cercetările efectuate în Laboratorul de Tribologie din ultimii ani, dar și cu experiența de peste 60 de ani de cercetare în domeniul rulmenților la Facultatea de Mecanică din Iași sub coordonarea regretatului Profesor N. Popinceanu, a Profesorului M.D. Gafițanu și a Profesorului Sp. Crețu, doctorandul propune următoarele obiective de cercetare:

1. Stabilirea parametrilor geometrici specifici și a metodologiei de determinare a semiaxelor elipsei de contact și a presiunii maxime de contact pentru rulmentul radial axial cu bile 7000 C P4, încărcat pur axial cu sarcini mici de (3,11 – 13,11) N.
2. Determinarea regimurilor de ungere (IVR și EHD) și a modului de partajare a acestor două regimuri cu aplicație pe rulmentul miniatural 7000C, în funcție de turație, de încărcare, și de vâscozitatea lubrifianului, pe baza relațiilor generale stabilite de Houpert și, ulterior de Biboulet și Houpert.
3. Determinarea filmului de lubrifian în funcție de vâscozitate, de turație și de încărcare pentru rulmentul 7000C, utilizând uleiuri cu vâscozități comparabile cu cele ale uleiurilor de bază din unsoari.
4. Determinarea parametrului de ungere Λ , a regimului de ungere limită sau cu film continuu și a coeficienților de frecare pe elipsele de contact.
5. Stabilirea forțelor și a momentelor de frecare în contactele dintre bile și căile de rulare, precum și stabilirea momentului total de frecare de pe calea de rulare exterioară, cea care se află în mișcare de rotație, atunci când se folosește metoda spin-down.

6. Stabilirea forțelor hidrodinamice după modelul Biboulet- Houpert precum și a forțelor hidrodinamice în condiții de tranziție de la regimul IVR la regimul EHD.
7. Modelarea hidrodinamică a frecării dintre colivia de textolit și umerii de ghidare de la inelul interior al rulmentului.
8. Stabilirea componentelor momentului total de frecare, cu determinarea prin calcul a valorilor fiecărei componente pentru rulmentul 7000C, lubrifiat cu ulei și compararea acestor componente cu componentele generate de forțele hidrodinamice.
9. Determinarea momentului de frecare pentru rulmentul 7000C uns cu ulei utilizând relațiile SKF și Schaeffler și compararea cu momentul calculat pe baza relațiilor Biboulet și Houpert.
10. Testarea unsoarelor la turații cuprinse între 200 și 700 rot/min, cu determinarea momentelor de frecare la fiecare turație.
11. Stabilirea modelului teoretic Biboulet-Houpert adecvat fiecărei unsoare testate și compararea cu momentele calculate cu relațiile Schaeffler și SKF.
12. Determinarea filmului de unsoare prin metoda rezistenței electrice în condiții de rotire a inelului interior și de staționare a inelului exterior, cu stabilirea unei dependențe dintre rezistența electrică măsurată și grosimea medie a filmului dintre bile și căile de rulare calculată pentru un ulei cu vâscozitatea cunoscută, utilizând relația Hamrock-Dowson.
13. Determinarea pe Mașina cu 4 bile a coeficienților de frecare pentru unsoarele testate.
14. Evaluarea gradului de deteriorare mecanică a unsoarelor folosite prin studierea pe Microscopul electronic a structurii inițiale și compararea cu structura unsoarelor după 8 ore de funcționare la turații cuprinse între 100 și 1500 rot/min.

CAPITOLUL 2. DETERMINAREA PRESIUNILOR DE CONTACT ȘI A SEMIAXELOR ELIPSEI DE CONTACT

Intr-un rulment radial-axial cu bile, încărcat cu o sarcină pur axială F_a , la nivelul contactelor dintre bile și căile de rulare se dezvoltă forțe normale de contact Q conform Fig. 2.1, care se determină pe baza relației [Harris]:

$$Q = \frac{F_a}{Z} \cdot \sin(\alpha) \quad (2.1)$$

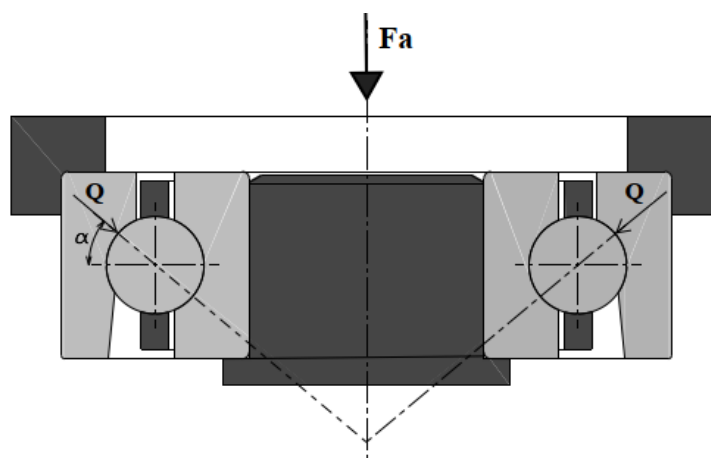


Fig. 2.1 Schema de montare și de încărcare a rulmentului utilizat la testări

În condițiile unor turații reduse, forțele normale de contact dintre bile și calea de rulare exterioară sunt egale cu forțele normale de contact dintre bile și calea de rulare interioară. Dacă inițial unghiul de contact al rulmentului neîncărcat este α^0 impus prin construcție, după aplicarea sarcinii exterioare F_a , se produce o modificare a unghiului de contact, ceea ce face ca determinarea forțelor reale de contact Q să se calculeze în corelație cu determinarea unghiului de contact real α . În condițiile unor sarcini axiale mici, modificarea unghiului de contact se poate neglija.

Sub acțiunea forței normale Q , la contactele dintre bile și cele două căi de rulare se produc deformări elastice sub formă de elipse, numite și elipse de contact, cu semiaxa mare notată cu a și cu semiaxa mică notată cu b .

Determinarea semiaxelor elipselor de contact presupune o succesiune de calcule care au la bază geometria internă a rulmentului precum și caracteristicile de material (modulul de elasticitate E și coeficientul Poisson) [Gafițanu, 1985], [Harris, 2001], [Harris, 2007], [Olaru, 2023].

Presiunea maximă de contact se determină în funcție de valoarea forței normale Q și semiaxe elipsei de contact.

Rulmentul testat este un rulment radial-axial cu bile seria 7000C, clasa de precizie P4.

Rulmentul este prezentat în Fig. 2.2 și are caracteristicile geometrice prezentate în Tabel 2-1.

Tabel 2-1 Caracteristicile geometrice ale rulmentului 7000C

Dimensiunile rulmentului 7000C	Valori	Unitatea de măsură
D – diametrul exterior	26	mm
d – diametrul interior	10	mm
d_m – diametrul mediu $d_m=(D+d)/2$	18	mm
D_b – diametrul bilei	4.762	mm
α – unghiul de contact	30	grade
Z – numărul de bile	8	-
f_i, f_e – conformitățile pe căile de rulare	$f_i = f_e = 0.525$	-
g – jocul dintre colivia din textolit și umerii interior pe care ghidează colivia	$g = 0.15$	mm

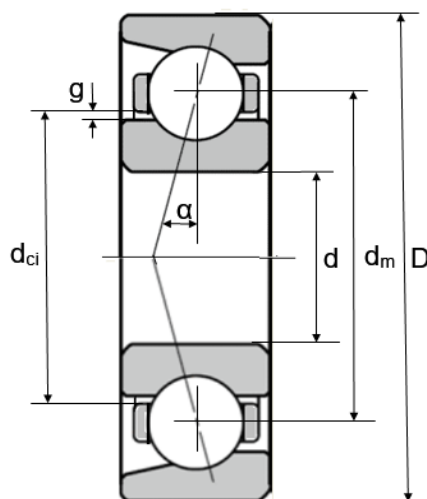


Fig. 2.2. Principalele caracteristici geometrice ale rulmentului 7000C

În cele ce urmează se prezintă succesiunea calculelor pentru rulmentul 7000C încărcat axial cu o forță F_a . În condițiile unei încărcări mici se neglijează modificarea unghiului de contact. În Anexa 2.1 se prezintă programul dezvoltat pentru determinarea semiaxelor elipselor de contact și a presiunilor de contact.

Concluzii

- Dat fiind complexitatea relațiilor pentru determinarea semiaxelor elipselor de contact și a presiunilor de contact între bile și căile de rulare la un rulment radial-axial cu bile s-a elaborat un program în Mathcad. Alegerea planurilor principale și determinarea razelor echivalente s-a făcut în corelație cu relațiile existente în monografiile amintite mai sus.
- S-a neglijat influența forțelor centrifuge ale bilelor și modificarea unghiului de contact, astfel că s-a lucrat cu unghiul de contact inițial.
- Pe baza programului elaborat s-au determinat semiaxele elipselor de contact și presiunile de contact pentru rulmentul 7000 C, valori prezentate în Cap.4.

CAPITOLUL 3. DETERMINAREA FILMULUI DE LUBRIFIANT SI A REGIMULUI DE UNGERE ÎN RULMENȚII MINIATURALI

3.1. Stabilirea regimurilor de lubrifiere într-un rulment radial axial cu bile

În contactele dintre bile și căile de rulare, în timpul funcționării și în prezența lubrifiantului se formează, prin efect hidrodinamic (HD) sau elasto-hidrodinamic (EHD), un film de lubrifiant, care separă parțial sau total suprafețele aflate în contact cu rostogolire. Pentru cazul general, funcție de turație, încărcare, vâscozitatea lubrifiantului și geometrie în contactele punctuale aflate în mișcare se pot dezvolta patru regimuri de lubrifiere [Harris, 2007], [Gafițanu, 1985], [Olaru, 2002], [Olaru, 2023],

a) Regimul **izo-vâscos-rigid (IVR)** este un regim de lubrifiere care apare atunci când solicitările în zona contactului sunt mici, deformările elastice ale suprafeței în contact sunt neglijabile iar variația vâscozității cu presiunea de contact este nesemnificativă. Un asemenea regim poate să apară într-un rulment cu încărcare mică.

b) Regimul **piezovâscos-elastic (PVE)**, cunoscut și sub denumirea de regimul **elastohidrodinamic (EHD)**, apare în cazul solicitărilor de contact mari, făcând ca atât deformările elastice ale suprafețelor în contact, cât și modificările vâscozității lubrifiantului sub influența presiunii de contact să devină semnificative în luarea în considerare a calcului grosimii filmului. Un asemenea regim apare curent la rulmenți cu încărcări moderate sau mari.

Suplimentar, în anumite condiții, pot să mai apară două regimuri de lubrifiere: regimul **piezovâscos-rigid (PVR)** și regimul **isovâscos-elastic (IVE)**. Astfel, regimul **PVR** presupune luarea în considerare a variației vâscozității cu presiunea iar deformările elastice se neglijează, în timp ce în cazul regimului **IVE** variația vâscozității cu presiunea este nesemnificativă, iar deformarea elastică a corpurilor în contact este luată în considerare.

Delimitarea regimurilor de lubrifiere se face pe baza modelului Hamrock și Dowson [Hamrock, 2001], în raport de valorile a doi parametri adimensionali: parametrul de elasticitate g_e și parametrul de vâscozitate g_v definiți de relațiile:

$$g_e = \frac{W^3}{U^2} \quad (3.1)$$

$$g_v = \frac{G \cdot W^3}{U^2} \quad (3.2)$$

U, G și W sunt parametrii adimensionali de viteză, de material și de încărcare definiți de relațiile:

$$G = \alpha_p \cdot E^* \quad (3.3)$$

$$U = \frac{\eta_0 \cdot v}{E^* \cdot R_x} \quad (3.4)$$

$$W = \frac{Q}{E^* \cdot R_x^2} \quad (3.5)$$

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (3.6)$$

$$v_x = \frac{v_{1x} + v_{2x}}{2}; \quad v_y = \frac{v_{1y} + v_{2y}}{2} \quad (3.7)$$

În relațiile (3.3)- (3.5) semnificațiile termenilor este următoarea:

- E^* este modulul de elasticitate echivalent pentru materialele bilelor și ale căilor de rulare; în cazul rulmentului cu bile din oțel, $E^* = 2,26 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$;

- R_x este raza de curbură echivalentă pe direcția de rostogolire la contactele dintre bile și căile de rulare. Pentru cele două contacte bilă - cale de rulare exterioară și bilă - cale de rulare interioară razele de curbură echivalente R_{xe} și R_{yi} se determină cu relațiile:

$$R_{xe} = \frac{D_b}{2} \cdot \left(1 + \frac{D_b \cdot \cos(\alpha)}{d_m} \right) \quad (3.8)$$

$$R_{xi} = \frac{D_b}{2} \cdot \left(1 - \frac{D_b \cdot \cos(\alpha)}{d_m} \right) \quad (3.9)$$

$$R_{ye} = D_b \cdot \frac{f_e}{2 \cdot f_e - 1} \quad (3.10)$$

$$R_{yi} = D_b \cdot \frac{f_i}{(2 \cdot f_i - 1)} \quad (3.11)$$

Considerând cazul ideal de rostogolire pură, vitezele la contactele bilei cu căile de rulare interioară și exterioară sunt:

$$v_{xi} = \pi \cdot \frac{n}{30} \cdot (1 - \gamma^2) \cdot \frac{d_m}{4} \text{ [m/s]} \quad v_{xe} = \pi \cdot \frac{n}{30} \cdot (1 - \gamma^2) \cdot \frac{d_m}{4} \text{ [m/s]} \quad (3.12)$$

În cazul rulmenților miniaturali pot apărea, în general două regimuri de lubrifiere: regimul IVR și regimul EHD. Recent, Biboulet și Houpert [Biboulet, 2010] au introdus un nou criteriu de identificare a ponderii celor două regimuri de lubrifiere pentru un rulment cu bile, funcție de geometrie, de încărcare, de lubrifiant și de turație. Astfel Biboulet și Houpert au introdus doi parametri adimensionali ce reprezintă procentul celor două regimuri de lubrifiere pentru un rulment în funcționare.

Astfel, procentul de lubrifiere în regim IVR se determină cu relația:

$$P_{IVR} = \frac{1}{1 + \frac{M(n,Q)}{6.6}} \quad (\%) \quad (3.14)$$

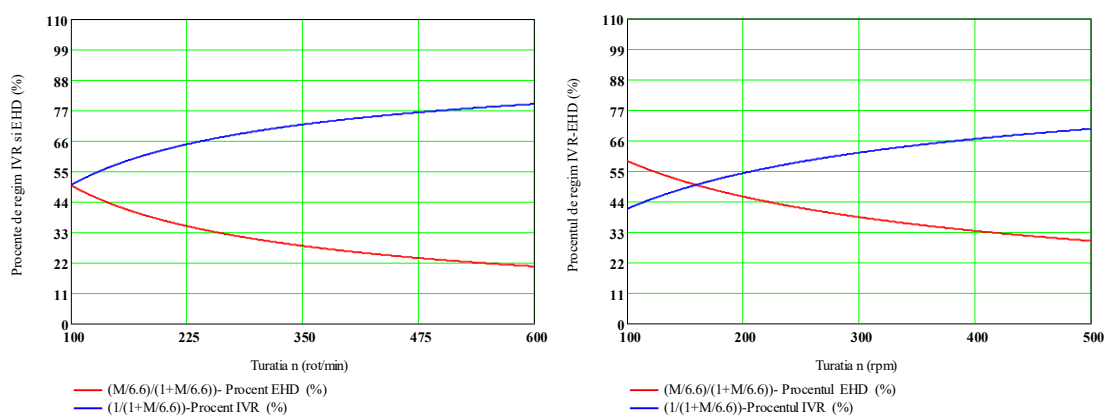
Iar procentul de lubrifiere EHD se determină cu relația:

$$P_{EHD} = \frac{M(n,Q)}{6.6} \cdot \frac{1}{1 + \frac{M(n,Q)}{6.6}} \quad (\%) \quad (3.15)$$

În relațiile (3.14) și (3.15) parametrul $M(n, Q)$ este dat de relația:

$$M(n, Q) = 0.5549 \cdot \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{-0.6029} \cdot W(Q) \cdot U(n)^{-0.75} \quad (3.16)$$

În Fig. 3.1 se prezintă variațiile procentelor de regim IVR și EHD pentru contactul dintre bilă și căile de rulare exterioară și interioară a rulmentului 7000C, cu o sarcină $Q = 0.762N$ și $\eta_0 = 0,13$ Pa.s. Astfel, în Fig. 3.3 (a) se prezintă variațiile procentelor de regim IVR și EHD pentru calea de rulare exterioară a rulmentului 7000C iar în Fig. 3.3 (a) se prezintă variațiile procentelor de regim IVR și EHD pentru calea de rulare interioară rulmentului 7000C, în funcție de turația n (rpm).



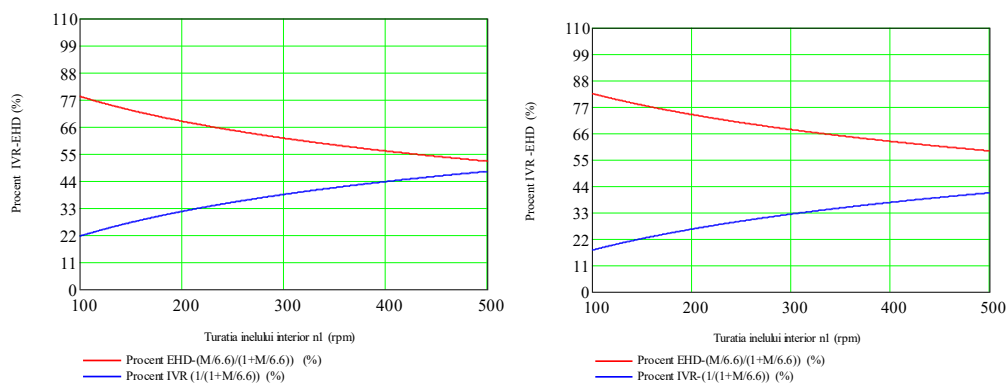
(a) Contactul bilă – cale de rulare exterioară

(b) Contactul bilă – cale de rulare interioară

Fig. 3.1 Distribuția procentului de IVR și EHD pentru $Q=0.76 N$ pe bilele rulmentului 7000 C cu inelul interior oprit și inelul exterior în mișcare

Se poate observa că pentru ambele contacte regimul dominant este IVR.

În cazul unei forțe axiale de 13,11N, sarcina normală pe bile va căpăta valoarea $Q = 3,263 N$ (cu o tensiune normală de contact de 500MPa la contactul bilă - inel exterior și 650MPa la contactul bilei cu inelul interior). Pe același interval de turații, menținând aceeași viscozitate, se vor modifica procentele regimurilor de lubrifiere IVR și PVR, după cum se prezintă în Fig. 3.2.



(a) Contactul bilă – cale de rulare exterioară

(b) Contactul bilă – cale de rulare interioară

Fig. 3.2 Distribuția procentului de IVR și EHD pentru $Q = 3,263 N$ pe bilele rulmentului 7000 C, cu inelul interior în mișcare și inelul exterior blocat

Comparând cele patru diagrame se observă ca la încărcarea pe bile de 0,762N regimul de lubrifiere este dominant IVR pe toată gama de turații de la 100 la 500 rot/min. Prin creșterea încărcării pe bile, domină regimul EHD la ambele căi de rulare.

3.2. Determinarea grosimii filmului de lubrifianț într-un rulment radial - axial cu bile

Atât în cazul lubrifierii cu ulei sau cu unsoare, între bile și căile de rulare se dezvoltă un film de lubrifianț care separă suprafețele în contact, grosimea filmului fiind esențială în determinarea coeficientului de frecare pe suprafețele elipselor de contact. Există diverse relații pentru calculul grosimii filmului de lubrifianț atât în regim IVR cât și în regim EHD.

Pentru regimul de lubrifiere IVR, Houpert (Houpert, 1987), Biboulet și Houpert (Biboulet, 2010) propun următoarea relație:

$$h_{IVR_H} = R_x \cdot \left[\frac{\left(1 + \frac{2}{3 \cdot k}\right) \cdot \frac{W}{U}}{\left(0,131 \cdot \arctg\left(\frac{k}{2}\right) + 1,683\right) \cdot (128 \cdot k)^{0.5}} + 2,6511 \right]^{-2} \quad (3.17)$$

Pentru regimul de lubrifiere EHD se utilizează relația Hamrock–Dowson (Hamrock, 1994):

$$h_{EHD} = 2,69 \cdot R_x \cdot U^{0.67} \cdot G^{0.53} \cdot W^{-0.067} \cdot \left(1 - 0.61 \cdot e^{-0.752 \cdot k^{0.64}}\right) \quad (3.18)$$

unde $k = R_y/R_x$, iar G , W și U sunt parametrii adimensionali definiți de relațiile (3.3) - (3.5).

Dacă în anumite condiții de funcționare are loc tranziția dintre regimurile IVR și EHD, pentru grosimea filmului se utilizează valoarea maximă obținută cu relațiile (3.17) și (3.18) [Bălan, 2014]:

$$h_{IVR-EHD} = \max(h_{IVR}, h_{EHD}) \quad (3.19)$$

Grosimea filmului de lubrifianț se corelează cu abaterile medii pătratice ale rugozităților de pe suprafețele bilelor și a căilor de rulare prin intermediul parametrului Λ [Harris, 2007], definit de relația:

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{R_{qr}^2 + R_{qb}^2}} \quad (3.20)$$

unde R_{qr} și R_{qb} sunt abaterile medii pătratice ale rugozităților pe suprafețele căilor de rulare și, respectiv, pe bile.

Se admite că pentru $\Lambda > 3$ regimul de ungere este cu film complet de lubrifianț, pentru $\Lambda = (1...3)$ regimul de ungere este mixt și pentru $\Lambda < 1$ regimul este limită [Harris, 2007].

3.3. Determinarea grosimii filmului de lubrifiant în rulmentul 7000C încărcat pur axial

Elementele geometrice ale rulmentului 7000C sunt prezentate în Fig. 2.2 și în Tabelul 2.1.

Pe baza relațiilor (3.17) și (3.18), cu parametrii U , G și W din relațiile (3.3)- (3.5) s-a elaborat un program în Mathcad pentru determinarea grosimii filmului de lubrifiant la contactele dintre bile și căile de rulare exterioră și interioară, pentru două sarcini axiale:

- Forța axială este dată de greutatea discului și a inelului exterior, $F_{a1}=m \cdot g$ și rezultă $F_{a1} = 3,11\text{N}$ iar forța $Q_1 = 0.762\text{ N}$;
- Forța axială $F_{a2} = 10\text{N} + F_{a1}$ și rezultă $F_{a2}=13,11\text{N}$, iar forța normală de contact $Q_2=3,263\text{N}$.

Programul este prezentat în Anexa A3.

Pentru sarcina normală de contact $Q_1=0,762\text{N}$, variațiile grosimilor filmului de lubrifiant la exterior și la interior, pentru regimurile de lubrifiere IVR și EHD sunt prezentate în Fig. 3.3.

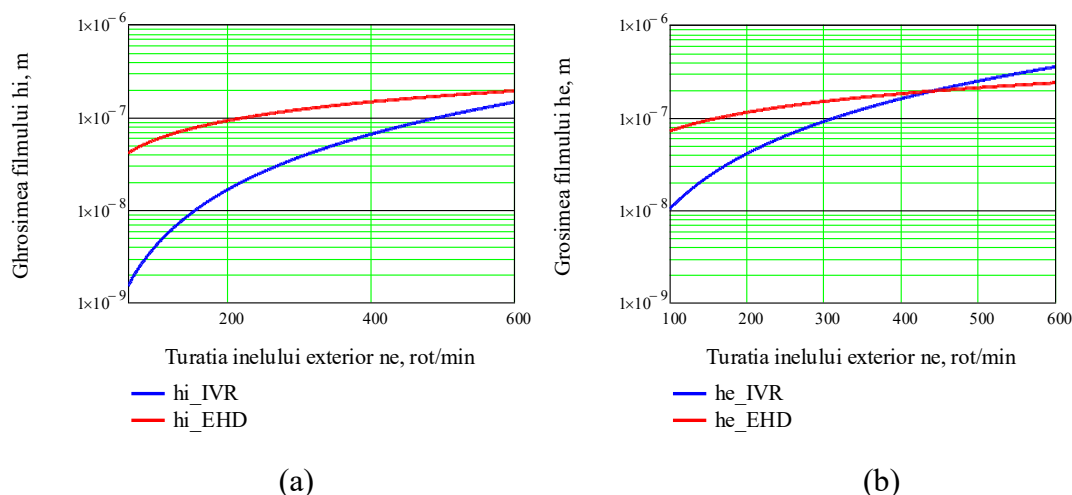


Fig. 3.3 Variația grosimilor de film în regim IVR și EHD în funcție de turație pentru contactele dintre bile și inelul exterior (a) și inelul interior (b), la forța normală Q_1

Pentru sarcina normală $Q_2=3,263\text{N}$, variațiile grosimilor filmului de lubrifiant la exterior și la interior, pentru regimurile de lubrifiere IVR și EHD sunt prezentate în Fig. 3.4 (a) și (b).

Variațiile grosimilor filmului de lubrifiant calculate mai sus pot fi utilizate și pentru unsoarea SKF LGHP 2/0.4 la care vâscozitatea dinamică a uleiului de bază la temperatura de (26-28)°C are valori de (0,12 – 0,13) Pa.s.

Variațiile grosimilor filmului de lubrifiant calculate mai sus pot fi utilizate și pentru unsoarea SKF LGHP 2/0.4 la care vâscozitatea dinamică a uleiului de bază la temperatura de (26-28)°C are valori de (0,12 – 0,13) Pa.s.

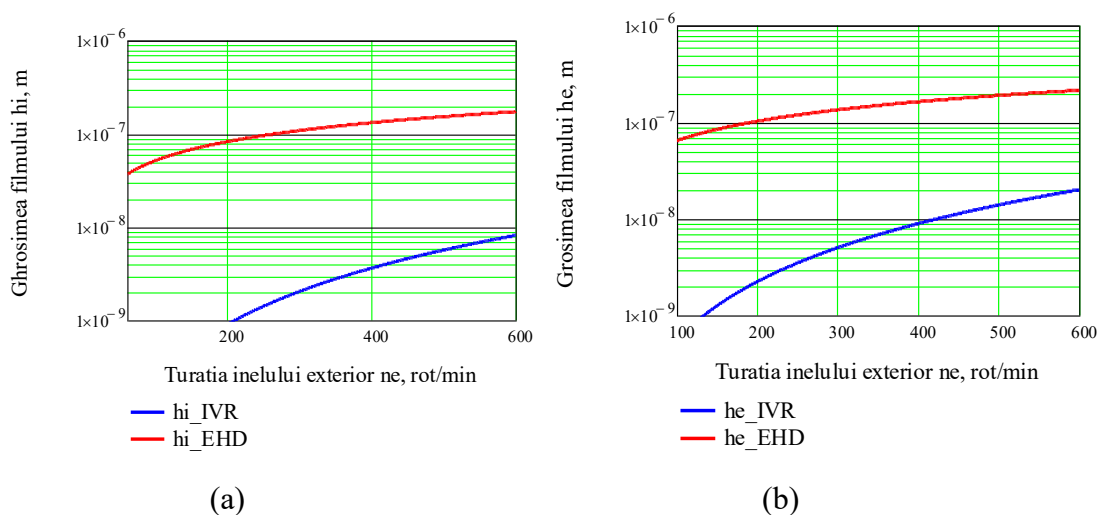


Fig. 3.4 Variația grosimilor de film în regim IVR și EHD în funcție de turație pentru contactele dintre bile și inelul interior (a) și cel exterior (b), forța normală Q_2

Pentru parametrii de rugozitate ai bilelor $R_{qb} = 0,03 \mu m$ și ai căilor de rulare $R_{qr} = 0,06 \mu m$, dacă se consideră valorile maxime obținute prin tranziția IVR –EHD, se obțin valori ale parametrului Λ cuprinse între 0.8-1 la turația de 100 rot/min și (2,8-3,2) pentru turația de 600 rot/min. În acest interval de turații între bile și căile de rulare regimul de ungere este predominant mixt.

3.4. Determinarea coeficientului de frecare pe elipsele de contact

În cazul unui regim mixt, coeficientul de frecare mediu pe suprafața elipsei de contact se determină cu relația utilizată de Bălan și alții [Bălan, 2015]:

$$\mu_S = \mu_{EHL} \cdot \left[1 - \frac{Q_a}{Q} \right] + \mu_a \cdot \frac{Q_a}{Q} \quad (3.21)$$

unde μ_{EHL} este coeficientul de frecare în filmul de lubrifiant iar μ_a este coeficientul de frecare pe vârfurile asperităților în contact.

Q_a reprezintă forța preluată de vârfurile rugozităților în contact iar Q este forța normală totală pe contact. Pentru raportul Q_a/Q Castro și Seabra [Castro, 2008] folosesc relația lui Zhu [Zhu, 2001] care propune pentru raportul $\frac{Q - Q_a}{Q}$ funcția $f(\Lambda)$ definită cu relația:

$$f(\Lambda) = \frac{1.21 \cdot \Lambda^{0.64}}{1 + 0.37 \cdot \Lambda^{1.26}} \quad (3.22)$$

Pentru μ_{EHD} se adoptă o valoare de 0,03 iar pentru μ_a se adoptă o valoare de 0,11 [Bălan, 2015].

În cadrul programului elaborat s-au determinat parametrii de ungere Λ și coeficienții de frecare pentru contactele exterioare și interioare, pentru cele două regimuri de lubrifiere, în condițiile unei sarcini normale pe contact $Q_1 = 0,762 N$ și cu un ulei având vâscozitatea $\eta_0 = 0,13$ Pa.s.

În Fig. 3.5 a) și b) sunt prezentate variațiile parametrilor de ungere Λ_{eEHD} și Λ_{eIVR} pentru contactul dintre bile și calea de rulare exterioară și, respectiv variațiile parametrilor de ungere Λ_{iEHD} și Λ_{iIVR} pentru contactul dintre bile și calea de rulare interioară la sarcina $Q_1=0,762\text{N}$ iar în Fig. 3.9 a) și b) sunt prezentate variațiile parametrilor de ungere Λ_{eEHD} și Λ_{eIVR} pentru contactul dintre bile și calea de rulare exterioară și, respectiv variațiile parametrilor de ungere Λ_{iEHD} și Λ_{iIVR} pentru contactul dintre bile și calea de rulare interioară la sarcina $Q_2= 3,263\text{N}$.

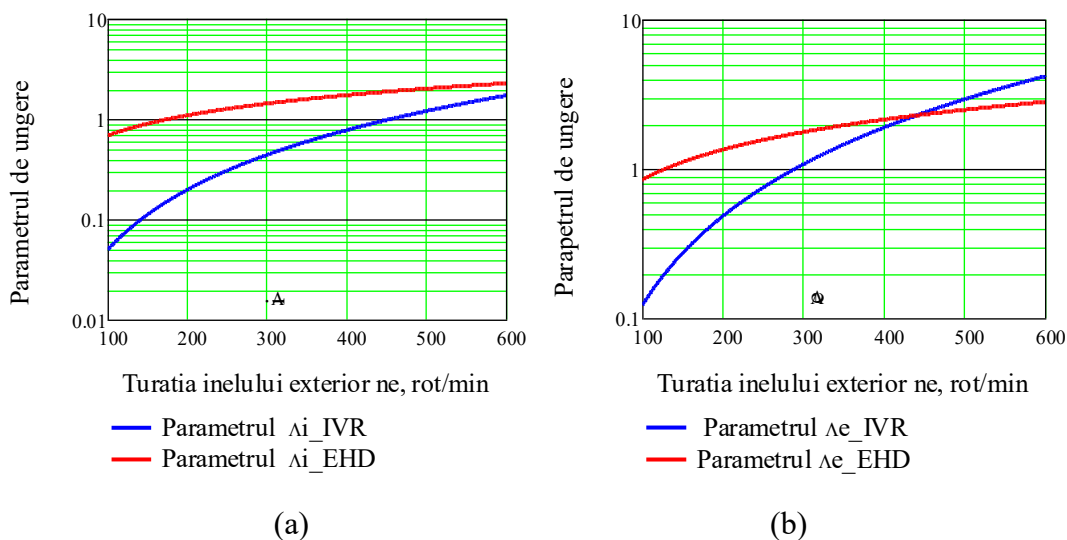


Fig. 3.5 Variațiile parametrilor de ungere Λ pentru contactul dintre bile și calea de rulare interioară, (a) și pe calea de rulare exterioară, (b) la sarcina normală Q_1

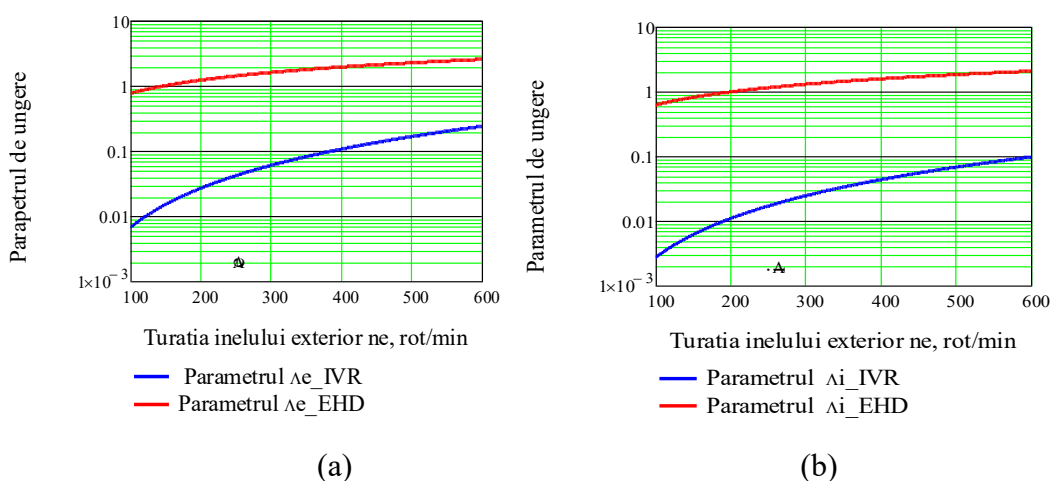


Fig. 3.6 Variațiile parametrilor de ungere Λ pentru contactul dintre bile și calea de rulare exterioară, (a) și pe calea de rulare interioară, (b) la sarcina normală Q_2

Cunoscând parametrii de ungere în cadrul programului s-au determinat variațiile coeficienților de frecare pe suprafețele elipselor de contact, conform relațiilor (3.21) și (3.22).

În Fig. 3.7 sunt prezentate variațiile coeficienților de frecare determinați la exterior și la interior pentru cele două regimuri de lubrifiere EHD și IVR.

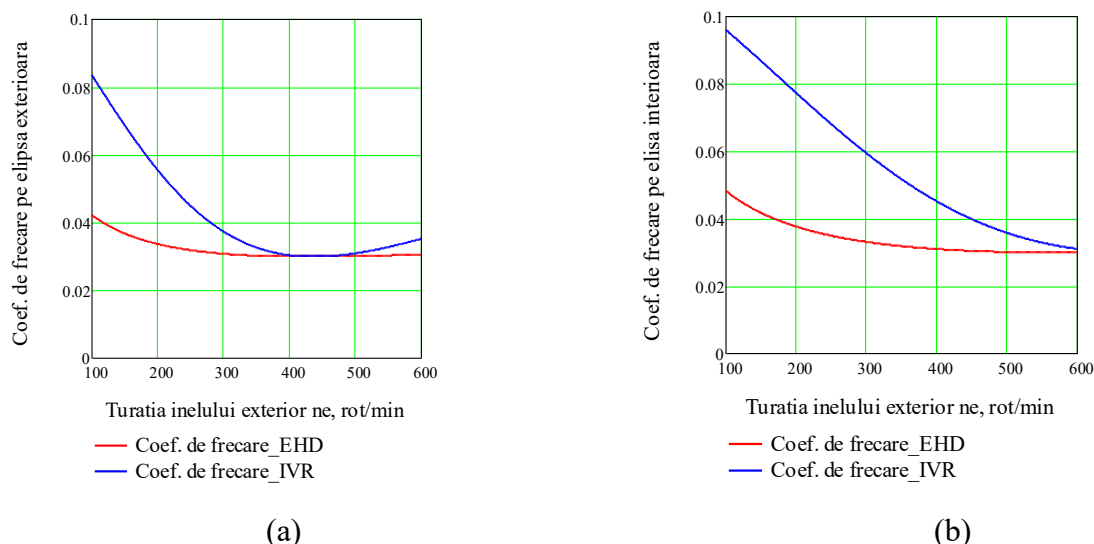


Fig. 3.7. Coeficienții de frecare pe elipsele de contact exterioare, a) și interioare, b) la sarcina normală Q_1

Corelând rezultatele grosimilor de film prezentate în Fig. 3.6 și 3.7 cu valorile coeficienților de frecare din Fig. 3.10 a) și b) se constată că, în timp ce fluctuațiile filmului de lubrifianț pentru regimul IVR variază în limite mari pe intervalul de turații de 100-600 rot/min, filmul de lubrifianț calculat pentru regimul EHD are o variație mult mai mică pe acest interval de turații. Drept rezultat coeficienții de frecare obținuți pentru regimul IVR variază de la valori de aprox. 0,1 până la valori de 0,03, în timp ce coeficienții de frecare calculați pentru regimul EHD au variații mici, cuprinse între 0,04 și 0,03.

În aceste condiții, când grosimile de film pentru cele două regimuri au valori diferite la aceeași turație se consideră valoarea maximă, astfel încât grosimea calculată cu relația pentru regimul EHD se consideră în ambele contacte. Prin urmare, pe elipsele de contact, la încărcarea $Q = 0,762$ N pe bile, se consideră o valoare medie a coeficientului de frecare de 0,035.

Concluzii

1. Programul elaborat permite determinarea grosimii filmului de lubrifianț, a parametrului de ungere și a coeficientului de frecare pe elipsele de contact dintre bile și căile de rulare exterioare și interioare ale rulmentului 7000C.
2. Calculul s-a realizat pentru un interval de turații de la 100 la 600 rot/min, în concordanță cu măsurătorile momentului de frecare prin metoda spin-down.
3. Modelul utilizat poate fi extins pentru orice vâscozitate și încărcare axială în limitele unor turații mici și moderate, întrucât nu s-a luat în considerare efectul forțelor centrifuge, cu modificări ale unghiurilor de contact pe exterior și pe interior.
4. Coeficienții de frecare obținuți ca urmare a efectului EHD au valori cuprinse între 0,03 și 0,04 ce denotă un comportament specific unui regim mixt, dominant EHD.
5. Coeficienții de frecare în cazul regimului de lubrifiere IVR, datorită grosimilor mai mici ale filmului de lubrifianț, au pentru turații mici (100-200 rot/min) valori mari ce caracterizează un regim de ungere limita (valori ale coeficienților de frecare de 0,08-0,09).

1. Forțele și momentele care acționează asupra unei bile în rulmentul 7000C

The diagram illustrates a two-shell system, consisting of an 'Inel exterior' (outer shell) and an 'Inel interior' (inner shell). A central shaded sphere represents a core with angular velocity ω_b . Various forces and torques are indicated by arrows:

- FP_e and FR_e : Forces and torque on the exterior shell.
- FS_e : Surface force on the exterior shell.
- FP_b and FR_b : Forces and torque on the core.
- FS_b : Surface force on the core.
- FP_i and FR_i : Forces and torque on the interior shell.
- FS_i : Surface force on the interior shell.
- F_c : A central force.
- n_e : A normal vector pointing outwards from the exterior shell.

În Fig. 4.1 sunt prezentate forțele care se dezvoltă pe direcția le rostogolire a bilelor. Aceste forțe care se dezvoltă în contactul lubrifiat dintre bile și căile de rulare sunt [Houpert,1999]:

- FR_e și FR_i sunt forțele de rezistență hidrodinamică datorate curgerii de tip Poiseuille a lubrifiantului în contactele exterior și, respectiv, interior și care se opun rostogolirii bilelor pe căile de rulare. Aceste forțe sunt identice atât pentru bilă cât și pentru calea de rulare exterioară sau interioară. Expresiile acestor forțe vor fi dezvoltate în paragraful 4.2.
- FPe și FPi sunt forțele generate de componenta orizontală a presiunii în direcția de rostogolire. Relațiile pentru aceste forțe sunt diferite pentru bilă și pentru calea de rulare și sunt definite de Houper și Leenders [Houpert, 1985] cu următoarele relații:

$$FP_{be} = \frac{2 \cdot FR_e \cdot (R_i + 2 \cdot R_b)}{R_i + R_b} \quad (4.2)$$

$$FP_{bi} = \frac{2 \cdot FR_i \cdot R_i}{R_i + R_b} \quad (4.3)$$

unde $R_{e,i}$ sunt razele la contactul bilei cu calea exterioară și interioară iar $R_b = D_b/2$.

- FS_e și FS_i sunt forțele de frecare ce se dezvoltă pe elipsele de contact ca urmare a microalunecărilor ce apar în procesul de rostogolire a bilelor. Calculul acestor forțe este unul complex întrucât depinde de prezența a unuia sau a două zone de rostogolire pură pe elipsa de contact, de presiunea de contact, de coeficientul de frecare. În metodologia prezentă aceste forțe vor rezulta din echilibrul forțelor și al momentelor ce acționează asupra unei bile.
- F_c reprezintă forța de rezistență dată de contactul bilei cu colivia. La o încărcare pur axială a rulmentului, F_c se calculează în raport cu rezistența opusă de lubrifianț atunci când colivia se ghidează pe umerii inelului interior sau exterior.

În cazul metodologiei utilizată în teză pentru determinarea experimentală a momentelor de frecare, prin utilizarea metodei „spin-down” apare și o forță de inerție ce acționează asupra bilei, atunci când are loc procesul de decelerare a inelului exterior. Întrucât durata de frânare a inelului exterior este relativ mare iar masa bilelor este mică (0,44 grame), forța de inerție ce lucrează asupra bilei se neglijează.

În Fig. 4.2 se prezintă momentele rezistente care se dezvoltă la contactul unei bile cu căile de rulare, momente care au sensul mișcării de rostogolire.

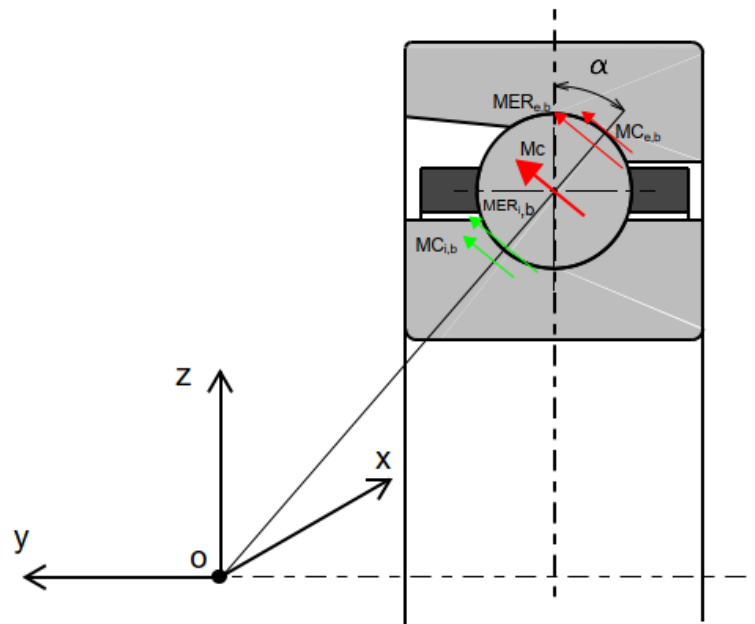


Fig. 4.2 Momentele rezistente pe direcția de rostogolire, care acționează asupra unei bile la rulmentul 7000C

Asupra unei bile acționează momentele prezentate în Fig. 4.2, după cum urmează:

- $MER_{e,i}$ sunt momentele de rezistență elastică ce apar ca urmare a rostogolirii bilelor încărcate cu forțele normale Q . Houpert [Houpert 1999] propune următoarea relație:

$$MER_{e,i} = 7,4810^{-7} \left(\frac{D_b}{2} \right)^{0.33} \cdot Q^{1.33} \cdot \{1 - 3,51910^{-3} (k - 1)^{0.8063}\} \text{ [Nm]} \quad (4.4)$$

unde $k_{e,i} = R_{ye,i}/R_{xe,i}$

- $MC_{e,i}$ sunt momentele datorate curburii căii de rulare. Houpert [Houpert, 1999] și ulterior Popescu [Popescu, 2022] utilizează o relație complexă dependentă de pozițiile zonelor de rostogolire pură pe elipsele de contact. Un calcul făcut de Popescu și alții [Popescu, 2020] pentru rulmentul 7205 încărcat cu o forță axială de 5N a pus în evidență valori de ordinul de mărime 10^{-16} Nm, pentru momentele MC_i și MC_e .

În acest context se utilizează relația simplificată propusă de Houpert [Houpert 1985] cu următoarea expresie:

$$MC_{e,i} = 0,08 \cdot \mu_s \cdot \frac{Q \cdot a_{e,i}^2}{R_{d,e,i}} [\text{N m}] \quad (4.5)$$

unde μ_s este coeficientul de frecare pe elipsa de contact, dependent de regimul de ungere, $a_{e,i}$ sunt semiaxe mari ale elipsei de contact la exterior și interior iar $R_{d,e,i}$ reprezintă razele de curbura ale suprafețelor de contact deformate sub acțiunea forței Q .

Razele de curbura $R_{d,e,i}$ se determină cu relațiile [Harris, 2001]:

$$R_{d,e,i} = \frac{2 \cdot f_{e,i} \cdot D_b}{(2 \cdot f_{e,i} + 1)} \quad (4.6)$$

unde $f_{e,i}$ sunt conformitățile pe căile de rulare (Tabelul 2.1).

Semiaxe mari ale elipselor de contact a_e și a_i se determină cu metodologia prezentată în Cap. 2.

Momentul de frecare dintre bilă și colivie, Mc se determină cu relația:

$$Mc = \mu_{b,c} \cdot F_C \quad (4.7)$$

unde $\mu_{b,c}$ reprezintă coeficientul de frecare dintre bilă și colivie iar F_C este forța de contact dintre bilă și colivie.

Din echilibrul forțelor și a momentelor care acționează asupra unei bile rezultă expresiile forțelor de frecare pe elipsele de contact:

$$FS_e = \left[\frac{MC_i + MC_e + MER_i + MER_e + Mc}{D_b} + FR_i - \frac{(FR_i + FR_e) \cdot D_b \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right] - \frac{Fc}{2} \quad (4.8)$$

$$FS_i = \left[\frac{MC_i + MC_e + MER_i + MER_e + Mc}{D_b} + FR_e + \frac{(FR_i + FR_e) \cdot D_b \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right] + \frac{Fc}{2} \quad (4.9)$$

În cazul rulmenților radial-axiali cu bile, pe căile de rulare de dezvoltă și momente de pivotare a bilelor pe suprafața elipsei de contact.

Momentele de pivotare depind și ele de pozițiile liniilor de rostogolire pură de pe elipsele de contact [Houpert, 1999]. Ținând cont de încărcările mici se utilizează valoarea simplificată a momentelor de pivotare date de relațiile:

$$MP_e = \frac{3}{8} \cdot \mu_{se} \cdot Q \cdot a_e \quad (4.10)$$

$$MP_i = \frac{3}{8} \cdot \mu_{si} \cdot Q \cdot a_i \quad (4.11)$$

Odată determinate relațiile forțelor de frecare FSe și FSi s-a determinat relația pentru momentul de frecare pe calea de rulare exterioară produsă de o singură bilă [Houpert, 1999]:

$$dT_e = 2 \cdot (FRe + FRi) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} + \frac{MC_i \cdot Re + MC_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MER_i \cdot Re + MER_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MP_i + MP_o}{2} \cdot \sin(\alpha) - \left(\frac{Mc}{D_b} + \frac{Fc}{2} \right) R_e \quad (4.12)$$

În cazul rulmentului 7000C cu numărul de bile $Z = 8$ și încărcat pur axial, momentul total de frecare se determină cu relația:

$$T_e = Z \left[2 \cdot (FRe + FRi) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} + \frac{MC_i \cdot Re + MC_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MER_i \cdot Re + MER_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MP_i + MP_o}{2} \cdot \sin(\alpha) - \left(\frac{Mc}{D_b} + \frac{Fc}{2} \right) R_e \right] \quad (4.14)$$

4.2. Modele pentru forțele hidrodinamice

Așa cum s-a arătat în Cap. 3, pentru încărcări mici ale rulmentului și turații moderate regimul de lubrifiere este parțial IVR și parțial EHD, cu ponderi diferite ce variază în funcție de turație, de vâscozitatea lubrifianului și de încărcare.

Expresiile analitice ale forțelor hidrodinamice pentru cele două regimuri de lubrifiere, FR_{IVR} și FR_{EHD} sunt diferite, iar pentru a se acoperi ambele regimuri de lubrifiere, Biboulet și Houpert [Biboulet, 2010] au introdus o forță hidrodinamică FR_{Trans} capabilă să exprime tranziția între regimul IVR și regimul EHD.

Expresia generală a forței hidrodinamice de tranziție este următoarea:

$$FR_{Trans} = \frac{FR_{IVR} - FR_{EHD}}{1 + \frac{M}{6.6}} + FR_{EHD} \quad (4.14)$$

unde FR_{IVR} este forța hidrodinamică care se dezvoltă în regim de lubrifiere IVR, FR_{EHD} este forța hidrodinamică care se dezvoltă în regim de lubrifiere EHD iar parametrul adimensional M este aproximat de către Houpert [Houpert, 2001] prin relația:

$$M = 0,5549 \cdot k^{-0,6029} \cdot W \cdot U^{-0,75} \quad (4.15)$$

U, W sunt parametrii de viteză și de încărcare definiți în Cap. 3 iar $k = R_y/R_x$, razele de curbură echivalente R_y și R_x fiind, de asemenea, definite în Cap. 3.

Pentru forțele FR_{IVR} și FR_{EHD} există două variante de relații:

- (i) Relațiile propuse de Houpert [Houpert, 1985, 1999, 2002]:

$$FR_{IVR_H} = 1,213 \cdot E^* \cdot R_y^2 \cdot k^{0,358} \cdot U^{0,636} \cdot W^{0,64} \quad (4.16)$$

$$FR_{EHD_H} = 2,765 \cdot E^* \cdot R_y^2 \cdot k^{0,35} \cdot U^{0,656} \cdot W^{0,466} \cdot G^{0,022} \quad (4.17)$$

- (ii) Relațiile propuse de Biboulet și Houpert [Biboulet, 2010]:

$$FR_{IVR_B} = 2,9766 \cdot E^* \cdot R_y^2 \cdot k^{0,3316} \cdot W^{1/3} \cdot U^{2/3} \quad (4.18)$$

$$FR_{EHD_B} = 7,5826 \cdot E^* \cdot R_y^2 \cdot k^{0,4055} \cdot W^{1/3} \cdot U^{3/4} \quad (4.19)$$

Prin combinarea celor două tipuri de relații se obțin două relații pentru forța hidrodinamică de tranziție:

(i) Forța hidrodinamică de tranziție cu relațiile lui Houpert, FR_{Trans_H} :

$$FR_{Trans_H} = [1/(1 + M/6,6)] \cdot FR_{IVR_H} + [(M/6,6)/(1 + M/6,6)] \cdot FR_{EHD_H} \quad (4.20)$$

(ii) Forța hidrodinamică de tranziție cu relațiile lui Biboulet și Houpert, FR_{Trans_B}

$$FR_{Trans_B} = [1/(1 + M/6,6)] \cdot FR_{IVR_B} + [(M/6,6)/(1 + M/6,6)] \cdot FR_{EHD_B} \quad (4.21)$$

Experimentele realizate pe rulmenți axiali cu bile cu diverse sortimente de unsoare de către Ianuș și alții [Ianuș,2020] au arătat o corelare bună între momentele de frecare determinate experimental și momentele de frecare calculate cu forța hidrodinamică FR_{Trans_B} .

De asemenea, testări făcute de [Popescu, 2020] pe rulmentul 7205 cu trei bile și fără colivie, în condiții de lubrifiere cu ulei au pus în evidență o corelare bună între experiment și modelul teoretic incluzând forța hidrodinamică FR_{Trans_B} .

Pe de altă parte, testările făcute de Cojocaru și alții [Cojocaru, 2025] pe rulmentul miniatural 7000C cu diverse variante de unsoare au condus la momente de frecare corelate cu momentele de frecare date de modelul teoretic în care s-a inclus forța hidrodinamică de tranziție cu relațiile lui Houpert FR_{Trans_H} .

În general forțelor de tranziție FR_{Trans_B} sunt mai mari decât forțele hidrodinamice de tranziție FR_{Trans_H} astfel încât este important a se efectua experimente pentru a stabili varianta care aproximează cel mai bine rezultatele experimentale.

Considerând ambele variante ale forțelor hidrodinamice de tranziție, relația (4.13) conduce la următoarele două relații pentru determinarea momentului de frecare la inelul exterior într-un rulment radial-axial cu bile:

- Varianta Biboulet &Houpert:

$$T_{e_B} = Z[2 \cdot (FR_{e_B} + FR_{i_B}) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} + \frac{MC_i \cdot Re + MC_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MER_i \cdot Re + MER_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MP_i + MP_o}{2} \cdot \sin(\alpha) - \left(\frac{Mc}{D_b} + \frac{Fc}{2}\right) R_e] \quad (4.22)$$

- Varianta Houpert:

$$T_{e_H} = Z[2 \cdot (FR_{e_H} + FR_{i_H}) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} + \frac{MC_i \cdot Re + MC_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MER_i \cdot Re + MER_e \cdot Ri}{D_b} + \frac{MP_i + MP_o}{2} \cdot \sin(\alpha) - \left(\frac{Mc}{D_b} + \frac{Fc}{2}\right) R_e] \quad (4.23)$$

4.3. Modelarea frecării dintre bile și colivie

În cazul ghidării coliviei de umerii inelului interior calculul forțelor de contact dintre bile și colivie se face impunând condiția ca c bile uniform încărcate să învingă frecarea vâscoasă dintre colivie și umerii inelului interior. În Fig. 4.3 se prezintă rulmentul 7000C având colivia ghidată pe umerii de ghidare de pe inelul interior.

Între colivie și umerii de ghidare de la inelul interior apare un moment de frecare cauzat de forfecarea lubrifiantului aflat în interstițiu creat de jocul dintre colivie și umerii de ghidare. Conform Fig. 4.4, în procesul de rotire a inelului exterior și oprirea inelului interior, colivia are o viteză unghiulară dată de relația [Gafițanu, 1985]:

$$\omega_c = \left(\pi \cdot \frac{n_e}{60} \right) \cdot (1 + \gamma) \quad (4.24)$$

unde $\gamma = D_b \cdot \frac{\cos(\alpha)}{d_m}$.

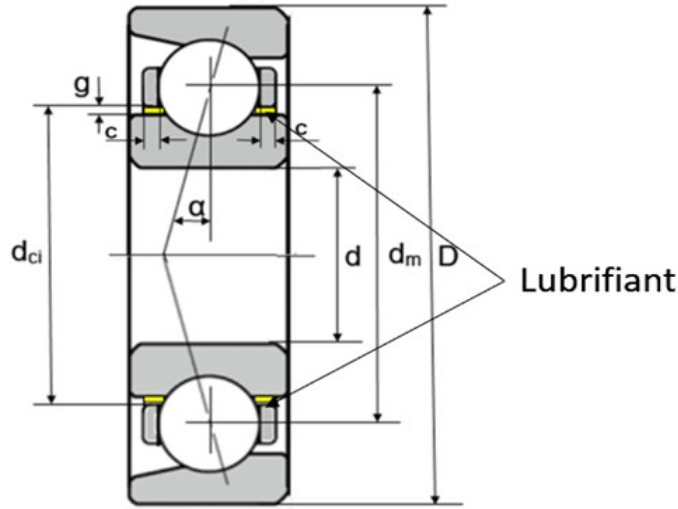


Fig. 4.3 Interstițiul dintre colivie și umerii inelului interior de ghidare

La nivelul diametrului interior al coliviei d_{ci} , viteza tangențială v_c are următoarea relație:

$$v_c = \left(\pi \cdot \frac{n_e}{60} \right) \cdot (1 + \gamma) \cdot \frac{d_{ci}}{2} \quad (4.25)$$

Considerând o comportare Newtoniană a lubrifiantului în interstițiul de grosime g , unde $g \ll d_{ci}$ se poate determina tensiunea tangențială medie dată de forfecarea lubrifiantului cu ajutorul relației [Cojocaru,2025]:

$$\tau = \eta \cdot v_c / g \quad (4.26)$$

unde η este vâscozitatea dinamică a lubrifiantului.

Considerând tensiunea tangențială constantă pe circumferința coliviei și considerând că există două zone de ghidare de lățime c , ca în Fig. 4.4, momentul rezistent pe care-l întâmpină colivia în mișcarea de rotație poate fi exprimată prin relația:

$$M_c = \tau \cdot \pi \cdot d_{ci} \cdot 2 \cdot c \cdot d_{ci} / 2 \quad (4.27)$$

Acest moment este preluat de cele 8 bile aflate în contact cu colivia. Astfel, forța de contact dintre bile și colivie F_c se obține din relația de echilibru dintre momentul produs de cele 8 forțe de contact ale bilelor cu colivia și momentul de frecare vâscoasă dintre colivie și inelul de ghidare:

$$F_c = M_c \cdot 2 / (8 \cdot d_m) \quad (4.28)$$

Momentul M_C care acționează asupra bilelor la rotirea lor în contact cu colivia se determină cu relația:

$$M_C = \mu_c \cdot F_c \cdot D_b / 2 \quad (4.29)$$

unde μ_c este coeficientul de frecare dintre bile și colivie.

Din relația (4.22) rezultă că prezența coliviei conduce la o componentă T_C a momentului de frecare din rulment dată de relația:

$$T_C = \left(\frac{M_c}{D_b} + \frac{F_c}{2} \right) R_e \quad (4.30)$$

În programul de simulare a momentului de frecare la rulmentul 7000C s-au utilizat următoarele dimensiuni: $d_{ci} = 14.49$ mm; $g = 0.15$ mm; $c = 1.5$ mm iar pentru coeficientul de frecare bilă- colivie s-a utilizat valoarea $\mu_c = 0.05$.

4.4. Simularea momentului de frecare pentru rulmentul 7000C încărcat pur axial

Pe baza modelului dezvoltat s-a făcut simularea momentului de frecare pentru rulmentul 7000C în următoarele condiții de funcționare:

- Încărcarea pur axială cu o forță de 3,11 N, rezultând o încărcare pe cele 8 bile cu valoarea $Q=0,763$ N;
- Utilizarea unsorii SHELL Gadus S2 V100 2, cu o vâscozitate dinamică a uleiului de bază de $\eta_0 = 0,13$ Pas și cu o vâscozitate cinematică de $v=150$ mm²/s, la temperatura de (27-28)°C;
- Turația inelului exterior cu o variație cuprinsă între 100 și 600 rot/min iar inelul interior fiind staționar;
- Pentru coeficientul de frecare pe elipsele de contact s-a utilizat o valoare medie de $\mu_{se,i} = 0,04$. Alegerea acestei valori a fost făcută ținând cont că grosimile de film calculate cu relațiile corespunzătoare regimului EHD sunt mai mari decât grosimile de film calculate cu relațiile corespunzătoare regimului IVR, asigurând un parametru de ungere Λ cu valori cuprinse aproximativ, în intervalul 1 – 3, valori ce justifică regimul de lubrifiere mixt.
- Pentru coeficientul de frecare dintre bilă și colivie s-a impus valoarea $\mu_c = 0,5$;
- S-au determinat valorile momentelor de frecare la nivelul inelului exterior pentru cele două variante de tranziție IVR- EHD date de relațiile (4.22) și (4.23).
- Suplimentar s-au determinat și valorile momentului de frecare utilizând pentru forțele de rezistență hidrodinamică relațiile (4.16)-(4.19).

Ecuatiile (4.22) și (4.23) pot fi puse sub forma unor sume de componente ale momentului total de frecare:

$$T_{e_B} = 8 (T_{FR_B} + T_{MC} + T_{MP} + T_{MER} + T_C) \quad (4.31)$$

$$T_{e_H} = 8 (T_{FR_H} + T_{MC} + T_{MP} + T_{MER} + T_C) \quad (4.32)$$

unde T_{FR_B} și T_{FR_H} sunt componentele generate de rezistența hidrodinamică a lubrifiantului, T_{MC} reprezintă componenta ce rezultă din frecările datorate curburii căii de rulare în zonele de contact, T_{MP} este componenta dată de frecările de pivotare ale bilelor pe cele două căi de rulare, T_{MER} este componenta ce corespunde rezistenței la rostogolire ale bilelor pe căile de rulare iar T_C reprezintă componenta generată de frecarea produsă de colivie. Expresiile componentelor sunt prezentate în paragrafele (4.1 - 4.3).

S-a elaborat un program în Mathcad cu ajutorul căruia, pentru condițiile impuse mai sus, s-au determinat componentele momentului de frecare la nivelul inelului exterior, conform relațiilor (4.31), (4.32) utilizând atât relațiile de tranziție pentru forțele de rezistență hidrodinamice precum și forțele de rezistență hidrodinamică corespunzătoare relațiile (4.16)-(4.19).

Componentele T_{MC} , T_{MP} și T_{MER} au valori constante atât pentru contactul exterior cât și pentru contactul interior.

În

Tabel 4-1 sunt prezentate valorile razelor echivalente, ale razelor de curbura pentru căile de rulare, valorile semiaxelor mari ale elipsei de contact, valorile momentelor MC, MP și MER și valorile componentelor T_{MC} , T_{MP} și T_{MER} .

Componenta totală generată de forțele de rezistență hidrodinamice $8T_{FR}$ variază în funcție de turație și de modelul utilizat pentru forțele hidrodinamice.

În Fig. 4.6 sunt prezentate variațiile componentei hidrodinamice determinate pentru forțele hidrodinamice de tranziție la nivelul inelului exterior FR_{Tans_H} , FR_{Tans_B} , precum și pentru forțele hidrodinamice FR_{IVR_H} , FR_{EHD_H} , FR_{IVR_B} , FR_{EHD_B} .

Conform relației (4.22) componenta $8T_{FR_e}$ pentru inelul exterior se determina cu relația:

$$8T_{FR_e} = 16 \cdot (FR_e + FR_i) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} \quad (4.33)$$

unde FR_e și FR_i corespund relațiilor (4.16) – (4.21).

În Fig. 4.4 se prezintă variațiile în funcție de turație a celor 6 variante ale componentei momentului total de frecare din rulment cauzate de forțele hidrodinamice.

Cele 6 variante ale componentei hidrodinamice prezintă variații mari ale valorilor. Astfel, componenta calculată cu relațiile lui Biboulet pentru regim EHD are valorile cele mai mici, în timp ce componenta calculată cu relațiile lui Houpert pentru regim IVR dau valorile cele mai mari, raportul fiind de aprox. 6/1 între valorile maxime și cele minime.

Dacă se cumulează pe aceeași diagramă toate componentele momentului de frecare la nivelul inelului exterior se obține o reprezentare globală cu contribuțiile fiecărei componente a momentului de frecare. Astfel în Fig. 4.5 se prezintă toate componentele momentului total de frecare pe inelul exterior.

Pentru condițiile impuse, componentele momentului de frecare din rulment generate de curbura căii de rulare, de momentele de rostogolire și de momentele de pivotare se pot neglija în calculul momentului total de frecare. În schimb, componenta generată de frecarea coliviei pe calea de rulare interioară reprezintă între 35% și 4% din momentele generate de forțele hidrodinamice, funcție de modelul utilizat pentru forțele hidrodinamice. Prin urmare, momentul total de frecare din rulment, în condițiile impuse prin simularea făcută, este generat în proporție de 65% până la 96% de forțele de rezistență hidrodinamică generate de lubrifian.

Tabel 4-1 Calculul componentelor momentului de frecare in rulmentul 7000C

Nr. crt.	Mărimea	Relatia de calcul	Valoarea	Unitate de măsură
1.	Raza de curbura echivalentă pe directia de rostogolire	$R_{xi} = \frac{D_b}{2} \cdot (1 - \gamma)$ $R_{xe} = \frac{D_b}{2} \cdot (1 + \gamma)$	$R_{xi} = 1.835 \cdot 10^{-3}$ $R_{xe} = 2.927 \cdot 10^{-3}$	m m
2	Raza de curbura echivalentă pe directia transversală	$R_{yi} = D_b \cdot \frac{f_i}{(2 \cdot f_i - 1)}$ $R_{ye} = D_b \cdot \frac{(f_e)}{2 \cdot f_e - 1}$	$R_{yi} = 0,05$ $R_{ye} = 0,05$	m m
3	Parametrul γ	$\gamma = D_b \cdot \frac{\cos(\alpha)}{d_m}$	$\gamma = 0,229$	-
4	Semiaxele elipselor de contact la exterior și la interior	a_e a_i (Cap.2)	$a_e = 9.049 \cdot 10^{-5}$ $a_i = 9.253 \cdot 10^{-5}$	m m
5	Razele de curbura $R_{d,e,i}$	$R_{d,e,i} = \frac{2 \cdot f_{e,i} D_b}{(2 \cdot f_{e,i} + 1)}$	$R_{dd} = 2.439 \cdot 10^{-3}$ $R_{di} = 2.439 \cdot 10^{-3}$	m m
6	Razele de curbura ale căilor de rulare exterioare și interioare în zonele de contact cu bila	$R_e = (1 + \gamma) d_m / 2$ $R_i = (1 - \gamma) d_m / 2$	$R_e = 0,011$ $R_i = 6,938 \cdot 10^{-3}$	m m
7	Momentele datorate curburii căilor de rulare	$MC_{e,i} = 0.08 \cdot \mu_s \cdot \frac{Q \cdot a_{e,i}^2}{R_{d,e,i}}$	$M_{se} = 8.054 \cdot 10^{-9}$ $M_{ci} = 8.421 \cdot 10^{-9}$	Nm Nm
8	Momentele datorate mișcării de pivotare	$MP_e = \frac{3}{8} \cdot \mu_{se} \cdot Q \cdot a_e$ $MP_i = \frac{3}{8} \cdot \mu_{si} \cdot Q \cdot a_i$	$M_{ad} = 1.035 \cdot 10^{-6}$ $M_{bi} = 1.059 \cdot 10^{-6}$	Nm Nm
9	Momentele de rezistență elastică la rostogolirea bilei	$MER_{e,i} = 7.4810^{-7} \left(\frac{D_b}{2} \right)^{0.33} \cdot Q^{1.33} \cdot \{1 - 3.51910^{-3} (k_{e,i} - 1)^{0.8063}\}$	$MER_e = 7.014 \cdot 10^{-8}$ $MER_i = 6.984 \cdot 10^{-8}$	Nm Nm
10	Componenta datorată curburii căii de rulare	$8 \cdot \left[\frac{MC_i \cdot R_e + MC_e \cdot R_i}{D_b} \right]$	$8 T_{MC} = 2,504 \cdot 10^{-7}$	Nm
11	Componenta rezistentă la rostogolire	$8 \cdot \left[\frac{MER_i \cdot R_e + MER_e \cdot R_i}{D_b} \right]$	$8 T_{MER} = 2,116 \cdot 10^{-6}$	Nm
12	Componenta generată de mișcarea de pivotare	$8 \cdot \left[\frac{MP_i + MP_o}{2} \cdot \sin(\alpha) \right]$	$8 T_{MP} = 4,188 \cdot 10^{-6}$	Nm

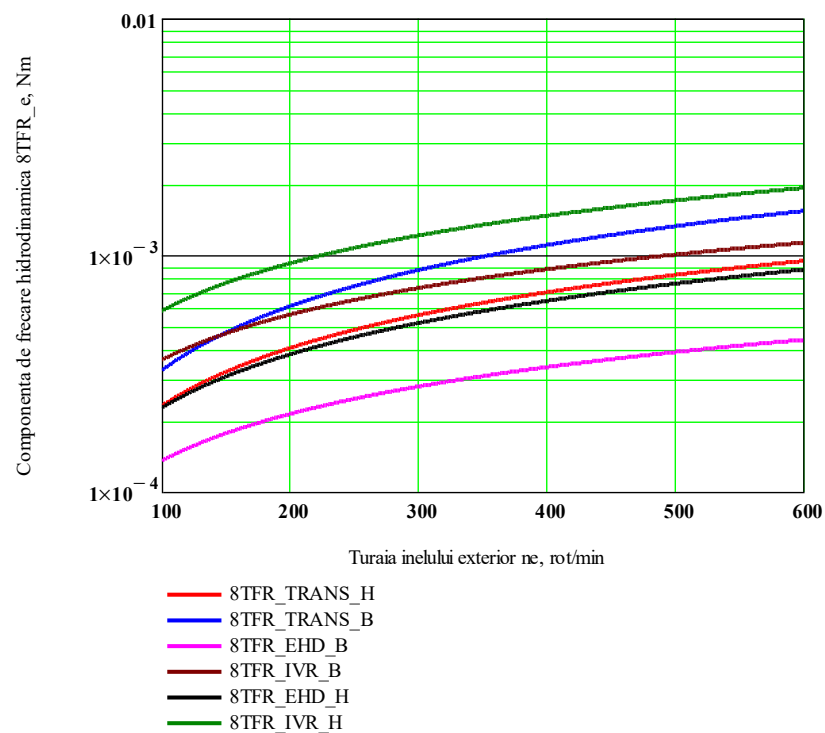


Fig. 4.4 Componentele momentului total de frecare 8TFR generate de forțele hidrodinamice, pentru 6 cazuri diferite de calcul

Pe baza experimentelor se va stabili care variantă de calcul a momentului de frecare va corespunde cu rezultatele măsurate.

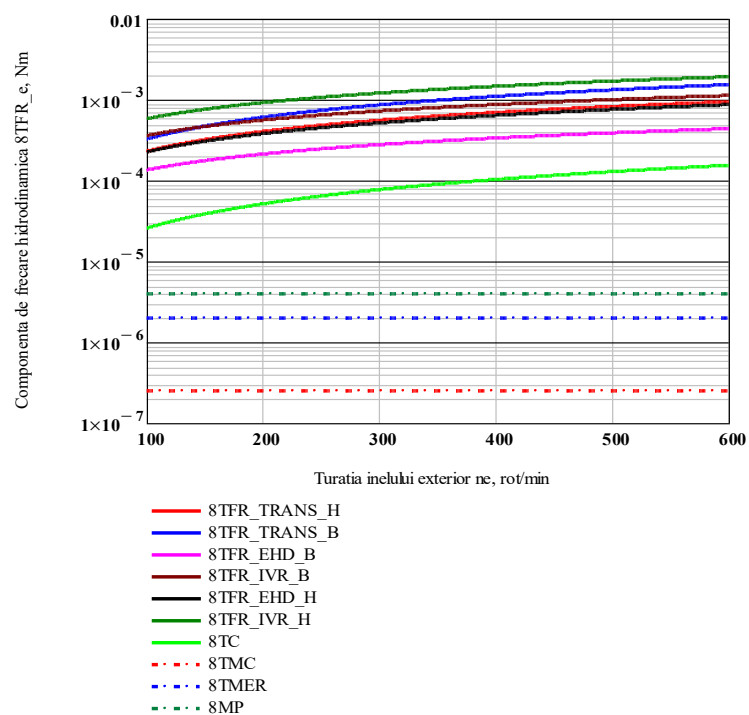


Fig. 4.5 Toate componentele momentului total de frecare pe inelul exterior, în intervalul de turații ale inelului exterior de (100-600) rot./min

4.5. Modelul complex de calcul a momentului de frecare din rulmenți propus de compania SKF

Modelul de calcul a momentului de frecare într-un rulment propus de SKF acoperă aproape întreaga gamă de rulmenți [SKF, 2025]. Pentru cazul general când rulmentul are inclus sistem de etanșare cu o alimentare abundentă de ulei, SKF se recomandă următoarea relație:

$$M_{SKF} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (4.34)$$

unde M_{rr} este componenta generată de rostogolire, M_{sl} este componenta generată de alunecare, M_{seal} este componenta generată de sistemele de etanșare și M_{drag} este componenta generată de frecarea corpurilor de rostogolire cu lubrifianțul din rulment datorită ungerii abundente. Pentru un rulment radial-axial cu bile, fără etanșare și fără ungere abundentă se utilizează primele două componente M_{rr} și M_{sl} . Pentru cele două componente, SKF propune următoarele relații:

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (\text{Nmm}) \quad (4.35)$$

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (\text{Nmm}) \quad (4.36)$$

4.6. Simularea momentului de frecare pentru rulmentul 7000C utilizând modelul SKF

Păstrând condițiile de la paragraful 4.4 în cele ce urmează se prezintă calculul componentelor din relația (4.37), în [SKF, 2025] sunt prezentate tabelele și diagramele din metodologia SKF.

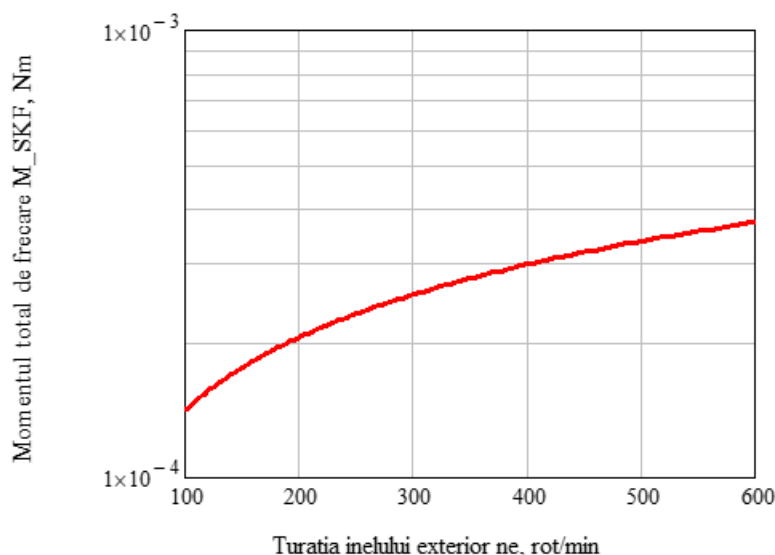


Fig. 4.6 Variația în funcție de turație a momentului total de frecare M_{SKF} pentru rulmentul 7000C

În cazul încărcării pur axiale, $F_r = 0$ și $F_a = 3,11 \text{ N}$. Pentru diametrul mediu $d_m = 18 \text{ mm}$ și vâscozitatea uleiului $\nu = 150 \text{ mm}^2/\text{s}$ produsul $G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6}$ variază în funcție de turație, în intervalul (100 – 600) rot/min, conform Fig. 4.8. Întrucât valorile momentelor obținute prin

modelul SKF sunt exprimate în Nmm, în Fig. 4.8 valorile produsului $G_{rr} \cdot (v \cdot n)^{0,6}$ vor fi multiplicare cu 10^{-3} și rezultă în Nm.

Variația momentului de frecare total din rulmentul 7000C, calculat pe baza metodologiei SKF, în condițiile impuse în paragraful 4.4 este prezentată în Fig. 4.6.

4.7. Modelul de calcul a momentului de frecare din rulmenți propus de compania Schaeffler

Modelul utilizat de Schaeffler include două componente pentru momentului de frecare total din rulment: o componentă care depinde, în principal, de turație și de vâscozitatea lubrifianului M_o și o componentă care depinde de încărcare M_1 , momentului total fiind astfel calculat cu relația:

$$M_{\text{Schaeffler}} = M_o + M_1 \quad (4.44)$$

Pentru cazul în care produsul $(v \cdot n) > 2000$, ($\text{mm}^2/\text{s} \cdot \text{rot}/\text{min}$), componenta M_o are următoarea relație:

$$M_o = f_o \cdot (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \quad [\text{Nmm}] \quad (4.45)$$

unde $f_o = 1,3$ pentru un rulment radial-axial cu bile.

Componenta M_1 are următoarea expresie:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad [\text{Nmm}] \quad (4.46)$$

unde coeficientul f_1 depinde de încărcare și se determină cu relația:

$$f_1 = 0.001 \cdot \left(\frac{P_o}{C_o} \right)^{0.33} \quad (4.47)$$

Pentru rulmentul 7000C, $P_1 = F_a$, sarcina limită $P_o = 0.071 \text{ kN}$ iar sarcina statică de bază $C_o = 1,66 \text{ kN}$ [Schaeffler, 2018].

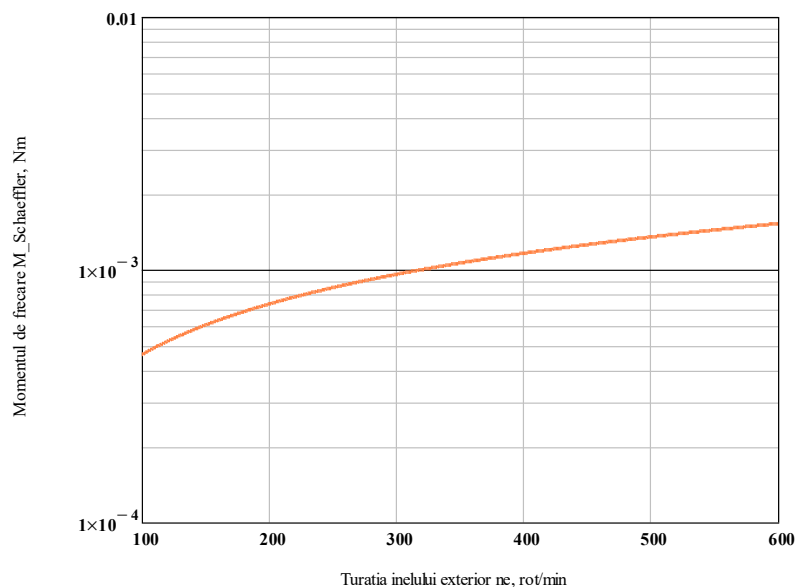


Fig. 4.7 Variația în funcție de turație a momentului total de frecare $M_{\text{Schaeffler}}$ pentru rulmentul 7000C

Pentru datele de mai sus, coeficientul $f_1=3,354 \cdot 10^{-4}$. În Fig. 4.7 **Error! Reference source not found.** se prezintă variația în funcție de turație a momentului total de frecare $M_{\text{Schaeffler}}$.

4.7. Analiză comparativă a momentelor de frecare pentru rulmentul 7000C simulate și calculate cu relațiile SKF și Schaeffler.

Pentru comparația dintre cele 6 variante pentru componenta generată de forțele hidrodinamice, se consideră varianta IVR, $T_{e_Houpert}$, întrucât se corelează cel mai bine cu rezultatele experimentale prezentate în [Cojocaru, 2025] pentru unsoarea Shell Gadus S2 V100 2, cu vâscozitatea cinematică a uleiului de bază la temperatura de testare de $v = 150 \text{ mm}^2/\text{s}$ și cu vâscozitatea dinamică $\eta = 0,13 \text{ Pa.s}$. Întrucât atât relațiile SKF cât și relațiile Schaeffler au la bază produsul dintre vâscozitatea cinematică și turație (vn), comparațiile se vor face în raport cu acest produs. În Fig. Fig. 4.8 sunt prezentate, în coordonate logaritmice, diagramele cuprinzând variația în funcție de produsul (vn), a momentul de frecare total $T_{e_Houpert}$ cu toate componentele, conform relației (4.32), a momentului total M_{SKF} și a momentului total $M_{\text{Schaeffler}}$.

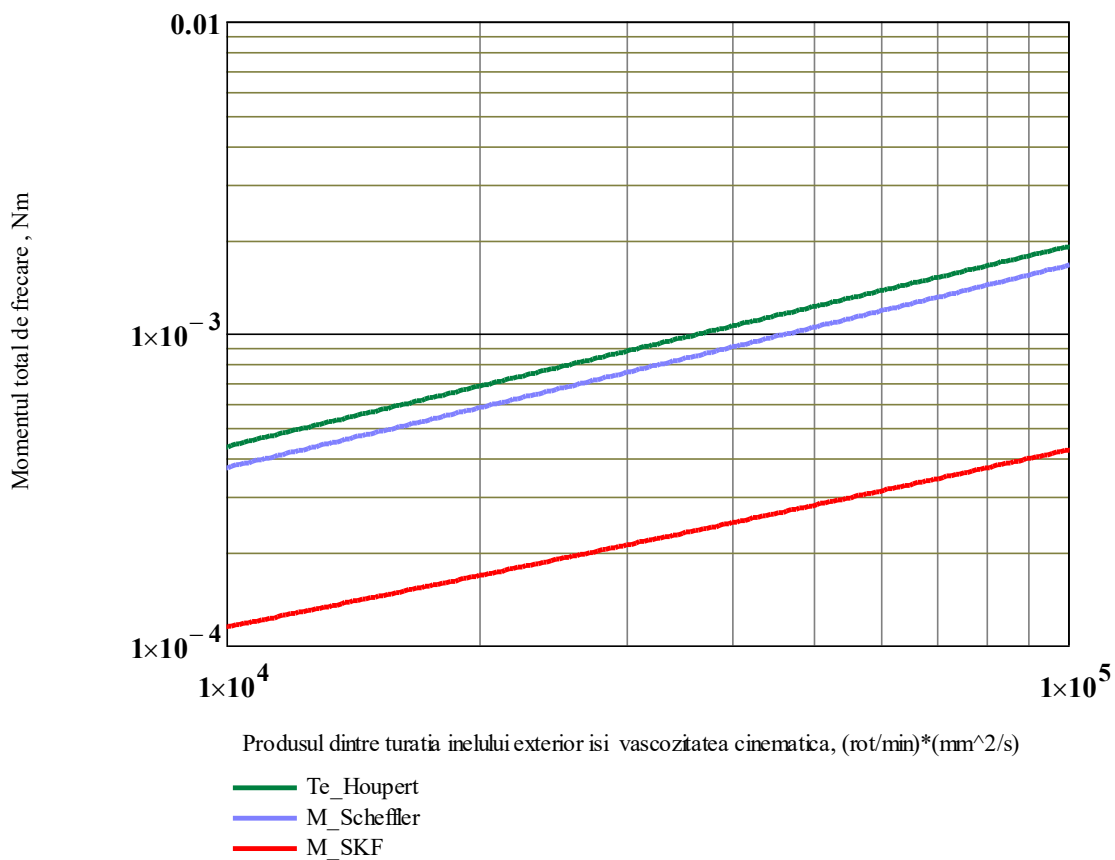


Fig. 4.8. Comparație între momentele de frecare obținute cu modelul Houpert, cu modelul Schaeffler și cu modelul SKF pentru rulmentul 7000 C și un ulei cu vâscozitatea cinematică de $150 \text{ mm}^2/\text{s}$

4.8. Concluzii

1. Modelul general, care ia în considerare toate sursele de frecare dintr-un rulment, prezentat în paragraful 4.1 cu simulările făcute, pune în evidență rolul esențial al forțelor de rezistență hidrodinamice în condițiile unor rulmenți miniaturali cu încărcări exterioare mici.
2. Cele 6 variante de calcul ale forțelor de rezistență hidrodinamică acoperă o plajă mare de valori astfel încât utilizarea unei anumite variante presupune realizarea de experimente.
3. Pentru rulmenții miniaturali radial-axiali cu bile la care colivia se ghidează pe inelul interior, componenta generată de frecarea coliviei pe calea de rulare interioară reprezintă între 4% și 35% din momentele generate de forțele hidrodinamice, funcție de modelul utilizat pentru forțele hidrodinamice.
4. Modelul SKF conduce la valori mai mici decât cele obținute cu modelul dezvoltat în paragraful 4.1. În raport cu momentul $T_{e_Houpert}$ prezentat în Fig.4.12, momentul de frecare calculat cu modelul SKF este cu aprox. 80% mai mic.
5. Modelul Schaeffler conduce la valori ale momentului de frecare apropiate de valorile momentului $T_{e_Houpert}$, mai mici cu aprox. 15%, valori ce pot intra în marja de eroare în cazul experimentelor.

CAPITOLUL 5. ECHIPAMENTE UTILIZATE. LUBRIFIANȚI SI RULMENȚI

În cadrul cercetărilor experimentale s-au urmărit să se determine și să se valideze, cu ajutorul echipamentelor din dotarea Laboratorului de Tribologie, următoarele modelări dezvoltate în Cap. 2 , 3 și 4, după cum urmează:

- Utilizarea metodei spin – down pentru determinarea momentului de frecare în rulmentul miniatural radial-axial cu bile 7000C P4 în condițiile utilizării diverselor sortimente de unsori și uleiuri;
- Determinarea prin metoda rezistenței electrice a corelației dintre grosimea filmului calculată pentru un ulei cu viscozitate cunoscută și rezistența electrică a rulmentului 7000C P4;
- Determinarea rezistenței electrice a aceluiași rulment utilizând diferite sortimente de unsoare și determinarea indirectă a filmului de lubrifiant folosind diagrama de variație a rezistenței electrice în raport cu filmul de ulei determinată anterior.
- Determinarea experimentală a coeficienților de frecare pentru diverse unsori folosind Mașina cu 4 Bile.
- Determinarea prin microscopie optică și electronică a structurii unsoarelor, în faza inițială de umplere a rulmentului și după funcționarea pe durata unui interval de timp stabilit.
- Determinarea rugozității pe căile de rulare ale rulmenților testați.

Pentru realizarea practică a tuturor acestor obiective s-au folosit următoarele echipamente și accesorii:

5.1. Tribometrul CETR UMT-2

Tribometrul universal CETR UMT 2 face parte din categoria echipamentelor moderne, achiziționat în 2008 cu toate funcțiile de mișcare de translație pe trei direcții și rotație comandate cu ajutorul unui program specializat și cu afișarea rezultatelor direct pe ecranul computerului aferent.

5.1.1. Determinarea momentului de frecare

Pentru determinarea momentului de frecare în rulmentul radial- axial cu bile 7000C , inelul interior al rulmentului s-a montat pe un ax solidar cu masa rotativă iar inelul exterior s-a montat într-o carcasă cilindrică cu greutatea G. Greutatea carcasei constituie forța axială F_a aplicată rulmentului.

Carcasa a fost lăsată liberă, cu posibilitatea de a se roti față de axa rulmentului. Rotirea carcasei și a mesei rotative a fost monitorizată prin camera video și înregistrată în programul tribometrului.

În Fig. 5.1 se prezintă Tribometrul CETR UMT- cu rulmentul 7000C montat în carcasă și cu camera video atașată deasupra carcasei rulmentului.

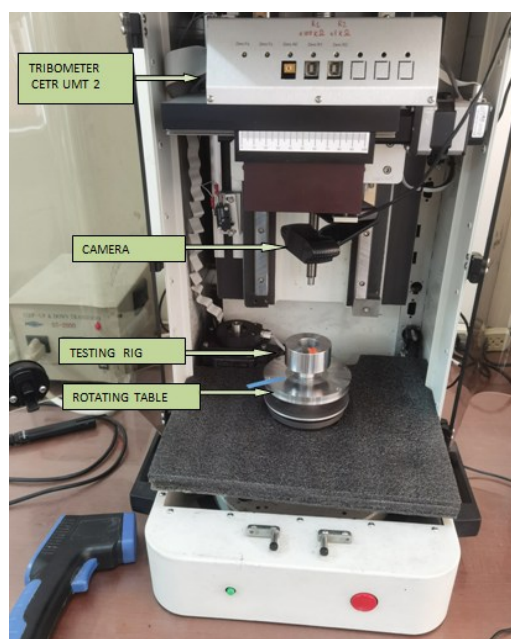


Fig. 5.1 Tribometrul CETR UMT- cu rulmentul 7000C montat pe axul mesei rotative și cu camera video atașată în partea superioară

În Fig. 5.2 se prezintă schema de montare a rulmentului pe masa rotativă și în carcasă și imaginea captată de camera video cu cele două indicatoare pentru măsurarea turațiilor mesei și a carcasei.

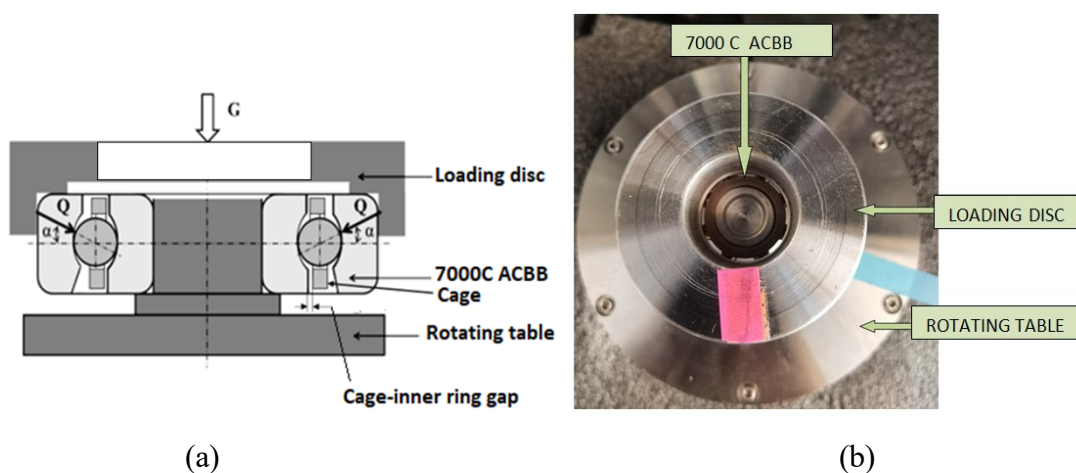


Fig. 5.2 (a) Schema de montare a rulmentului 7000C; (b) Vederea superioară a carcasei și a mesei rotative în mișcare cu indicatorii specifici pentru turație

Metodologia de testare prevede rotirea mesei și, implicit, a inelului interior la o turație stabilită până când inelul exterior și carcasea ajung la aceeași turație cu inelul interior. În acest moment masa rotativă și inelul interior se opresc brusc iar carcasea cu inelul exterior vor continua mișcarea în virtutea inerției un timp mai lung sau mai scurt în funcție de frecarea din interiorul rulmentului. Metodologia și calculele vor fi prezentate într-un paragraf separat.

5.1.2. Determinarea rezistenței electrice a rulmentului în mișcarea de rotație

Pentru a se putea verifica existența unui film de lubrifianț între bile și căile de rulare atunci când se folosește pentru ungere o anumită unsoare, s-a folosit metoda monitorizării rezistenței electrice a rulmentului, utilizând dispozitivul tribometrului. În acest caz, inelul exterior a fost blocat și izolat de restul standului și introdus în circuitul electric al standului, împreună cu masa rotativă ce face corp comun cu inelul interior. Prin intermediul senzorului de forțe s-au aplicat diverse forțe axiale carcsei și, implicit, inelului exterior al rulmentului.

Întrucât relațiile cunoscute pentru determinarea filmului de lubrifianț în rulmenți sunt cele pentru uleiuri cu o anumită viscozitate, s-au calculat variațiile filmului de lubrifianț pentru un ulei la diferite turații și rezistențele electrice corespunzătoare din rulment. Pe baza acestor determinări s-au putut stabili corelații cantitative între grosimea filmului de ulei dintre bile și căile de rulare și rezistența electrică a întregului rulment.

Cu ajutorul acestor diagrame și cu rezistențele măsurate la ungerea cu unsoare s-a făcut o estimare a grosimii filmului de lubrifianț în cazul utilizării unsoarii.

În Fig. 5.3 este prezentat Tribometru CETR UMT-2 cu masa rotativă montată, cu senzorul de forțe care încarcă axial rulmentul și monitorul împreună cu unitatea centrală. De asemenea în figură se observă dispozitivul de conectare prin contact cu grafit a mesei rotitoare și a suportului în care este montat inelul exterior al rulmentului la echipamentul de măsurat rezistența electrică a Tribometrului. În felul acesta, pe monitor apare variația rezistenței electrice a rulmentului în funcție de timp.

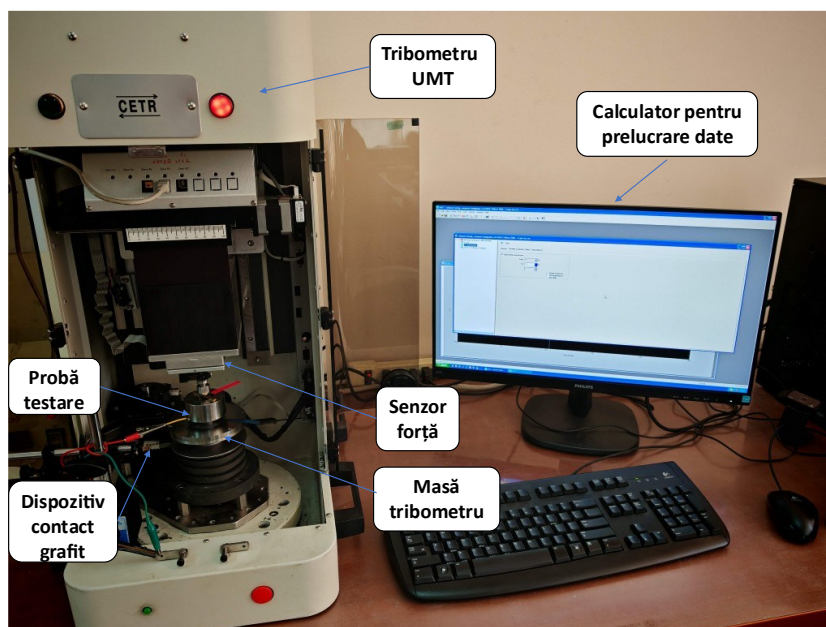


Fig. 5.3 – Schema de conectare a componentelor tribometrului pentru măsurarea rezistenței electrice a rulmentului.

Rezistența electrică exprimată în $K\Omega$ este reprezentată direct pe ecranul calculatorului, ca în Fig. 5.4 unde sunt suprapuse rezistențele electrice determinate pentru 6 turații (de la 100 rot/min la 500 rot/min) pentru unsoarea SHELL Gadus S2 V100 2.

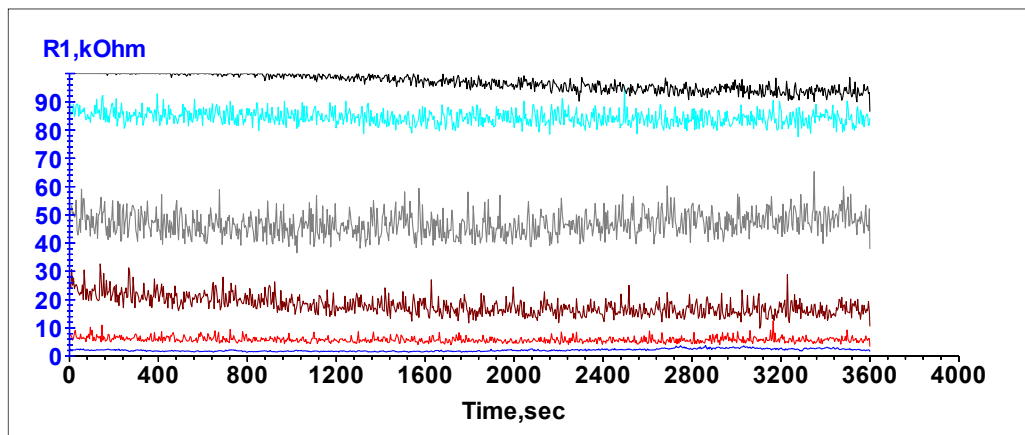


Fig. 5.4 Variații ale rezistenței electrice monitorizată în funcție de timp, pentru diverse turații

5.1.3. Rularea testelor și colectarea datelor

Pentru rularea programului de testare s-a folosit softul UMT. S-a creat un program specific în cadrul acestui software, incluzând toate specificațiile necesare pentru programarea turațiilor, a timpilor de rotire T (sec.), pentru prelevarea înregistrării video și a prelucrării acestor înregistrări, pentru programarea forței de apăsare F_z (N), a rezistenței electrice R_1 în $K\Omega$.

5.2. Profilometrul pentru determinarea parametrilor de rugozitate

Pentru studiul rugozității pe căile de rulare a rulmenților s-a utilizat profilometrul Form Talysurf Intra de la compania Taylor Hobson. Acest profilometru este un dispozitiv compact și portabil bazat pe un palpator cu contact pe suprafața investigată din dotarea Laboratorului de Tribologie.

5.3. Mașina cu 4 bile

Pentru determinarea coeficientului de frecare în contactele cu alunecare dintre bila superioară și cele trei bile inferioare, pentru unsoarele testate s-a folosit Mașina cu 4 bile din dotarea Departamentului IMMR al Facultății de Mecanică.

În Fig. 5.5 (a) se prezintă o vedere generală a Mașinii cu 4 bile iar în Fig 5.13 (b) se prezintă un detaliu cu cele 4 bile în contact cu unsoarea.

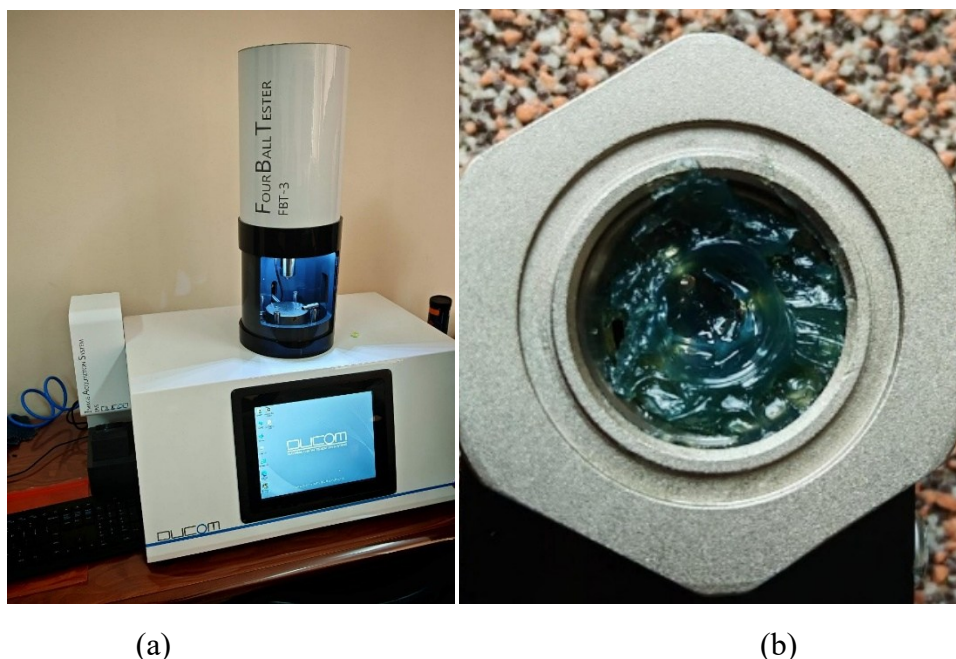


Fig. 5.5 Vedere generală a mașinii cu 4 bile (a) și detaliu cu cuva inferioară cu cele trei bile în stratul de unsoare depus (b)

5.4. Microscopul electronic

Pentru studiul structurii inițiale și după un interval de timp de funcționare a unsorii în rulment s-a utilizat Microscopul Electronic cu scanare (SEM) Quattro C – Thermo Fisher din dotarea Laboratorului de Metalografie din Facultatea de Mecanică.

Microscopul Electronic cu Scanare (SEM) Quattro C (2024) permite realizarea imaginilor de înaltă rezoluție a suprafeței materialelor (putere de mărire de până la 3.000.000 X). Caracteristicile avansate ale microscopului permit realizarea de analize complexe pentru lucrările de cercetare desfășurate în cadrul universității, având posibilitatea de analiză a unei game mari de materiale precum ar fi materiale metalice, ceramice, compozite, polimeri, biomateriale, probe biologice etc. totodată, permițând și analiza elementară a suprafeței prin sistemul de scanare EDS.

În Fig. 5.6 se prezintă o vedere generală a **Microscopului Electronic cu Scanare (SEM) Quattro C** (2024)



Fig. 5.6 Microscopul Electronic cu Scanare (SEM) Quattro C (2024), vedere generală.

5.5. Lubrifianții folosiți. Caracteristici fizico-chimice

În cadrul testărilor efectuate s-au utilizat următoarele sortimente de unsori recomandate pentru ungerea rulmenților.

În Tabel 5-1 se prezintă caracteristicile unsorilor SKF LGHP 2/0.4, SHELL Gadus S2 V100 2 și Cogelsa Ultraplex LT2 iar în Tabelul 5.4 se prezintă caracteristicile caracteristicile principale ale uleiurilor folosite.

Tabel 5-1 Principalele caracteristici ale unsorilor SKF LGHP 2/0.4; SHELL Gadus S2 V100 2 și Cogelsa Ultraplex LT2

Proprietăți	SKF LGHP 2/0.4	SHELL Gadus S2 V100 2	Cogelsa Ultraplex LT2
Gradul de consistență NLGI	2-3	2	2-3
Tipul săpunului	Di-urea complex	Lithium Hydroxystearate	Complex de Lithium
Tipul uleiului de bază	Mineral	Mineral	ISO VG 220
Vâscozitatea cinematică a uleiului de bază @40°C (mm ² /s)	96	100	~220
Vâscozitatea cinematică a uleiului de bază @100°C (mm ² /s)	10.5	11	~19-22
Punctul de picurare (°C)	240	180	270

Tabel 5-2. Uleiurile folosite în cadrul testelor.

Properties	Total Quartz-5W-30	Shell Helix 5W-30	SAE 90 EP
Tipul uleiului de bază	Mineral / Sintetic (în funcție de variantă)	Mineral / Sintetic (în funcție de variantă)	Mineral
Vâscozitatea cinematică a uleiului de bază @40°C (mm ² /s)	66,5	61,7	160
Vâscozitatea cinematică a uleiului de bază @100°C (mm ² /s)	11,7	11	13,5
Indicele de vâscozitate (VI)	173	172	90
Densitatea uleiului la 15°C (Kg/m ³)	851	~850 (depinde de variantă)	935

5.6. Rulmenții folosiți

În cadrul testărilor s-au utilizat rulmenți radial- axiali cu bile seria 7000 C P4, rulmenți de precizie, cu colivie de textolit centrată pe inelul interior și cu caracteristicile geometrice prezentate în **Error! Reference source not found.**

5.7. Concluzii

În vederea studierii experimentale a influenței unsoarii asupra frecărilor din rulmentul 7000 C s-au utilizat o serie de echipamente performante, existente în cadrul Departamentului IMMR din Facultatea de Mecanică.

- a) Astfel pentru determinarea momentului de frecare cu diverse unsoari s-a utilizat tribometrul CETR UMT 2 echipat cu o cameră video.
- b) Pentru determinarea rezistenței electrice a rulmentului lubrifiat cu ulei și cu unsoare s-a utilizat același Tribometru CETR UMT 2 cu adaptarea unui colector cu grafit cu scopul de a pune în circuitul electric al tribometrului (special conceput pentru măsurarea rezistenței electrice) rulmentul. Rezistența electrică a fost monitorizată în timp pe monitorul calculatorului.
- c) Pentru măsurarea rugozităților pe suprafețele căilor de rulare ale rulmentului s-a folosit Profilometrul Form Talysurf Intra.
- d) Pentru determinarea coeficienților de frecare la unsoarele testate s-a folosit Mașina cu 4 bile din dotarea laboratorului de Tribologie.
- e) Pentru verificarea gradului de degradare a unsoarii după diverse perioade de funcționare s-a utilizat **Microscopul Electronic cu Scanare (SEM) Quattro C (2024)**.
- f) Pentru urmărirea temperaturii din laborator în timpul testărilor s-a utilizat un Termometru-Higrometru tip COMET.
- g) Pentru încărcarea axială a rulmentului s-a utilizat senzorul de forță DFM-2-0488 cu precizie de măsurare de 1mN.
- h) Pentru testări s-au utilizat trei tipuri distincte de unsoare: **SKF LGHP 2/0.4** , **SHELL Gadus S2 V100 2** și **Cogelsa Ultraplex LT2**, cu caracteristicile fizico chimice indicate. De asemenea s-au utilizat și trei uleiuri minerale: **Total Quartz-5W-30**, **Shell Helix 5W-30** și **SAE 90 EP 2**.

CAPITOLUL 6. CERCETĂRI EXPERIMENTALE. METODOLOGII, REZULTATE, VALIDĂRI

În concordanță cu tematica tezei și cu obiectivele de cercetare experimentală, în prezentul capitol sunt prezentate următoarele cercetări experimentale împreună cu metodologiile folosite și cu rezultatele obținute.

Astfel sunt prezentate următoarele testări:

- Testări pentru determinarea momentului de frecare din rulmentul 7000C, lubrifiat cu unsoare și cu ulei;
- Testările privind evaluarea cantitativă și calitativă a filmului de lubrifianț la ulei și la unsoare;
- Testări pe Mașina cu 4 bile pentru determinarea coeficienților de frecare pentru diverse sortimente de unsoare;
- Verificări ale modificării structurii unsoarei după un timp de funcționare, la o anumită turație.

Pentru fiecare tip de testare sunt prezentate metodologiile și echipamentele folosite precum și rezultatele obținute.

6.1. DETERMINAREA MOMENTULUI DE FRECARĂ ÎN RULMENȚI MINIATURALI

6.1.1. Determinarea momentului de frecare într-un rulment miniatural în lipsa lubrifianțului

Dacă se consideră rulmentul 7000C montat la nivelulinelului interior pe axul de la masa rotativă a Tribometrului CETR UMT2 iar peinelul exterior este montată o carcasă cilindrică cu o greutate G și cu un moment de inerție J , conform Fig. 5.2. Conform programului implementat în softul Tribometrului, masa rotativă se rotește cu o turație constantă, stabilită inițial iar datorită frecărilor de rostogolire și a micro alunecărilor, bilele pun în mișcare de rotațieinelul exterior împreună cu carcasa cilindrică până se ajunge la turația de sincronism între masă și carcasa exterioară. Observația sincronismului se face de către camera video cuplată la monitor. În momentul sincronismului, turația mesei rotative se oprește brusc iarinelul exterior, carcasa în care este montat și ansamblul bilelor și colivia intră într-un proces de rotire cu frânare dată de frecarea din rulment, până la oprirea totală.

În faza de încetinire a rotirii,inelul exterior și carcasa sunt guvernate de legea a doua a lui Newton pentru mișcare de rotație și, dacă considerăm ca mărime variabilă unghiul de rotație în funcție de timp, $\varphi(t)$, vom putea utiliza următoarea ecuație diferențială:

$$J \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + T_{EXP} = 0 \quad (6.1)$$

unde:

- J este momentul de inerție în mișcare de rotație a ansamblului format din calea de rulare exterioară și carcasa montată pe ea, exprimat în $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$;

- T_{EXP} este momentul de frecare din rulment rezultat din experiment, exprimat în Nm .

Momentul de inerție în cazul unei carcase cilindrice cu diametrul exterior D_e și diametrul interior D_i , este dat de relația:

$$J = 0,5 \cdot m_d \cdot \left(\frac{D_i^2}{4} + \frac{D_e^2}{4} \right) \quad (6.2)$$

- m_d este masa carcasei împreună cu inelul exterior exprimată în Kg . Se neglijează masa bilelor și a coliviei în raport cu masa carcasei cilindrice și a inelului exterior.

Considerând momentul de frecare T_{EXP} constant, ecuația (6.1) se poate integra și rezultă:

$$\frac{d\varphi}{dt} = -\frac{T_{\text{EXP}}}{J} \cdot t + C_1 \quad (6.3)$$

$$\varphi(t) = -\frac{T_{\text{EXP}}}{2 \cdot J} \cdot t^2 + C_1 \cdot t + C_2 \quad (6.4)$$

Din condițiile inițiale se determină constantele de integrare C_1 și C_2 :

Astfel, pentru $t = 0$, $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_2$ și $\varphi(t) = 0$, adică la momentul inițial, când s-a oprit masa rotativă, carcasa cu inelul exterior avea viteza unghiulară ω_2 , cunoscută și unghiul inițial la pornire este zero. Din aceste condiții rezultă: $C_1 = \omega_2$ și $C_2 = 0$.

După un interval de timp t_{max} , discul superior se oprește. În acest timp el a efectuat un număr total de rotații echivalat cu φ_{max} radiani ($\varphi_{\text{max}} = N \cdot 2\pi + \varphi_R$), N fiind numărul de rotații complete iar φ_R fiind unghiul suplimentar celor N rotații complete.

În final, din relația (6.4) rezultă valoarea măsurată a momentului de frecare corespunzător turației ω_2 :

$$T_{\text{EXP}} = \frac{2 \cdot J \cdot (\omega_2 \cdot t_{\text{max}} - \varphi_{\text{max}})}{t_{\text{max}}^2} \quad [\text{Nm}] \quad (6.5)$$

6.1.2. Determinarea momentului de frecare într-un rulment miniatural în prezența lubrifiantului

Din simularea făcută în Cap. 4 pentru rulmentul 7000 C în condiții de ungere cu unsoare și cu turația inelului exterior între 100 și 600 rot/min, conform diagramei din Fig.4.7 componentele momentului de frecare cu valori semnificative sunt componentele generate de forțele de rezistență hidrodinamice (Biboulet sau Houpert) cu ordin de mărime de $(10^{-4} - 10^{-3})$ N. Celelalte componente au valori cuprinse între $(10^{-7} - 10^{-5})$ N și pot fi neglijate pentru momentul de frecare din rulment.

Din relațiile componentelor ce conțin forțele de rezistență hidrodinamice se observă că toate aceste relații (atât în regim IVR cât și în regim EHD) conțin parametrul de viteză U^n unde exponentul n are valori de (0,56-0,66). Întrucât parametrul U este proporțional cu viteza, deci implicit și cu viteza unghiulară, expresia momentului de frecare din rulment se poate exprima cu relația:

$$T_{EXP} = K \cdot \omega^n \quad (6.6)$$

Unde constanta K și exponentul n se determină pe baza experimentelor.

Metoda spin - down se aplică la fel ca și în condiții uscate, cu rotirea rulmentului până la o turație stabilită, oprirea bruscă a inelului interior și monitorizarea prin camera video a frânării carcsei cu inelul exterior. Ecuația dinamică are următoarea expresie:

$$J \cdot \frac{d\omega^2}{dt^2} = -K \cdot \omega^n \quad (6.7)$$

Pentru $n < 1$, ecuația (6.7) se integrează și se obțin următoarele expresii pentru $\omega(t)$ și $\varphi(t)$:

$$\omega(t) = \left[\omega_2^{1-n} - \frac{K \cdot (1-n)}{J} \cdot t \right]^{\frac{1}{1-n}} \quad (6.8)$$

$$\varphi(t) = \frac{J}{K \cdot (2-n)} \cdot \omega_2^{2-n} - \left[\omega_2^{1-n} - \frac{K \cdot (1-n)}{J} \cdot t \right]^{\frac{2-n}{1-n}} \quad (6.9)$$

Constantele de integrare s-au determinat cu următoarele condiții inițiale:

la timpul $t = 0$, $\omega(t) = \omega_2$ și $\varphi(t) = 0$, unde ω_2 este viteza unghiulară a inelului exterior în momentul opririi inelului interior.

Constanta K și exponentul n definesc ecuațiile (6.8) și (6.9) ca fiind două ecuații neliniare. Pentru determinarea constantei K și a exponentului n sunt necesare două condiții rezultate din experimente:

(i) La timpul de oprire a carcsei și a inelului exterior $t_{\max}$ unghiul total de rotire a carcsei măsurat prin camera video este $\varphi_{\max}$ adică, $\varphi(t_{\max}) = \varphi_{\max}$;

(ii) La timpul de oprire a carcsei și a inelului exterior $t_{\max}$ viteza unghiulară a carcsei devine zero, adică $\omega(t_{\max}) = 0$.

În Anexa 6.1 se prezintă un program în MathCad pentru rezolvarea sistemului de ecuații neliniare (6.8), (6.9).

6.1.3. Testări cu unsori

Metodologia practică de testare în prezența diverselor unsori a constat în următoarele etape:

- Montarea suportului pe masa rotativă și verificarea coaxialității axului de montare a rulmentului;
- Curățarea rulmentului de urme de ulei sau unsoare cu ajutorul unui dizolvant;
- Introducerea unei cantități de unsoare de $0,15 \text{ cm}^3$ cu ajutorul unei seringi gradate, unsoare fiind introdusă pe cele două cai de rulare în proporții egale;
- Montarea carcasei exterioare și montarea inelului interior pe axul adaptorului la masa rotativă;
- Realizarea unor rotiri cu turații de 10 rot/min pentru uniformizarea unsoarii pe căile de rulare, pe bile și în spațiul dintre colivie și inelul de ghidare;
- Începerea testărilor prin programarea turației mesei rotative.

Testele s-au efectuat, în general, la turații de (100 – 700) rot/min, carcasa montată pe inelul exterior fiind liberă.

Durata unui test a cuprins trei etape:

- Etapa I a constat în rotirea inelului interior la turația impusă, o durată de timp până când frecările dintre bile și calea de rulare exterioară au pus în mișcare de rotație inelul exterior și carcasa la o turație egală cu turația mesei rotative. Cu ajutorul camerei video s-a putut verifica timpul în care s-a ajuns la sincronism.
- Etapa a II-a a constat în oprirea bruscă a mesei rotative, deci și a inelului interior, și urmărirea rotației carcasei prin camera video până la oprirea completă. Prelucrarea datelor s-a realizat doar în faza a II-a stabilindu-se timpul total de la oprirea mesei rotative (considerat $t = 0$) până la oprirea totală (considerat $t_{\max}$). În acest interval de timp, cu un program de vizualizare cu frecvență redusă s-au stabilit numărul de rotații complete realizate de carcasă N și unghiul suplimentar ϕ_R peste cele N rotații complete.
- Etapa a III-a o constat în rezolvarea sistemului de ecuații neliniare (6.8) și (6.9) cu obținerea constantei K și a exponentului n . În final, cu relația (6.6) s-a determinat momentul de frecare experimental.

Testări cu unsoarea SKF LGHP 2/0.4

În Tabel 6-1 și Tabel 6-2 se prezintă două seturi de valori determinate experimental pentru unsoarea SKF LGHP 2/0.4, testată în intervalul de turații de la 200 la 700 rot/min.

Tabel 6-1 Valori determinate experimental pentru unsoarea SKF LGHP 2/0.4 test 1

Unsoarea SKF LGHP 2/0.4		Test 1								
Turatie n_2 (rot/min)	Viteza unghiulara ω_2 (rad/s)	Frame initial	Frame final	Timpul $t_{\max}$ (s)	Numar rotatii N	Unghiul ϕ_R (grade)	Unghi total de rotire $\phi_{\max}$ (rad)	k	n	$T_{\exp} = K \cdot \omega_2^n$ (Nm)
200	20,9433333	36	173	4,566666	5	90	32,98575	0,000250	0,473	0,00105623
300	31,415	33	218	6,166666	10	215	66,582347	0,000228	0,476	0,00117947
400	41,88666667	33	252	7,3	16	80	101,92422	0,000214	0,500	0,00139150
500	52,3583333	35	288	8,433333	22	150	140,84391	0,000195	0,531	0,00160616
600	62,83	29	316	9,566666	30	25	188,926319	0,0001847	0,541	0,0017352
700	73,3016666	39	359	10,6666	38	330	244,51341	0,000176	0,544	0,0018294

Tabel 6-2 Valori determinate experimental pentru unsoarea SKF LGHP 2/0.4 test 2

Unsoarea SKF LGHP 2/0.4

Test 2

Turația n_2 (rot/min)	Viteza unghiulară ω_2 (rad/s)	Frame inițial	Frame final	Timpul $t_{\max}$ (s)	Număr rotații N	Unghi ϕ_R (grade)	Unghi total de rotire $\phi_{\max}$ (rad)	K	n	$T_{\exp}=K \cdot \omega_2^n$ (Nm)
200	20,9433333	59	213	5,1333	6	50	38,5706389	0,00024	0,440	$8,574 \cdot 10^{-4}$
300	31,415	47	248	6,7	11	170	72,0799722	0,000203	0,479	$1,085 \cdot 10^{-3}$
400	41,8866667	45	282	7,9	17	180	109,9525	0,000192	0,503	$1,085 \cdot 10^{-3}$
500	52,3583333	47	328	9,3667	25	280	161,961778	0,000179	0,506	$1,33 \cdot 10^{-3}$
600	62,83	51	365	10,467	34	200	217,112556	0,0001758	0,506	$1,428 \cdot 10^{-3}$
700	73,3016667	57	407	11,667	42	170	266,852972	0,0001554	0,548	$1,635 \cdot 10^{-3}$

Valorile pentru constanta K variază între anumite limite, în general au valori cu ordinul de mărime de 10^{-4} . Valorile exponentului n sunt totdeauna mai mici decât 1 și variază între 0,44 și 0,55, în cazul unsoarii SKF LGHP 2/0.4.

Vâscozitatea cinematică a uleiului de bază @40°C	96 (mm ² /s)
Vâscozitatea cinematică a uleiului de bază @100°C	10.5 (mm ² /s)
Vâscozitatea cinematică v a uleiului de bază la temperatura de testare din laborator (26-28)°C	150-160 (mm ² /s) (valoare adoptată conform diagramei pentru uleiuri minerale)
Vâscozitatea dinamică η a uleiului de bază la temperatura de testare din laborator (26-28)°C	$\eta = \rho v 10^{-3}$ (Pas) $\eta = (0,127 - 0,136)$ Pas

Pentru cele două măsurători ale momentului de frecare cu unsoarea SKF LGHP 2/0.4 în Fig. 6.1 se prezintă în coordonate logaritmice valorile momentului de frecare obținut experimental în raport cu produsul dintre turația inelului exterior (exprimat în rpm sau rot/min) și vâscozitatea cinematică a uleiului de bază (exprimată în mm²/s).

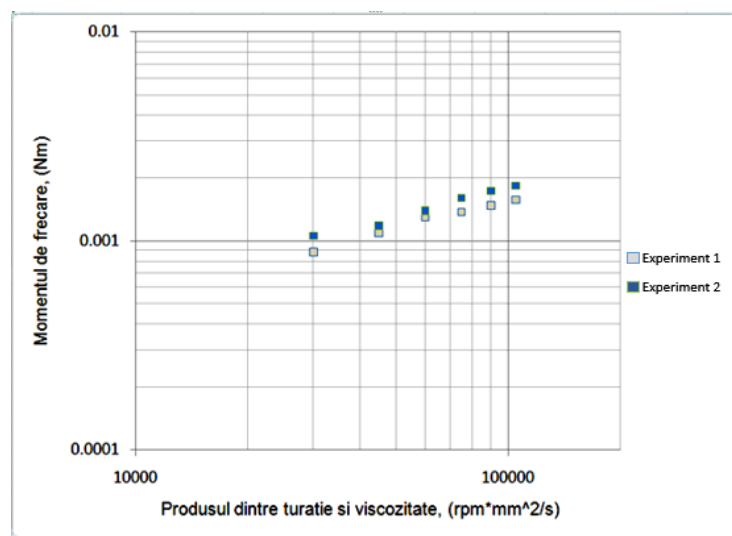


Fig. 6.1 Variația momentului de frecare în rulmentul 7000C uns cu unsoarea SKF LGHP 2/0.4 determinat experimental în raport cu produsul ($n_e \cdot v$)

Considerând o valoare medie a vâscozității dinamice de $\eta = 0,13 \text{ Pas}$ s-au determinat variantele de modele teoretice Biboulet Houpert care aproximează cel mai bine valorile determinate experimental.

În **Error! Not a valid bookmark self-reference.** sunt prezentate două modele generate doar de forțele de rezistență hidrodinamice între care sunt situate valorile obținute prin cele două teste: T_{IVR_B} și T_{TRANS_B} la care se adaugă componenta de frecare dintre colivie și inelul de ghidare $8T_C$. Expresiile analitice ale celor două momente sunt prezentate în Cap. 4 și au următoarele relații:

$$T_{TRANS_B} = 8 \left(2 \cdot \left(FR_{Trans_B_IVR_H_EHD,e} + FR_{Trans_B_IVR_H_EHD,i} \right) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} \right) + 8 \cdot T_C \quad (6.10)$$

$$T_{IVR_B} = 8 \left[2 \cdot \left(FR_{IVR_B,e} + FR_{IVR_B,i} \right) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} \right] + 8 \cdot T_C \quad (6.11)$$

Din simularea prezentată în Fig. 4.7, deși componenta datorată frecării coliviei cu inelul interior are o influență mică, s-a adăugat la componenta hidrodinamică ce domină momentul de frecare.

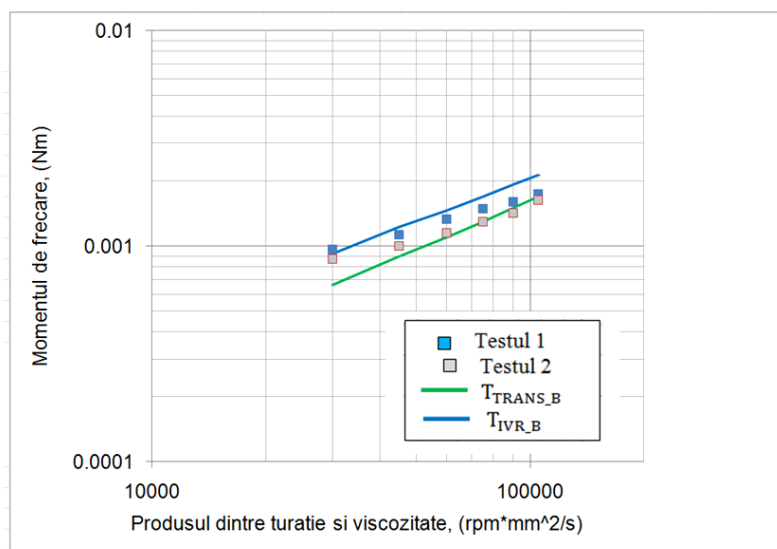


Fig. 6.2. Încadrarea momentului de frecare pentru rulmentul 7000C uns cu unsoarea SKF LGHP 2/0.4 între modelele T_{TRANS_B} și T_{IVR_B}

Valorile determinate experimental se încadrează între valorile obținute cu modelele T_{IVR_B} și T_{TRANS_B} calculate pentru o vâscozitate dinamică de $0,13 \text{ Pas}$. Modelul T_{IVR_B} tinde să aproximeze mai bine valorile momentului de frecare pentru turații mai mici, în timp ce modelul T_{TRANS_B} aproximează mai bine valorile momentelor de frecare obținute la turații mai mari. Explicația poate fi pusă pe seama creșterii temperaturii la turații mai mari, cu efect asupra reducerii vâscozității uleiului de bază. Erorile de estimare variază în plus sau în minus cu (4% - 18%).

Compararea valorilor determinate experimental ale momentului de frecare cu valorile momentelor de frecare calculate cu relațiile SCHAEFFLER și SKF este prezentată în Fig. 6.3 și pune în evidență următoarele aspecte:

- Cu metodologia de calcul Schaeffler se obțin valori mai mici cu (20-45)% față de valorile medii determinate experimental.

- Cu metodologia de calcul SKF se obțin valori mai mici cu (80-90)% față de valorile medii determinate experimental.

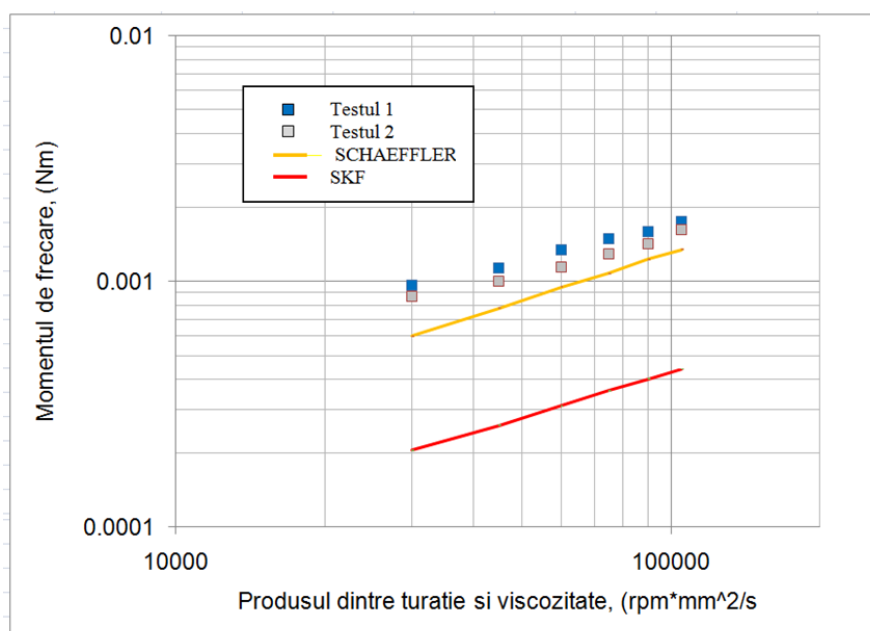


Fig. 6.3 Comparație între momentele de frecare determinate experimental , și cele determinate cu relația Schaeffler și cu relația SKF

Testări cu unsoarea Shell Gadus S2 V100 2

Testările cu unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 s-au realizat în condiții similare cu unsoarea SKF LGHP 2/0.4. În Tabel 6-3 și

Tabel 6-4 se prezintă un set de valori determinate experimental pentru unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 testată în intervalul de turații de la 200 la 700 rot/min.

Tabel 6-3 Valori determinate experimental pentru unsoarea Shell Gadus S2 V100 2. – test 1

SHELL Gadus S2 V100 2 Test 1

Turatia (rot/min)	Viteza unghiulara ω_2 (rad/s)	Frame initial	Frame final	Timp tmax (s)	Numar rotatii N	Unghiul ϕ_R (grade)	Unghi total de rotire ϕ_{max} (rad)	n	K	$T_{exp}=K \cdot \omega_2^n$ (Nm)
200	20,9433333	58	141	2,7666	3	110	20,768805	0,441	0,0004292	0,001642822
300	31,415	64	175	3,7	6	0	37,698	0,519	0,0003572	0,002144683
400	41,8866666	49	181	4,4	9	295	61,695569	0,496	0,0003587	0,002293781
500	52,3583333	49	203	5,1333	13	240	85,867666	0,530	0,0003226	0,00263429
600	62,83	61	236	5,8333	18	50	113,96663	0,548	0,0002984	0,002893834
700	73,3016666	51	244	6,4333	23	0	144,509	0,558	0,0002845	0,003126679

Tabel 6-4 Valori determinate experimental pentru unsoarea Shell Gadus S2 V100 2. – test 2

Turatia (rot/min)	Viteza unghiulara ω_2 (rad/s)	Frame initial	Frame final	Timp tmax (s)	Numar rotatii N	Unghiul ϕ_R (grade)	Unghi total de rotire ϕ_{max} (rad)	n	K	$T_{exp}=K \cdot \omega_2^n$ (Nm)
200	20,9433333	33	146	3,7666666	4	50	26,0046389	0,508	0,0002921	0,00137097
300	31,415	36	180	4,8	7	215	47,7333472	0,536	0,0002692	0,0017133
400	41,8866667	32	189	5,2333333	11	200	72,6035556	0,504	0,0002974	0,00195957
500	52,3583333	33	212	5,9666666	15	75	95,5539583	0,559	0,0002638	0,00241454
600	62,83	36	246	7	21	285	136,917042	0,547	0,000249	0,00240753
700	73,3016667	34	251	7,2333333	26	50	164,230639	0,551	0,0002566	0,00273821

Pe baza diagramelor de variație a vâscozității cu temperatura, vâscozitatea cinematică a uleiului de bază din unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 la temperatura de testare din laborator (26-28)°C are valori de (190-200) mm²/s. Considerând o densitate a uleiului de bază $\rho = 870$ Kg/m³ rezultă o vâscozitate dinamică cuprinsă în limitele $\eta = (0,16 - 0,18)$ Pas.

În Fig. 6.4 se prezintă variațiile momentului de frecare determinate experimental și prezentate în Tabelele 6.3 și 6.4.

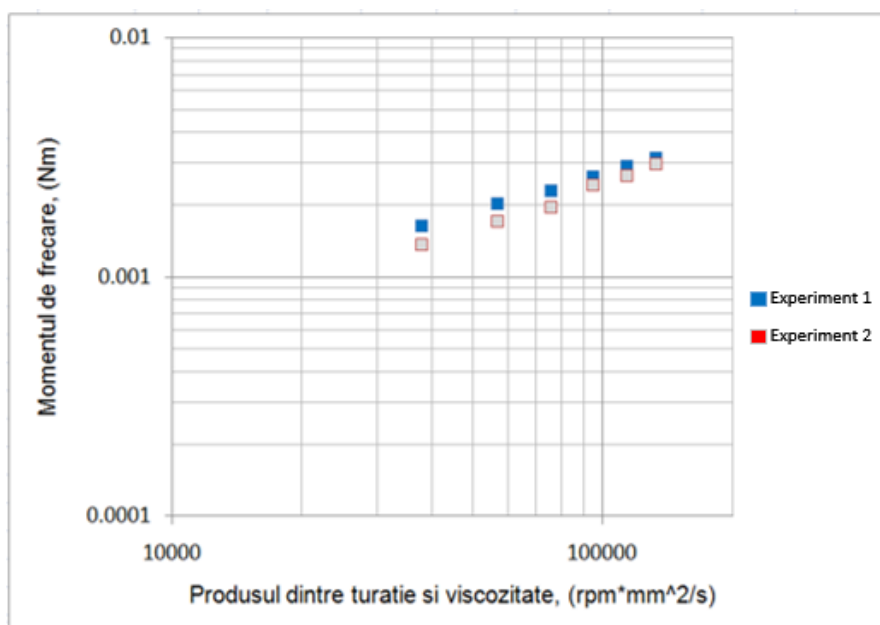


Fig. 6.4 Variația momentului de frecare în rulmentul 7000C uns cu unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 determinat experimental în raport cu produsul ($n \cdot \nu$).

În Fig. 6.5 se prezintă comparația dintre valorile determinate experimental și valorile momentului de frecare calculat cu modelul Biboulet Houpert T_{IVR_B} care aproximează cel mai bine valorile experimentale.

$$T_{IVR_B} = 8 \left[2 \cdot (FR_{IVR_B,e} + FR_{IVR_B,i}) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} \right] + 8T_C \quad (6.12)$$

Compararea valorilor medii ale momentului de frecare determinat experimental cu momentele de frecare calculate cu modelul Biboulet Houpert T_{IVR_B} , cu relațiile Schaeffler și

SKF este prezentată în Fig. 6.6 și pune în evidență următoarele aspecte:

- Cu modelul Biboulet Houpert T_{BH_IVR} se obțin valori mai mici cu (17- 0)% față de valorile medii determinate experimental.
- Cu metodologia de calcul Schaeffler se obțin valori mai mici cu (42-37)% față de valorile medii determinate experimental.
- Cu metodologia de calcul SKF se obțin valori mai mici cu (83-84)% față de valorile medii determinate experimental.

Comparând diagramele din Fig. 6.5 și Fig. 6.6 se poate concluziona că în cazul utilizării unsoarii Shell Gadus S2 V100 2 modelul teoretic Biboulet Houpert T_{IVR_B} poate fi folosit pentru evaluarea momentului de frecare în rulmentul 7000C pe domeniul de turații de (200-700) rot/min și la încărcări mici.

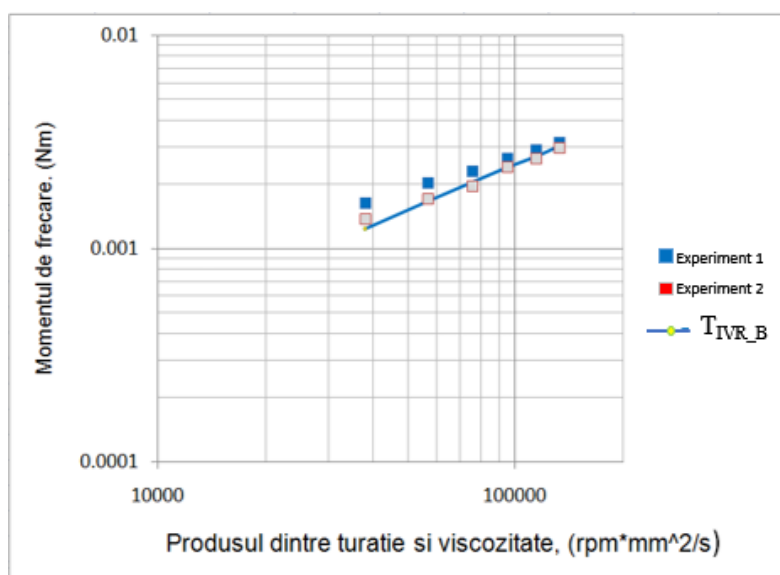


Fig. 6.5 Validarea momentului de frecare în rulmentul 7000C uns cu unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 cu momentul de frecare Biboulet Houpert T_{IVR_B}

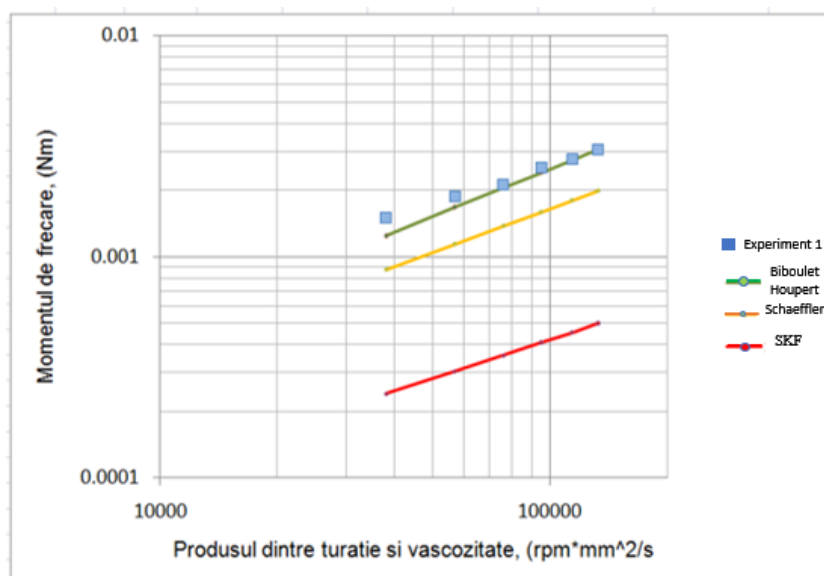


Fig. 6.6 Comparatie între momentele de frecare determinate experimental (valori medii), și cele determinate cu modelul Biboulet Houpert T_{IVR_B} , cu relația Schaeffler și cu relația SKF

Testări cu unsoarea Cogelsa Ultraplex LT2

Testările pentru unsoarea Cogelsa Ultraplex LT2 s-au realizat în condiții similare cu unsoarea SKF LGHP 2/0.4.

În Tabel 6-5 și Tabel 6-6 se prezintă câte un set de valori determinate experimental pentru unsoarea Cogelsa Ultraplex LT2 testată în intervalul de turații de la 200 la 700 rot/min.

Tabel 6-5 Valori determinate experimental pentru unsoarea Cogelsa Ultraplex LT2

Unsoare Cogelsa Ultraplex LT2 Test 1

Turatia (rot/min)	Viteza unghiulara ω_2 (rad/s)	Frame initial	Frame final	Timpul tmax (s)	Numar rotatii N	Unghiul ϕ_R (grade)	Unghi total de rotire ϕ_{max} (rad)	n	k	$T_{exp}=K \cdot \omega_2^n$ (Nm)
200	20,94333333	42	122	2,66667	2	180	15,7075	0,6084	0,000375	0,0023866
300	31,415	38	140	3,4	5	0	31,415	0,583	0,00036	0,0026861
400	41,88666667	78	194	3,86667	7	140	46,4243889	0,5859	0,0003401	0,0030334
500	52,35833333	47	185	4,6	11	95	70,7710139	0,5836	0,0003289	0,0033135
600	62,83	45	213	5,6	16	140	102,971389	0,586	0,0003103	0,0035112
700	73,30166667	48	222	5,8	19	130	121,645861	0,5889	0,0002917	0,0036591

Tabel 6-6 - Valori determinate experimental pentru unsoarea Cogelsa Ultraplex LT2

Unsoare Cogelsa Ultraplex LT2 Test 2

Turatia (rot/min)	Viteza unghiulara ω_2 (rad/s)	Frame initial	Frame final	Timpul tmax (s)	Numar rotatii N	Unghi ul ϕ_R (grade)	Unghi total de rotire ϕ_{max} (rad)	n	K	$T_{exp}=K \cdot \omega_2^n$ (Nm)
200	20,9433333	47	146	3,3	3	80	20,2452222	0,58542	0,00032271	0,00191503
300	31,415	39	158	3,96666667	5	340	37,3489444	0,57169	0,00032234	0,00231322
400	41,8866667	42	183	4,7	9	40	57,2451111	0,58971	0,00029102	0,00263311
500	52,3583333	41	195	5,13333333	12	105	77,2285417	0,59652	0,00028902	0,00306438
600	62,83	29	204	5,83333333	17	50	107,683639	0,58365	0,00029081	0,00325923
700	73,3016667	31	221	6,33333333	21	150	134,560917	0,59156	0,00027078	0,00343507

Pe baza diagramelor de variația vâscozității cu temperatura, vâscozitatea cinematică a uleiului de bază pentru unsoarea Cogelsa Ultraplex LT2 la temperatura de testare din laborator (26-28)°C are valori de (280-300) mm²/s. Considerând o densitate a uleiului de bază $\rho = 860$ Kg/m³ rezultă o vâscozitate dinamică cuprinsă în limitele $\eta = (0,24 - 0,25)$ Pas.

În Fig. 6.7 se prezintă variațiile momentului de frecare determinate experimental și prezentate în Tabelul 6.3

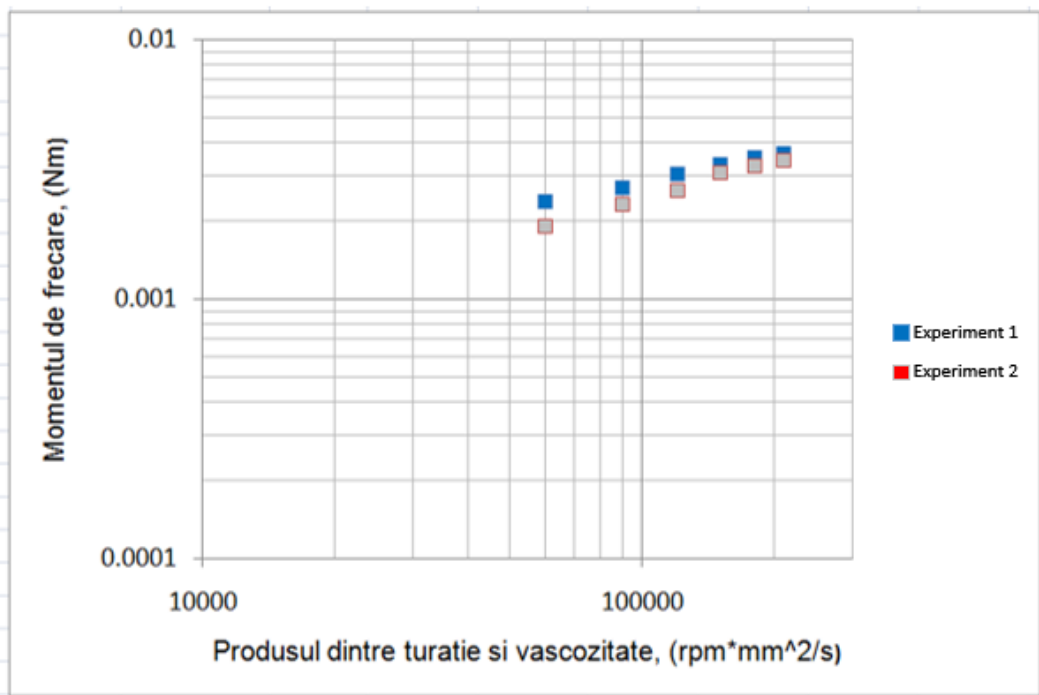


Fig. 6.7 Variația momentului de frecare în rulmentul 7000C uns cu unsoarea Cogelsa Ultraplex LT 2 determinat experimental în raport cu produsul ($n \cdot v$)

În Fig. 6.8 se prezintă comparația dintre valorile determinate experimental și valorile momentului de frecare calculat cu modelul Biboulet Houpert T_{IVR} care aproximează cel mai bine valorile experimentale.

$$T_{IVR_B} = 8 \left[2 \cdot (FR_{IVR_B,e} + FR_{IVR_B,i}) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} \right] + 8 \cdot T_C \quad (6.13)$$

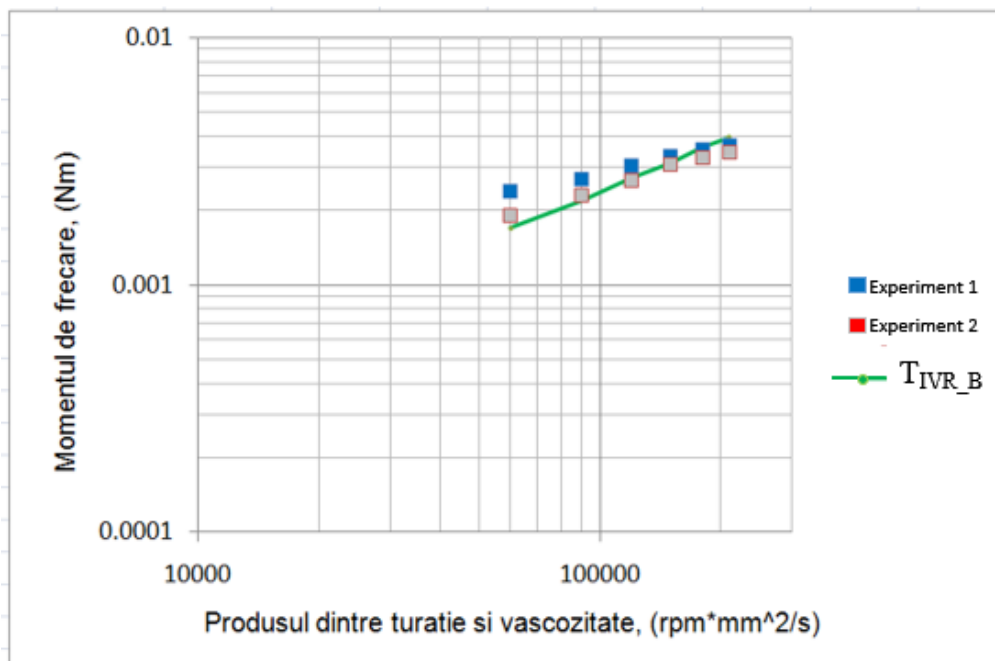


Fig. 6.8 Validarea momentului de frecare în rulmentul 7000C uns cu unsoarea Cogelsa Ultraplex LT 2 cu momentul de frecare Biboulet Houpert T_{IVR_B}

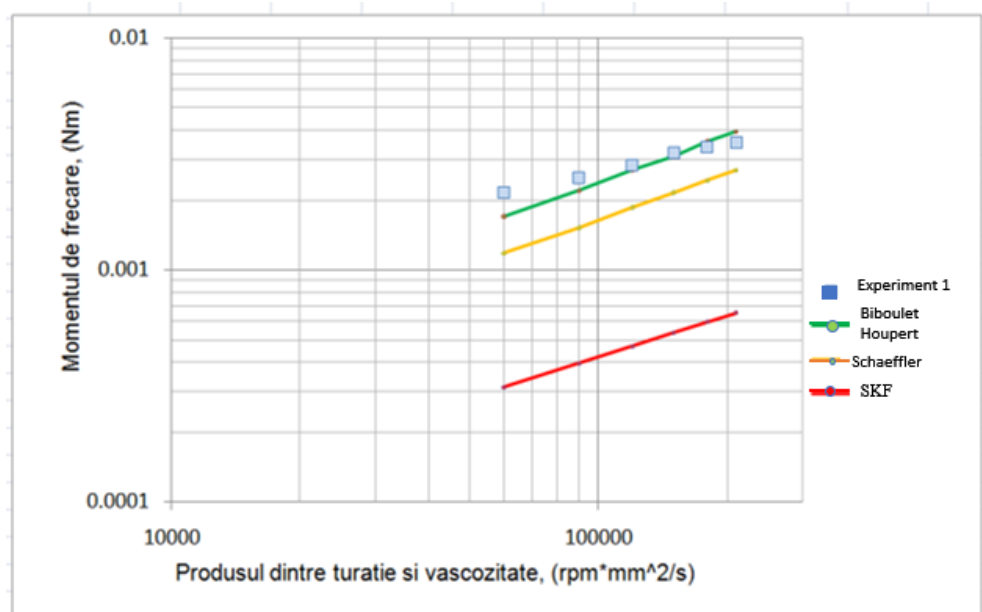


Fig. 6.9. Comparație între momentele de frecare determinate experimental (valori medii), determinate cu modelul Biboulet Houpert T_{IVR_B} , determinate cu relația Schaeffler și determinate cu relația SKF

Compararea valorilor medii ale momentului de frecare determinat experimental cu momentele de frecare calculate cu modelul Biboulet Houpert, cu relațiile Schaeffler și SKF este prezentată în Fig. 6.9 și pune în evidență următoarele aspecte:

- Cu modelul Biboulet Houpert T_{IVR_B} se obțin valori ce variază între -18% și +10% față de valorile medii determinate experimental.
- Cu metodologia de calcul Schaeffler se obțin valori mai mici cu (48 -31)% față de valorile medii determinate experimental.
- Cu metodologia de calcul SKF se obțin valori mai mici cu (86-83,5)% față de valorile medii determinate experimental.

Comparând diagramele din Fig. 6.8 și Fig. 6.9 se poate concluziona că în cazul utilizării unsoarii Cogelsa Ultraplex LT 2 modelul teoretic Biboulet Houpert T_{IVR_B} poate fi folosit pentru evaluarea momentului de frecare în rulmentul 7000C pe domeniul de rotații de 200-700 rot/min și la încărcări mici.

Comentarii:

- (i) Determinările experimentale ale momentelor de frecare pentru rulmentul miniatural 7000C uns cu trei sortimente de unsoare, la încărcare axială mică de 3,11N, în domeniul rotațiilor (200-700) rot/min au pus în evidență diferențe importante față de momentele calculate cu relațiile din cataloage. Astfel valorile momentelor de frecare determinate cu relațiile SKF sunt cu (75-90)% mai mici decât valorile măsurate, în timp ce diferențele obținute cu relațiile utilizate de Schaeffler sunt mai mici cu (10-40)% față de momentele măsurate.
- (ii) Pentru fiecare unsoare s-au stabilit relații bazate, în special, pe forțele hidrodinamice dezvoltate între bile și căile de rulare, având ca bază modelele dezvoltate de Biboulet și Houpert atât în regim de lubrifiere IVR, EHD sau în regim tranzitoriu IVR- EHD.

- (iii) Pentru calcule aproximative se poate utiliza relația Schaeffler fiind simplu de aplicat. Pentru calcule exacte, recomandăm utilizarea modelelor Biboulet&Houpert, modele diferențiate în funcție de uleiul de bază al unsorii.
- (iv) Facem precizarea că determinările momentului de frecare prin metoda spin- down se pot face numai cu încărcare axială a rulmenților.

6.1.4. Testări cu uleiuri

Utilizând metodologia testărilor pe unsori s-au efectuat și determinări ale momentului de frecare cu două uleiuri: Shell Helix 5W-30 și SAE 90 EP2 (primul fiind ulei multigrad de motor și al doilea fiind ulei de transmisie). Testările s-au făcut în aceleași condiții ca și unsorile utilizând metoda spin – down și cu aceeași încărcare axială $F_a = 3,11 \text{ N}$ și cu turații cuprinse între 100 și 700 rpm.

În Fig. 6.10 se prezintă variația momentului de frecare pentru uleiul Shell Helix 5W-30 în funcție de produsul dintre turație și vâscozitatea cinematică ($n \cdot v$), la temperatura de testare (26-28)°C, ($n \cdot v$). Vâscozitatea uleiului la temperatura de testare a fost estimată pe baza diagramelor, la $130 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Pe aceeași diagramă s-a trasat și curba analitică ce aproximează cel mai bine valorile experimentale. Astfel s-a dovedit că din variantele de modele Biboulet & Houpert dezvoltate în Cap. 4 aproximarea cea mai bună se obține cu momentul de frecare $T_{\text{Trans_H}}$ la care se adaugă și momentul de frecare dintre colivie și inelul de ghidare T_C , conform relației:

$$T_{\text{TRANS_H}} = 8 \left[2 \cdot \left(FR_{\text{Trans_H_IVR_B_EHD,e}} + FR_{\text{Trans_H_IVR_B_EHD,i}} \right) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} \right] + 8T_C \quad (6.14)$$

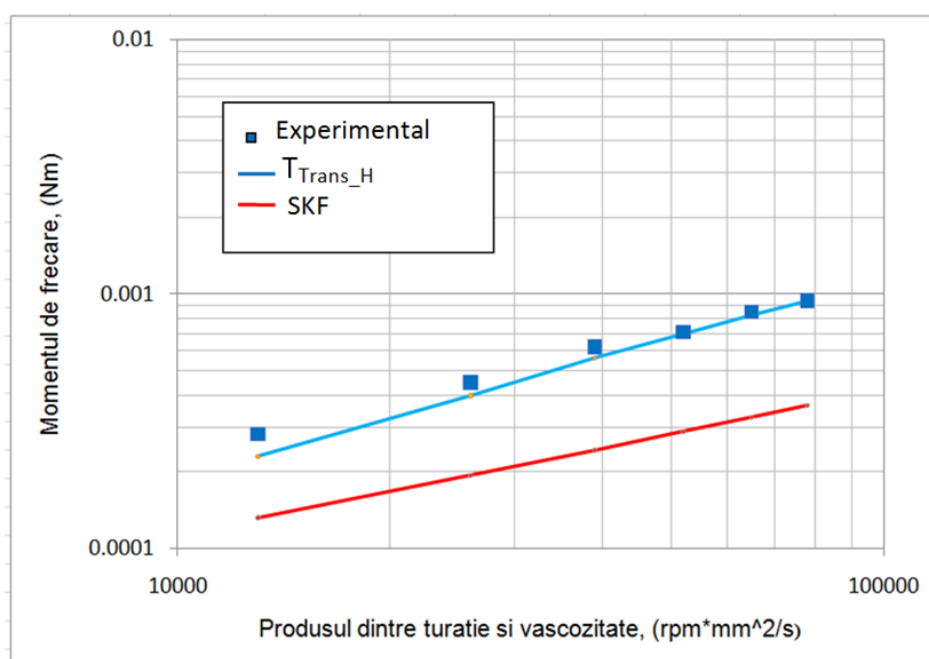


Fig. 6.10 - Variația momentului de frecare măsurat pentru uleiul Shell Helix 5W-30 și comparat cu modelul Houpert Trans_IVR și cu modelul SKF

Ca și în cazul unsorilor modelul SKF dă valori ale momentului de frecare mai mici decât experimentele cu (50-60)%.

În Fig. 6.11 se prezintă variația momentului de frecare pentru uleiul SAE T90 EP2 în funcție de produsul dintre turație și vâscozitatea cinematică ($n \cdot v$), la temperatura de testare (26-28)°C, ($n \cdot v$). Vâscozitatea uleiului la temperatura de testare a fost estimată pe baza diagramelor, la 320 mm²/s.

Pe aceeași diagramă s-a trasat și curba analitică ce aproximează cel mai bine valorile experimentale. Astfel s-a dovedit că aproximarea cea mai bună se obține cu momentul de frecare T_{IVR_B} la care se adaugă și momentul de frecare dintre colivie și inelul de ghidare T_C , conform relației:

$$T_{IVR_B} = 8 \left[2 \cdot (FR_{IVR_B,e} + FR_{IVR_B,i}) \cdot \frac{Re \cdot Ri}{dm} \right] + 8 \cdot T_C \quad (6.15)$$

Momentul de frecare calculat cu relațiile SKF sunt cu (60-40)% mai mici decât momentele determinate experimental.

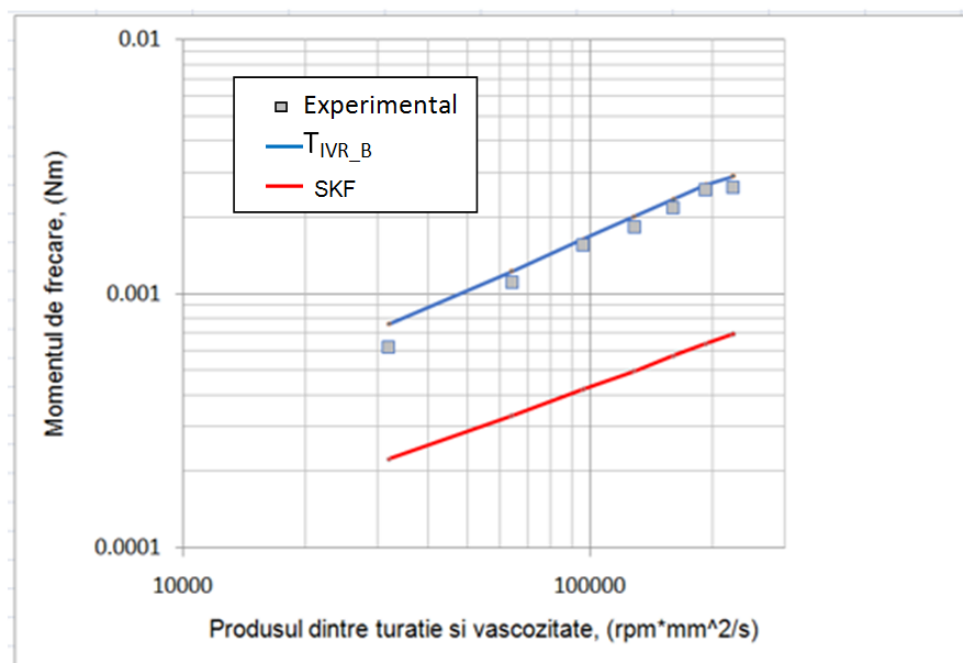


Fig. 6.11 Variația momentului de frecare măsurat pentru uleiul SAE T90 EP2 și comparat cu modelul Biboulet&Houpert T_{IVR_B} și cu modelul SKF

Comentarii:

- (i) Determinările experimentale ale momentelor de frecare pentru uleiuri utilizând metodologia folosită la unsoari a pus în evidență diferențe mai mici cu (40-60)% obținute cu relațiile SKF față de valorile obținute experimental.
- (ii) Si în cazul uleiurilor se pot aproxima cu suficientă precizie valorile experimentale utilizând modele de calcul bazate pe forțele hidrodinamice de tip Biboulet- Houpert.

6.1.5. Testări în lipsa lubrifiantului

Pentru a demonstra rolul hotărâtor asupra creșterii momentului de frecare în rulmenții miniaturali cu încărcare mică cauzat de utilizarea uleiurilor sau unsoarelor, s-au realizat și determinări ale momentului total de frecare în rulmentul 7000 C, în absența lubrifiantului.

Conform metodologiei prezentată în paragraful 6.1.1, după efectuarea de teste între 200 și 600 rot/min, rezultatele sunt prezentate în Tabel 6-7, iar graficul de variație a momentului de frecare în raport cu turația este prezentat în Fig. 6.12.

Tabel 6-7. Valori determinate experimental pe rulmentul 7000 C fără lubrifiant.

Turatia (rot/min)	Viteza unghiulara ω_2 (rad/s)	Frame initial	Frame final	Timp tmax (s)	Numar rotatii N	Unghiul ϕ_R (grade)	Unghi total de rotire ϕ_{max} (rad)	$T_{EXP} = \frac{2 \cdot J \cdot (\omega_2 \cdot t_{max} - \phi_{max})}{t_{max}^2}$ (Nm)
200	20.94333333	57	943	29.53	49	220	311.7066	8.421E-05
300	31.415	47	1281	41.13	102	60	641.9132	9.201E-05
400	41.88666667	66	1750	56.13	180	325	1136.612	9.228E-05
500	52.35833333	46	2261	73.83	306	0	1922.598	8.534E-05
600	62.83	46	2916	95.67	421	0	2645.143	8.804E-05

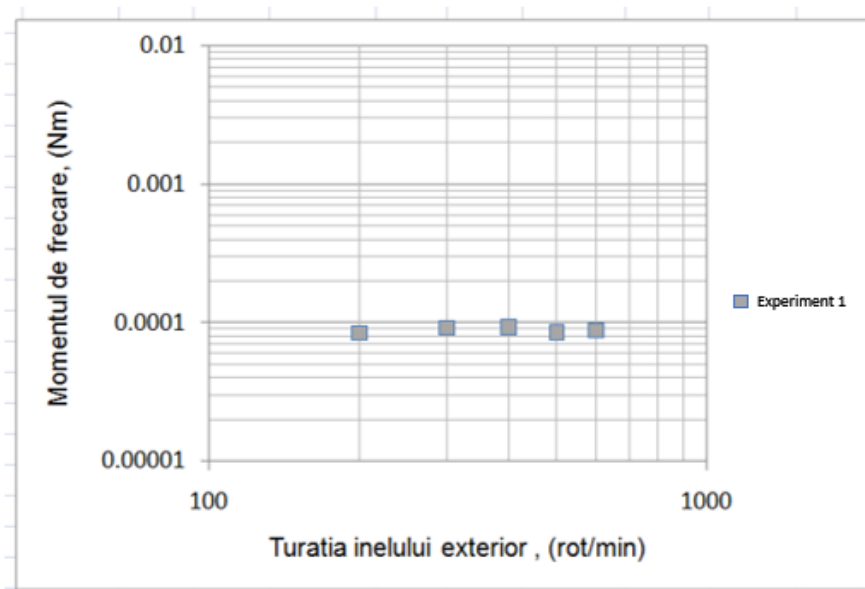


Fig. 6.12. Variația momentului de frecare în rulmentul 7000 C, măsurat în lipsa oricărui lubrifiant

Două concluzii importante rezultă din compararea rezultatelor obținute din testele realizate fără lubrifiant și cele realizate cu lubrifiant:

- În condițiile unor rulmenți miniaturali, introducerea în rulment a unui lubrifiant (ulei sau unsoare) duce la creșterea momentului de frecare din rulment cu cel puțin un ordin de mărire.

Deși funcționarea rulmenților se face în prezența lubrifiantului, dimensiunile miniaturale și încărcările mici conduc la obținerea unui „paradox” al lubrifierii. Astfel, dacă în rulmenții obișnuiți lubrifiantul are, printre altele, și rolul de a reduce frecarea, în rulmenții miniaturali supuși unor încărcări mici, prezența lubrifiantului conduce la creșterea momentului de frecare și, implicit a puterii consumate.

- Momentul de frecare din rulmenții miniaturali funcționând fără lubrifiant nu depinde de turația de funcționare, cel puțin pe intervalul în care s-au efectuat încercările. Confirmări în acest sens sunt prezentate și în referințele [Olaru, 2011], [Popescu, 2020], [Dumitrașcu, 2011].

6.1. Determinarea filmului de lubrifiant prin metoda rezistenței electrice

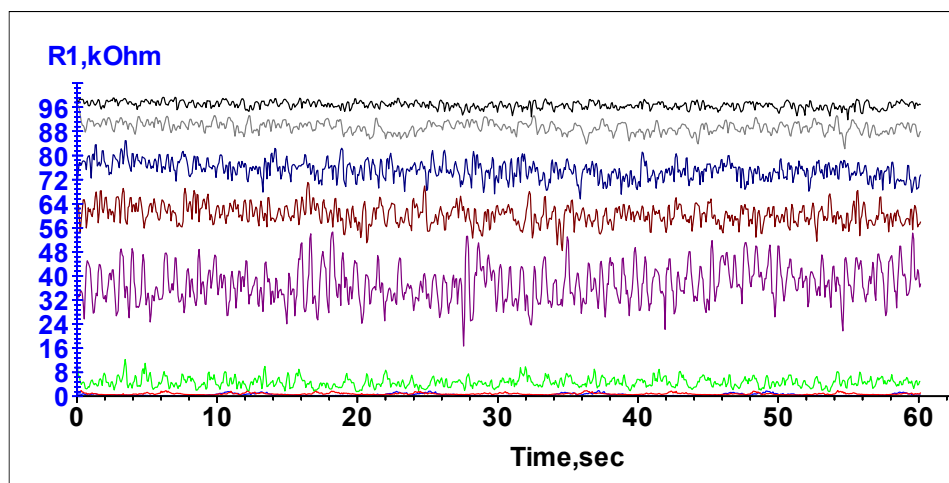
În general, pentru determinarea grosimii filmului de lubrifiant într-un rulment uns cu unsoare se utilizează relațiile specifice filmului de lubrifiant în contactele cu rostogolire utilizând vâscozitatea dinamică a uleiului de bază din unsoare, la temperatura de funcționare a unsorii. Cercetări efectuate pe contacte individuale de tip bilă pe disc de sticlă cu utilizarea interferometriei optice [Wang,2021]. [Fischer,2018], [Cann,2001], [de Laurentius, 2016], [Kanazawa, 2017], [Cen,2014], [Vengudusamy,2019] și alții au pus în evidență diferențe dintre grosimile filmului de lubrifiant obținute cu diverse sortimente de unsori și grosimile de film obținute cu uleiurile de bază ale unsorilor folosite. Fischer și colaboratorii [Fischer, 2019] (vezi Fig. 1.16) prezintă detaliat mecanismul de scurgere a uleiului din rețeaua de săpun a unsorii, acest ulei asigurând o peliculă posibil de calculat cu relațiile Hamrock- Dowson, Tototată, straturi subțiri de săpun se depun pe suprafețele bilelor și a căilor de rulare astfel încât grosimea totală a filmului de unsoare (ulei plus săpun) este mai mare decât grosimea calculată cu vâscozitatea uleiului de bază. Cann, P. M. și Spikes, H. A. [Cann,1992] arată că grosimea filmului în cadrul ungerii cu unsoare este dat de relația (1.5) din Cap. 1: $h = h_R + h_{EHD}$, unde h_R reprezintă grosimea reziduală dată de săpunul din unsoare depus pe suprafețele în contact cu valori cuprinse între $0,006\mu m$ și $0.08\mu m$ iar h_{EHD} reprezintă grosimea filmului calculată pentru uleiul de bază cu relațiile Hamrock & Dowson [Hamrock, 1981]. Tot în Cap. 1 se prezintă o serie de diagrame ca în Fig. (1.10) – (1.13) din care se vede o diferență de (10-15)% dintre grosimea filmului de unsoare și grosimea filmului de ulei.

Diferențele sunt mult mai mari în cazul turațiilor mici și foarte mici, unde practic dominant este filmul generat de unsoare. La creșterea turației se produce o creștere a filmului de ulei datorită efectului hidrodinamic și o scădere a filmului de unsoare ca urmare a fenomenului de îndepărtare a unsorii de pe calea de rulare, astfel încât, de la o anumită turație în sus se poate aproxima grosimea filmului de unsoare cu grosimea calculată pentru uleiul de bază.

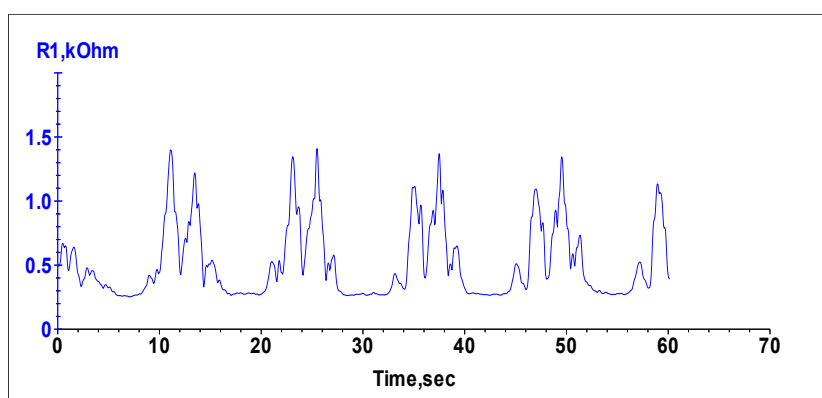
În cadrul cercetărilor experimentale din Laboratorul de Tribologie s-a utilizat circuitul electric al Tribometrului cu softul aferent, astfel încât variația rezistenței electrice să poată fi vizualizată pe monitor și cuantificată, în funcție de turație, de încărcare axială și de lubrifiantul folosit. În aceste testări, inelul exterior și carcasa au rămas fixe și izolate electric de stand, curentul electric fiind cules, în timpul rotirii inelului interior, printr-un dispozitiv cu perie de grafit de pe masa rotitoare și de pe carcasa cilindrică a rulmentului. Astfel, s-a măsurat rezistența a $8 \times 2 = 16$ contacte dintre bile și căile de rulare, cu un total de 8 perechi identice de rezistențe

legate în paralel, fiecare pereche fiind formată din două rezistențe legate în serie.

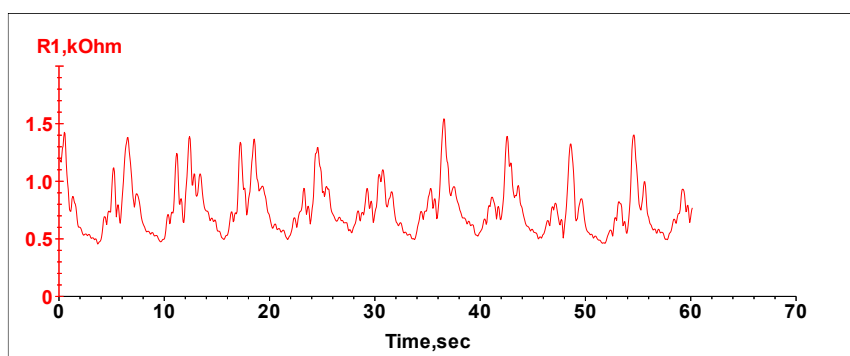
În Fig. 6.13 (a) se prezintă variațiile cumulate ale rezistenței electrice pentru unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 de la 5 la 500 rot/min, cu forța axială de 3,11 N. Pentru turațiile de 5, 10 și 50 rot/min, rezistențele electrice fiind mici, s-au modificat limitele rezistențelor, de la zero la 2 kOhm, (b), (c) și (d).



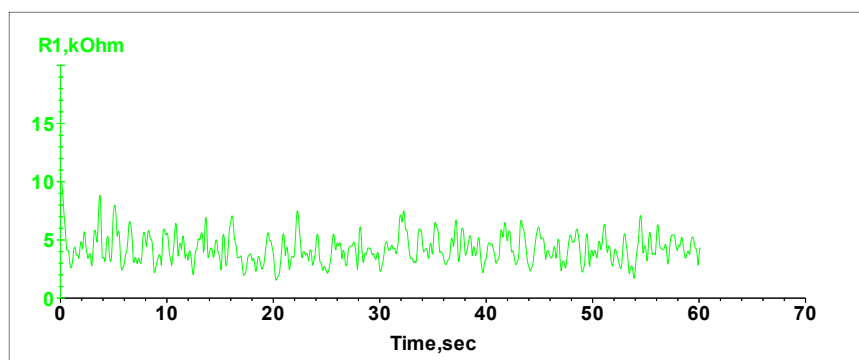
(a) Variațiile de rezistență cumulate



(b) Variația rezistenței la turația de 5rot/min



(c) Variația rezistenței la turația de 10 rot/min

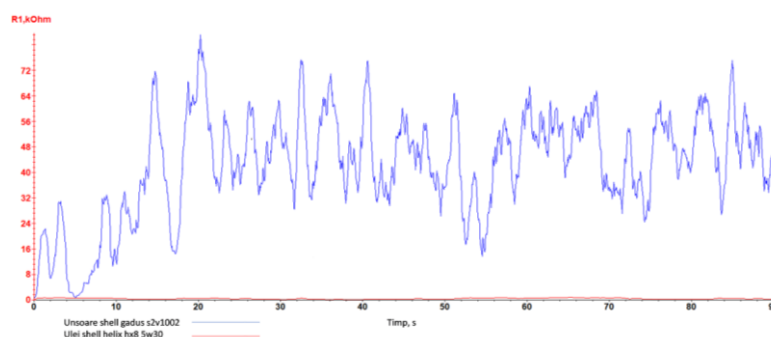


(d) Variația rezistenței la turația de 50 rot/min

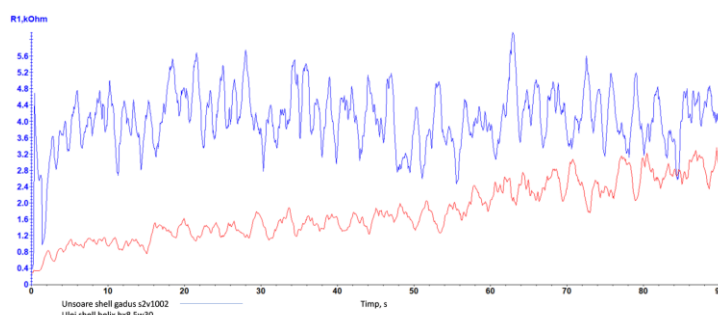
Restul culorilor de pe diagrama cumulativă corespund, în ordinea crescătoare, rezistențelor obținute la 100, 200, 300, 400 și 500 rot/min.

Fig. 6.13. Variațiile rezistenței electrice măsurate în rulmentul 7000 C, uns cu Shell Gadus S2 V100 2, în limitele turațiilor de la 5 la 500 rot/min

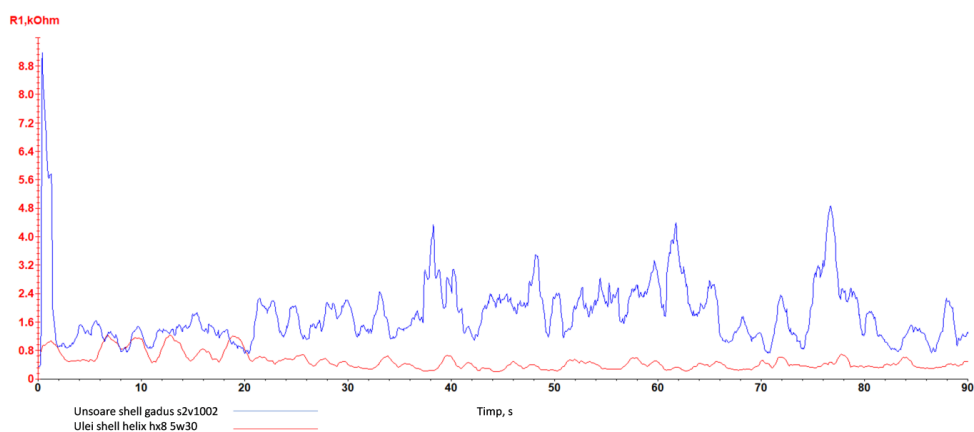
În cazul turațiilor foarte mici începând cu 0,5 rot/min și până în jurul valorii de 10 rot/min rezistența electrică a rulmentului are o scădere accentuată de la valori de 70-80 kOhm până la valori de (0,7- 1) kOhm în timp ce rezistența electrică a rulmentului uns cu ulei are valori ce nu depășesc (0,7 – 0,8) kOhm pe acest interval. În Fig. 6.14 sunt prezentate înregistrări ale rezistenței electrice atât pentru uleiul Shell Helix 5W-30 (culoarea roșie) cât și pentru unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 (culoarea albastră), la turații de 1, 5, 10, 100, 200 și 500 rot/min.



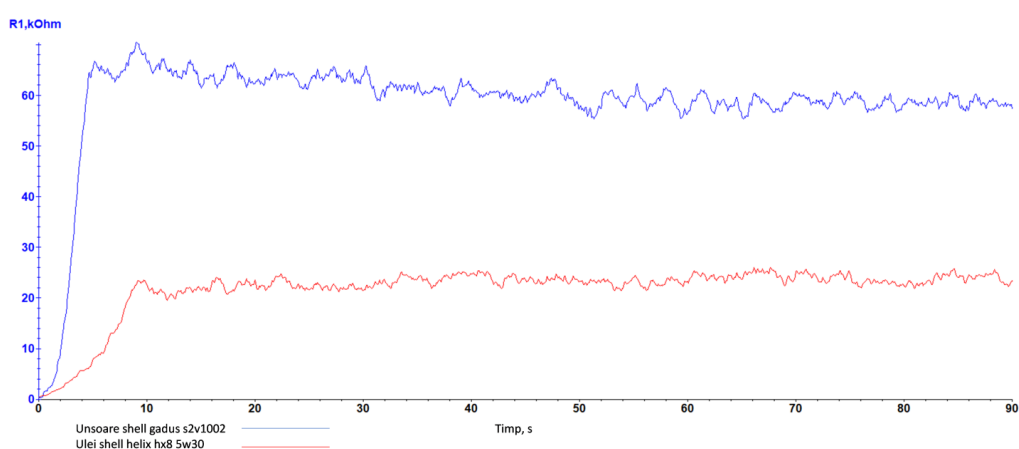
(a) Turația de 1 rot/min



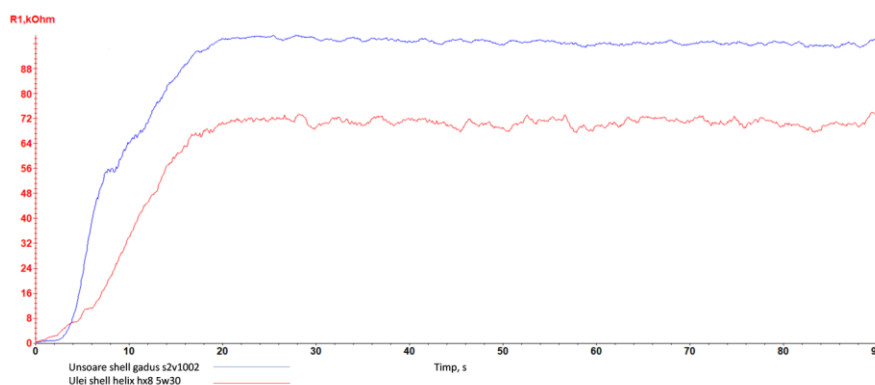
(b) Turația de 5 rot/min



(c) Turația de 10 rot/min



(d) Turația la 100 rot/min



(e) Turația de 500 rot/min

Fig. 6.14. Variațiile valorilor medii ale rezistenței electrice măsurate în rulmentul 7000 C, uns cu ShellGadus S2 V100 2 și ulei Shell Helix Hx8 5W-30 în limitele turațiilor de la 1 la 500 rot/min

În Fig. 6.15 se prezintă valorile medii ale rezistenței electrice a unsorii Shell Gadus S2 V100 2 (a) și a uleiului Shell Helix Hx8 5W-30 (b) pe intervalul de turații de la 1 la 10 rot/min.

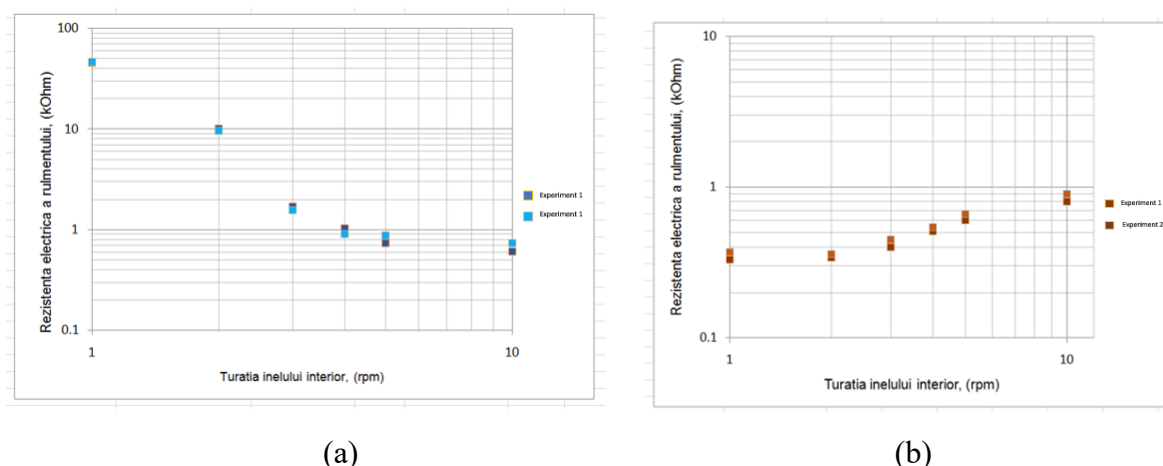


Fig. 6.15 Valorile rezistenței electrice medii a unsoarii Shell Gadus S2 V100 2 (a) și a uleiului Shell Helix Hx8 5W-30 (b), pe intervalul de turații de la 1 la 10 rot/min.

Combinând rezultatele rezistențelor medii obținute cu unsoarea Shell Gadus S2 V100 2 și cu uleiul Shell Helix Hx8 5W-30 pe întreaga gamă de turații de la 1 rot/min la 500 rot/min se obține așa numita curbă în V pentru variația rezistenței electrice a unsoarii. Ținând cont că rezistența electrică mare înseamnă și film de lubrifiant mai gros, diagrama obținută este în concordanță cu diagramele privind variația grosimii filmului de unsoare măsurate prin interferometrie optică de [Fischer, 2018], [Cann, 2001], [Kanazawa, 2017], [Cen, 2014] și alții.

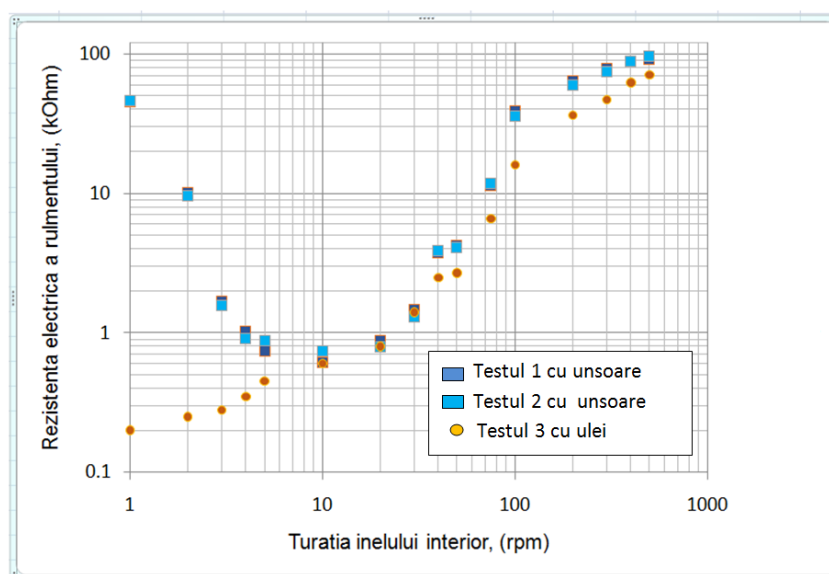


Fig. 6.16 Variațiile rezistențelor electrice medii ale unsoarii Shell Gadus s2v100 2, comparativ cu variațiile rezistențelor electrice medii ale uleiului Shell Helix Hx8 5W-30, pe intervalul de turații de la 1 la 500 rot/min.

Corelarea dintre rezistența electrică a rulmentului în prezența uleiului Shell Helix Hx8 5W-30 și valoarea medie a grosimii filmului în zona centrală a contactelor dintre bile și cele două căi de rulare s-a făcut prin trei rânduri de testări, grosimea filmului fiind calculată cu relația (3.18) pentru regim de lubrifiere EHD, iar rezistența electrică a rulmentului fiind măsurată la diverse turații cuprinse între 1 și 1500 rot/min. În Fig. 6.17 se prezintă, în coordonate dublu logaritmice corelația dintre rezistența electrică măsurată a rulmentului și grosimea medie a peliculei de ulei din zona centrală în contactele bilelor cu căile de rulare.

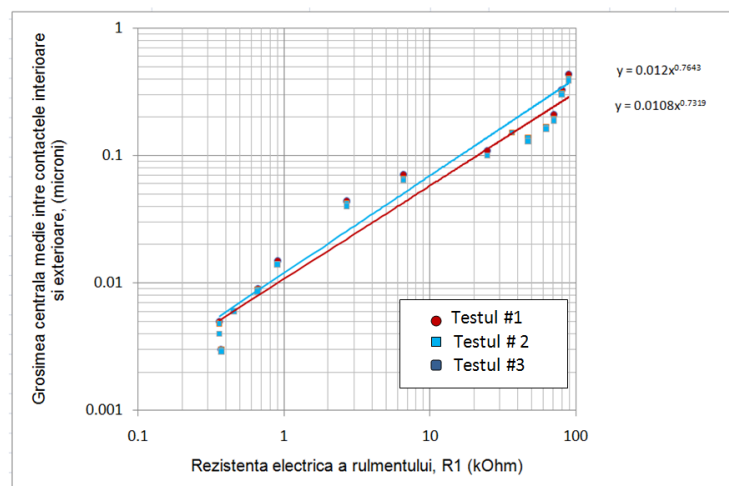


Fig. 6.17 Corelația dintre rezistența electrică măsurată a rulmentului și grosimea medie a peliculei de ulei din zona centrală în contactele bilelor cu căile de rulare.

Prin fituirea rezultatelor s-au obținut două corelații exponențiale, foarte puțin diferite, astfel încât s-a considerat o valoare medie exprimată prin relația:

$$h_{c,m} = 0,011 * R_1^{0,745} \quad [\mu m] \quad (6.16)$$

unde $h_{c,m}$ reprezintă grosimea medie a filmului de ulei în zona centrală a contactelor dintre bile și cele două căi de rulare, iar R_1 reprezintă rezistența măsurată a rulmentului exprimată în kOhm.

Considerând că rezistența electrică din rulment este dictată de gradul de separare a contactelor dintre bile și căile de rulare, atât pentru ulei cât și pentru unsoare, diagrama din Fig. 6.16 s-a transformat într-o diagramă de variație a filmului de unsoare Shell Gadus s2v100 2, estimat după relația (6.16) și a filmului de ulei Shell Helix Hx8 5W-30 calculat cu relația (3.18), în funcție de turația inelului interior, Fig. 6.18.

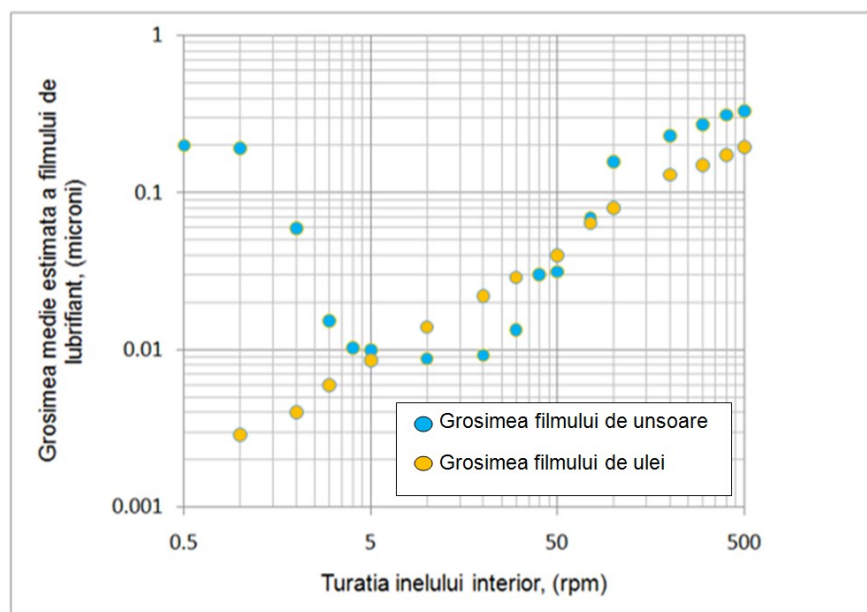
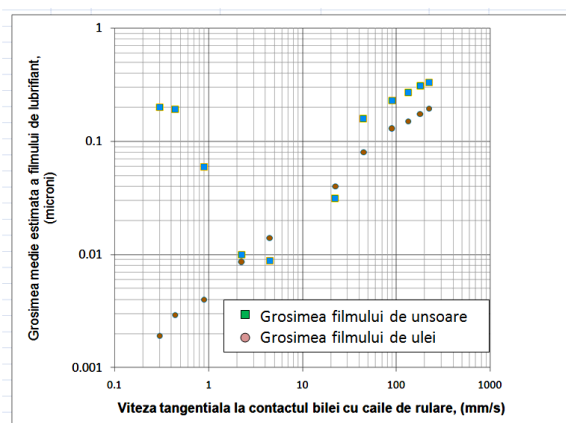
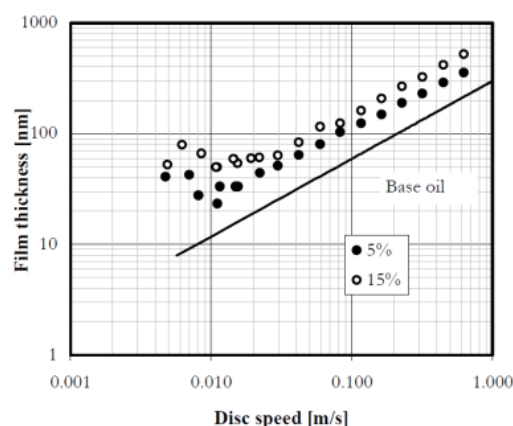


Fig. 6.18 Variație grosimii filmului de unsoare Shell Gadus s2v100 2, estimată după relația (6.16) și a grosimii filmului de ulei Shell Helix Hx8 5W-30 calculată cu relația (3.18), în funcție de turația inelului interior.

Înlocuind turațiile inelului interior cu vitezele tangențiale dintre bile și căile de rulare se obțin curbele din Fig. 6.19-(a). Dacă facem o comparație cu modelul obținut de [Cann, 2001] și prezentat în figura 6.19-(b) se constată că distribuția filmului de unsoare are o formă de V, cu valori maxime la turații mici, în scădere până în jurul valorii de 10mm/s după care filmul de unsoare crește paralel cu filmul de ulei, în special la viteze mai mari de 40mm/s. Uleiul de bază are o creștere continuă a grosimii filmului în cele două reprezentări.



(a)–Experiment



(b) prezentat de [Cann, 2001]

Fig. 6.19 Variația grosimii filmului de unsoare și de ulei în funcție de viteza tangențială în rulmentul 7000 C – (a) și în referința [Cann, 2001] –(b).

Comentarii:

Utilizarea metodei rezistenței electrice pe rulmentul funcționând cu ulei a permis găsirea unei dependențe dintre grosimea filmului dintre bile și căile de rulare și rezistența electrică a rulmentului în funcționare. Această relație a fost extinsă și în cazul măsurătorilor de rezistență electrică a rulmentului uns cu unsoare. Efectele obținute sunt în concordanță cu rezultate raportate în literatură. Astfel, unsoarea asigură un film de lubrifianț mai mare decât uleiul de bază, lucru observat experimental la diverse turații.

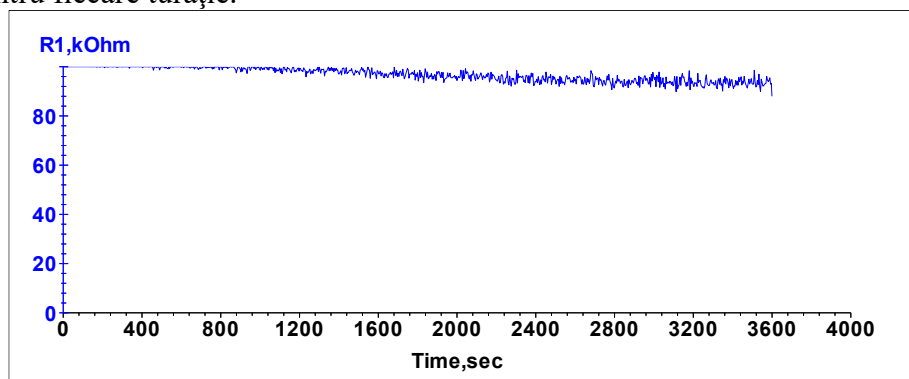
Un al doilea argument a fost determinarea experimentală a comportării în V a filmului de unsoare. Astfel, la viteze foarte mici (începând cu 0,5 rot/min) unsoarea domină ca grosime a filmului până la turații de (10-20) rot/min, după care grosimea filmului începe să crească. Profilul în V obținut experimental cu unsoarea Shell Gadus s2v100 2 a fost comparat cu profilul în V obținut de Philipe Cann și alții [Cann, 2001], rezultatele fiind comparabile atât la nivelul grosimii filmului cât și la nivelul vitezei.

6.2. Determinări experimentale privind modificarea structurii interne a unsorii în funcție de durata de lucru, turație și încărcare

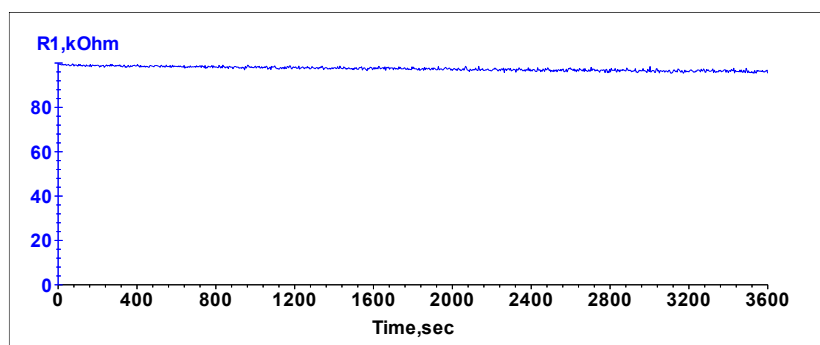
Pentru a se pune în evidență deteriorarea rețelei de săpun în timpul funcționării, s-au făcut teste cu inelul exterior blocat și încărcat cu o forță de 10N, inelul interior fiind rotit la turații de

500, 1000 și 1500 rot/min, pe o durată de 60 minute, cu monitorizarea rezistenței electrice și a temperaturii. Urmărirea variației rezistenței electrice ne oferă prilejul de a constata eventuale deteriorări ale structurii săpunului, cu pierderea uleiului de bază și eventuale scăderi ale rezistenței electrice a contactelor din rulment.

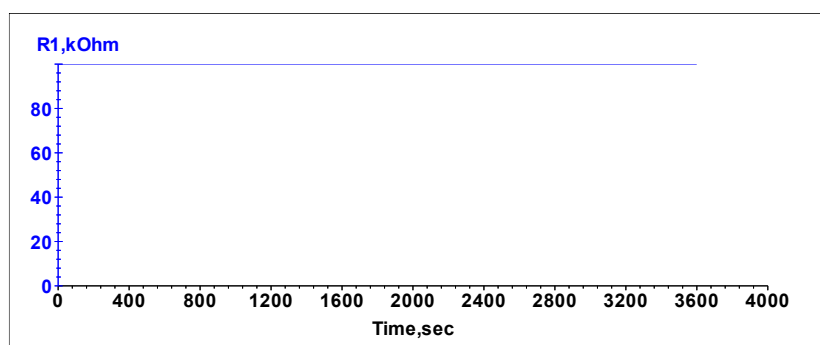
În Fig.6.20 se prezintă variația rezistenței electrice a rulmentului uns cu unsoarea **Shell Gadus s2 v100 2** la turațiile de 500 rot/min (a), 1000 rot/min (b) și 1500 rot/min (c), pe durată de o oră pentru fiecare turație.



(a) -500 rot/min



(b) -1000 rot/min

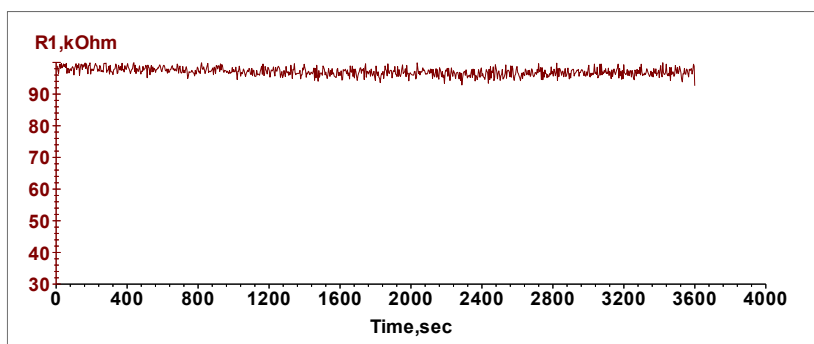


(c) -1500 rot/min

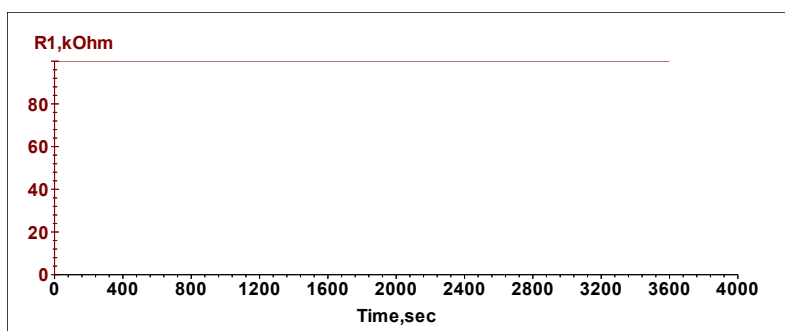
Fig. 6.20 Variația rezistenței electrice a rulmentului uns cu unsoarea Shell Gadus s2 v100 2 la turațiile de 500 rot/min (a), 1000 rot/min (b) și 1500 rot/min (c), pe durată de o oră.

Unsoarea **Shell Gadus s2 v100 2** își menține structura internă și asigură o rezistență electrică cuprinsă între 95 și 100 kOhmi, pentru intervalul 500-1500 rot/min. Aplicând relația 6.16 se obțin grosimi de film medii de 0,32 -0,34 μm , grosimi ce asigura un parametru de ungere $\Lambda > 3$, asigurând astfel un film continuu de lubrifianț pe toată durata de 60 minute.

În Fig.6.21 se prezintă variația rezistenței electrice a rulmentului uns cu unsoarea **SKF LGHP 2/0.4** la turațiile de 500 rot/min (a) și la 1000 rot/min (b), pe durată de o oră.



(a) – 500 rot/min



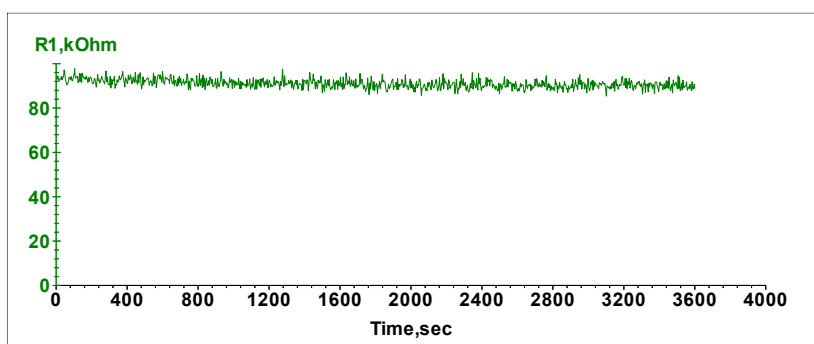
(b) – 1000 rot/min

Fig. 6.21 Variația rezistenței electrice a rulmentului uns cu unsoarea SKF LGHP 2/0.4 la turațiile de 500 rot/min (a) și 1000 rot/min, pe durată de o oră.

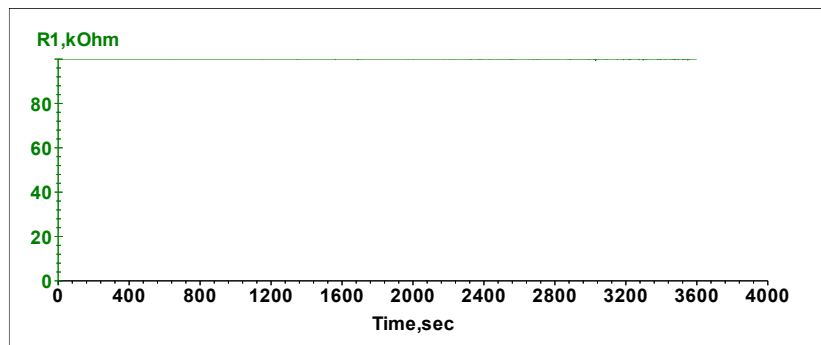
Unsoarea **SKF LGHP 2/0.4** atinge valoarea rezistenței electrice de 100kOhmi la 1000 rot/min și își menține structura internă. Pe baza valorilor ridicate a rezistenței electrice considerăm că și la această unsoare se ating valori ale parametrului de ungere $\Lambda > 3$, cu film continuu de lubrifianț pe toată durata de 60 minute.

În Fig. 6.22 se prezintă variația rezistenței electrice a rulmentului uns cu unsoarea **Cogelsa Ultraplex LT2** la turațiile de 500 rot/min (a) și la 1000 rot/min (b), pe durată de o oră.

Din analiza variației rezistenței electrice a rulmentului uns cu unsoarea **Cogelsa Ultraplex LT2** se constată o menținere constantă a rezistenței electrice, fapt ce denotă o stabilitate a structurii unsoarei și asigurarea unui parametru de ungere $\Lambda > 3$.



(a) – 500 rot/min



(b) – 1500 rot/min

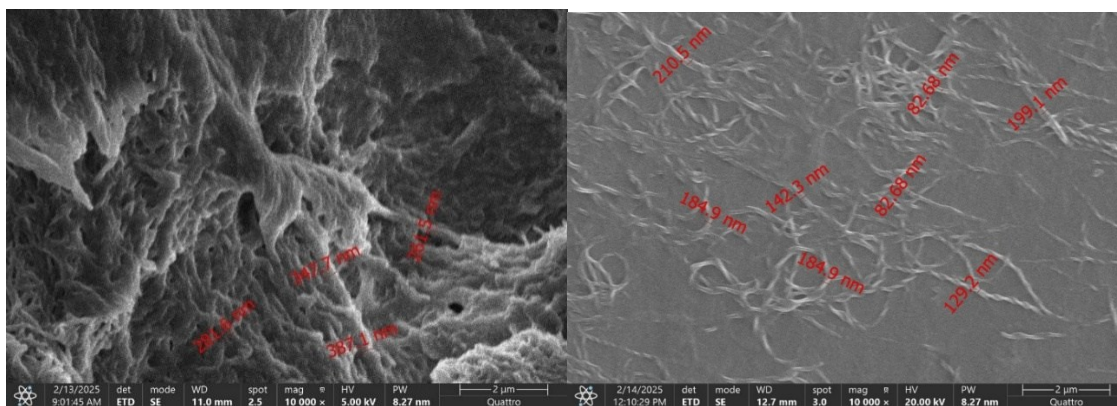
Fig. 6.22 Variația rezistenței electrice a rulmentului uns cu unsoarea Cogelsa Ultraplex LT2 la turațiile de 500 rot/min (a) și 1000 rot/min, pe durată de o oră.

Urmărirea structurii unsoarei cu Microscopul electronic, după funcționare

Aceste teste au fost realizate utilizând doar 10% din volumul liber al rulmentului, aproximativ 0.08 ml unsoare.

În Fig. 6.23 se prezintă structurile inițiale ale celor trei unsoari utilizate, în paralel cu structurile celor trei unsoari utilizate timp de 8 ore de funcționare, teste efectuate câte o oră pentru fiecare viteză de rotație, respectiv pentru turațiile de 100/200/250/300/400/500/1000/1500 rot/min.

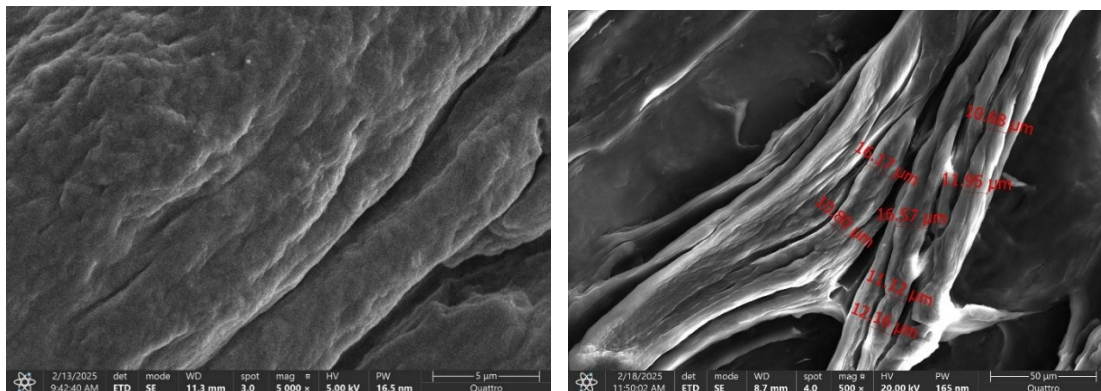
a) Unsoare Shell Gadus s2v100 2



(a1) Unsoare proaspata

(a2) Unsoare testată 8 ore, după ultimul test 1500 rot/min

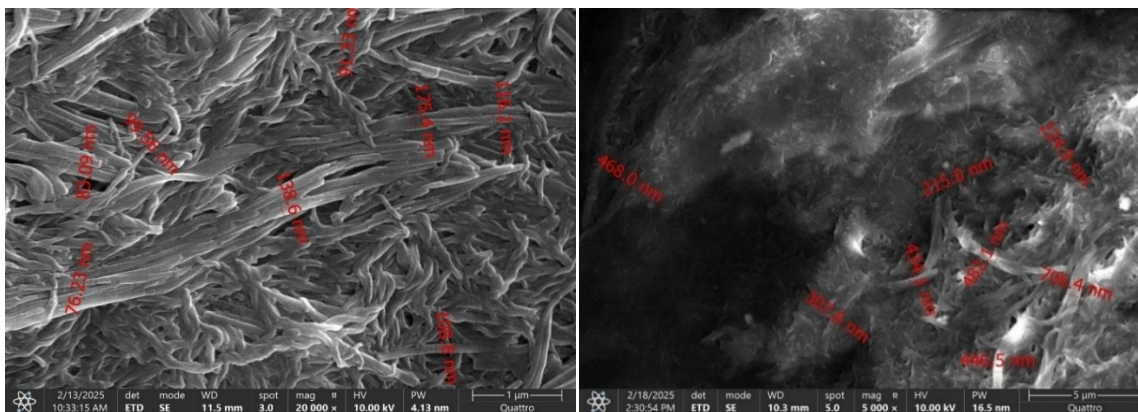
(b) Unsoare SKF LGHP 2/0.4



(b1) Unsoare proaspătă

(b2) Unsoare testată 8 ore, după ultimul test 1500 rot/min

(c) Unsoare Cogelsa Ultraplex LT2



(c1) Unsoare proaspătă

(c2) Unsoare testată 8 ore, după ultimul test 1500 rot/min

Fig. 6.23 Structurile celor trei unsori observate la microscop în stare proaspătă și după 8 ore de funcționare, ultimul dest fiind la turația de 1500 rot/min

Comentarii

Vizualizările pe microscopul electronic a celor trei unsori, înainte de a fi testate și după testarea lor pe o durată de 8 ore, câte o oră la fiecare turație, începând cu 100 rot/min și până la 1500 rot/min au permis punerea în evidență a câtorva fragmentări ale rețelei de săpun, în special la unsoarea Shell Gadus s2v100 2. Fragmentările structurii de bază a săpunului au fost minore și nu au afectat capacitatea de lubrifiere a unsoarelor.

Menținerea structurilor de unsoare după 8 ore de testare a fost confirmată și de realizarea unui film continuu de lubrifiant pus în evidență prin urmărirea rezistenței electrice.

6.3. Determinarea coeficienților de frecare pe mașina cu 4 bile

Determinările coeficienților de frecare pe așina cu 4 bile au fost efectuate în condiții mult mai severe decât condițiile în care s-au făcut testările privind determinarea momentului de frecare.

În primul rând, prin modul de testare a Mașinii cu 4 bile, s-a urmărit coeficientul de frecare la alunecare și nu dintre bila superioară în mișcare de rotație și bilele inferioare staționare. În rulmenții

radial –axiali cu bile apar alunecări, în special la mișcarea de pivotare a bilelor pe căile de rulare. În cazul sarcinilor mari și a rulmenților de dimensiuni medii sau mare, testarea pe mașina cu 4 bile poate oferi informații privind valorile coeficientului de frecare a unsorii în mișcare de alunecare și la presiuni ridicate specifice mișcării de pivotate.

În al doilea rând, presiunile de contact de tip bilă – bilă sunt mult mai mari decât cele obținute în rulment, între bile și căile de rulare cu o anumită conformitate. Testările făcute pentru determinarea momentelor de frecare pe cele trei unsori, pecum și simulările făcute cu modelele Biboulet- Houpert au avut la bază tensiuni de contact de 200 – 300 MPa față de valori de 1000 MPa obținute pe Mașina cu 4 bile. În aceste condiții valorile coeficienților de frecare obținuți pe mașina cu 4 bile au atins limite de 0,08 -0,09, specifice unui regim de lubrifiere mixt, apropiat de regimul limită.

6.4. Concluzii

Încercările experimentate s-au întins pe mai multe paliere, având ca element central determinarea momentului de frecare în rulmentuții miniaturali, cu exemplificare pe rulmentul 7000 C.

1. Pentru determinarea momentului de frecare în rulmentul 7000C s-a utilizat metoda spin-down;
2. Testările au fost făcute pe trei sortimente de unsori și pe două uleiuri apropiate ca viscozitate cu vâscozitatea uleiurilor de bază ale unsorilor folosite. Testările s-au făcut la turații mici (100- 700) rot/min, turații utilizate în domeniul echipamentelor de mecanică fină și mecatronică. De asemenea, încărcarea a fost de 3,11N cu o presiune de contact de 259 MPa și 359 MPa la inelul exterior și, respectiv, la inelul interior.
3. Momentele de frecare obținute au fost în concordanța cu modelele dezvoltate de Biboulet și Houpert în proporție de (0-10%) utilizând vâscozitățile uleiurilor de bază ale celor trei unsori.
4. Relațiile utilizate de SKF pentru calculul momentului de frecare aplicate rulmentului 7000 C, în condițiile de mai sus, au condus la valori mai mici cu (60-90)% pentru toate cele trei tipuri de unsori testate.
5. Relațiile utilizate de Schaeffler pentru calculul momentului de frecare aplicate rulmentului 7000 C, în condițiile de mai sus, au condus la valori mai mici cu (10-40)% pentru toate cele trei tipuri de unsori testate.
6. Pentru verificarea existenței peliculei de lubrifiant în contactele dintre bile și căile de rulare s-au făcut măsurători ale rezistenței electrice a rulmentului în timpul funcționării.
7. Utilizând un ulei cu viscozitate cunoscută și aplicând relația Hamrock- Dowson s-a calculat grosimea filmului de lubrifiant între bile și cele două căi de rulare, pe o plajă de turații de la 1 la 1500 rot/min, paralel cu măsurarea rezistenței electrice pentru fiecare turație. S-a obținut astfel o diagramă în coordonate logaritmice de corelație între rezistența electrică a rulmentului și grosimea medie dintre contactele bilelor cu cele două căi de rulare. Pe baza diagramei s-a obținut o relație exponențială cu ajutorul căruia s-a calculat grosimea filmului de unsoare din contactele rulmentului.
8. S-au trasat o serie de diagrame suprapuse cuprinzând atât rezistența electrică a rulmentului uns cu ulei cât și rezistența electrică a rulmentului uns cu unsoare. S-a constatat că valorile rezistenței electrice a unsorilor este mai mare decât cele ale uleiului

considerat, fapt ce a confirmat valori mai mari ale grosimii filmului de unsoare în raport cu grosimea filmului de ulei, aspecte relatate și de literatură și prezentate în Cap. 1.

9. S-a pus în evidență un fenomen complex ce apare la ungerea cu unsoare în cazul turațiilor foarte mici. Astfel, la valori foarte mici ale turației rulmentului de 0,5 – 2 rot/min grosimea filmului de unsoare depășește cu mult grosimea filmului de ulei. Pe măsură ce crește turația, grosimea filmului de unsoare scade până la o valoare minimă (în jurul turației de 10-15 rot/min) după care începe din nou să crească. Fenomenul, numit „V Patern” în literatură, adică o scădere în formă de V urmată de creștere, a fost pus în evidență de mai mulți cercetători dar prin testări cu contacte singulare de tip bilă pe disc de sticlă și grosimile de film stabilite prin interferometrie optică.
10. Pentru a se testa menținerea unui film de lubrifiant constant de unsoare pe durate mai mari de timp, s-au făcut testări de câte o oră pentru turații de la 100 la 1500 de rot/min, monitorizând în permanență rezistența electrică a rulmentului. În general la turații de peste 500 rot/min s-a observat o stabilitate a rezistenței electrice la valori de 90 -100 kOhm, ceea ce înseamnă o menținere a filmului la valori de (0,32-0,34)μm, valori ce asigură un strat continuu de lubrifiant, cu parametrul $\Lambda > 3$.
11. Tot în scopul stabilirii gradului de deteriorare mecanică a unsorii funcționând pe durate de 8 ore la diverse turații s-a analizat structura unsorii la microscopul electronic. Nu s-au observat fragmentări ale filamentelor de săpun, fapt ce explică menținerea calității de ungere a unsorilor.
12. Pentru a se stabili coeficienții de frecare la alunecare pentru cele trei tipuri de unsori s-au făcut testări pe Mașina cu 4 bile.
13. Rezultatele au pus în evidență coeficienți de frecare de (0,08 – 0,09).

CAPITOLUL 7. CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE. DIRECȚII DE CONTINUARE A CERCETĂRIILOR

7.1. CONCLUZII GENERALE

Studiul detaliat realizat în cadrul tezei privind **„Influența unsoarii asupra frecării în rulmenții miniaturali”** s-a desfășurat, în general, pe următoarele paliere:

- A) un stadiu actual privind cercetările pe plan mondial în domeniul comportării unsoarelor la frecarea de rostogolire specifică rulmenților;
- B) modelări ale fenomenelor de frecare în rulmenții miniaturali cu abordarea solicitărilor de contact, ale forțelor și momentelor dezvoltate în rulmentul lubrifiat și cu simulări numerice;
- C) prezentarea echipamentelor utilizate și a metodelor folosite pentru testări;
- D) prezentarea principalelor rezultate obținute cu trei sortimente de unsoare focalizate pentru determinarea momentelor de frecare, determinarea grosimii filmului de lubrifianț și a comportamentului unsoare din punct de vedere al frecării și al structurii;
- E) Compararea rezultatelor momentelor de frecare obținute experimental cu momente de frecare calculate cu diverse relații utilizate de firme.

Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale pot fi concluzionate, în concordanță cu palierele de cercetare, după cum urmează:

A.1) Stadiul actual al cercetărilor a scos în evidență aspecte complexe ale folosirii unsoarelor în contactele de rostogolire în general și în domeniul rulmenților, în particular. Literatura studiată oferă puține informații legate de comportarea unsoarelor în rulmenți miniaturali solicitați cu încărcări mici.

A.2) Majoritatea cercetărilor efectuate pe contacte bilă – disc de sticlă pun în evidență diferențe dintre grosimea filmului în zona de contact obținute cu unsoare și cu uleiul de bază utilizat în unsoare. Filmul de unsoare este, în general mai mare decât filmul de ulei. Una din principalele cauze fiind depunerea unor straturi subțiri de săpun pe suprafețele în contact.

A.3) Mecanismul formării filmului de lubrifianț este prezentat în literatură prin două efecte importante: efectul de „canelare” adică îndepărtarea unsoare de pe calea de rulare ca urmare a trecerii succesive ale bilelor și efectul de „bleed oil” adică scurgerea uleiului din părțile laterale ale straturilor îndepărtate prin canelare în zona centrală a căii de rulare astfel încât să se manifeste efectul EHD.

A.4) Există un fenomen complex numit „V Patern” care se observă în zona vitezelor foarte mici. Fenomenul se manifestă prin grosimi mari de film de unsoare la turații foarte mici, care scad pe măsură ce crește turația până la o valoare minimă după care urmează o creștere continuă pe măsură ce crește turația.

A.5) Cataloagele diverselor firme producătoare de rulmenți oferă diverse relații pentru calculul momentului de frecare din rulmenți, pentru unsoari recomandând utilizarea vâscozității uleiului de bază la temperatura de funcționare. Ca un element comun, în majoritatea relațiilor pentru calculul momentului de frecare apare, în general, produsul dintre vâscozitatea uleiului de bază exprimată în mm^2/s și turația rulmentului exprimată în rot/min , produs la o putere subunitară.

A.6) Lucrările lui Houpert și Biboulet oferă posibilitatea de a determina forțele de rezistență hidrodinamică la rostogolirea bilelor pe căile de rulare, forțe care, în condițiile unor rulmenți miniaturali și cu încărcări mici sunt dominante față de restul frecărilor din rulment și, în general, determină mărimea momentului de frecare.

A.7) Cercetări făcute în ultimii 15 ani în Laboratorul de Tribologie al Departamentului IMMR bazate pe metoda spin – down, au pus în evidență rolul hotărâtor al forțelor de rezistență hidrodinamice asupra momentului de frecare pentru diverse uleiuri dar și pentru unsoari.

A8) În cazul utilizării unsoarii literatura prezintă și perioadele până la care se degradează mecanic sau chimic unsoarea, cu relații sau pe bază de grafice, în funcție de cantitatea de unsoare, turație, tip de rulment, temperatură.

B. Simularea dinamică, a frecării și a proceselor de lubrifiere din rulmenților

B1). Calculul complex al parametrilor geometrici pentru rulmentul 7000 C în vederea determinării semiaxelor elipselor de contact și a presiunii maxime de contact dintre bile și căile de rulare a fost făcut pe baza unui program elaborat în MathCad, program anexat tezei. Dimensiunile semiaxelor elipsei de contact au fost calculate pentru două încărcări axiale, aceste dimensiuni fiind utile calculului unor momente rezistente din rulment.

B2) Pentru calculul forțelor de rezistență hidrodinamice a fost necesar să se determine partițiile regimurilor de lubrifiere IVR și EHD în funcție de geometria rulmentului, vâscozitatea lubrifiantului, încărcarea și turația rulmentului Pe baza relațiilor lui Houpert și Biboulet s-au stabilit în cel de-al treilea capitol procentele IVR și EHD, s-au calculat grosimile de film în contactele dintre bile și cele două căi de rulare, pentru un ulei cu caracteristici apropiate de uleiul

de bază la două unsori. Pentru calculul procentelor IVR și EHD, precum și pentru calculul filmelor de lubrifianț s-a elaborat un program în MathCad, prezentat în Anexa 3.1.

Totodată s-au determinat și coeficienții de frecare în regim EHD, valorile variind în limitele (0.03 – 0.04). Pentru regimul IVR, dat fiind grosimile filmului de lubrifianț mai mici, s-au obținut coeficienți de frecare pe elipsele de contact de (0,8 – 0,9).

B3). Modelarea frecărilor în rulmentul 7000 C a inclus luarea în considerare a tuturor forțelor și momentelor care se dezvoltă în contactele din rulment. Forțele de rezistență hidrodinamice s-au calculat în 6 variante: 2 variante cu relațiile lui Houpert și cu relațiile lui Biboulet în regim IVR și 4 variante în regimuri de tranziție Biboulet- Houpert. Suplimentar s-au determinat momentele de pivotare pe elipsele de contact $MP_{i,e}$, momentele datorate curburii căilor de rulare $MC_{i,e}$, momentele cauzate de histerezisul elastic la rostogolirea bilelor $MER_{i,e}$ și momentul de frecare vâscoasă dintre colivie și inelul interior de ghidare.

B4) S-a utilizat modelul general al momentului de frecare dezvoltat de Houpert în care s-au inclus toate componentele calculate anterior. Cu excepția componentelor momentului de frecare generate de forțele hidrodinamice și în proporție de 10% a componentei generată de frecarea coliviei pe calea de ghidare interioară, toate celelalte componente sunt cu 2-3 ordine de mărime mai mici și, în consecință, s-au neglijat.

B5). O comparație făcută între momentul de frecare calculat cu modelul Biboulet IVR și momentele de frecare calculate cu relațiile Schaeffler și SKF au pus în evidență faptul că Modelele Schaeffler și SKF conduc la valori mai mici ale momentului de frecare cu (4-35%) și, respectiv, cu 80% în raport cu momentul calculat cu modelul Biboulet IVR.

C. Echipamente și metodologii de testare

C1) Pentru determinarea momentului de frecare în rulmenții lubrifiați cu unsoare s-a utilizat metoda spin – down, metodă utilizată și în teste anterioare, cu validări ale modelelor Biboulet și Houpert pe rulmenți axiali, cu publicarea rezultatelor în reviste internaționale. Metoda a fost utilizată în domeniul turațiilor de 100 – 700 rot/min, pentru toate cele trei unsori considerate folosind masa rotativă a Tribometrului CETR UMT 2 și utilizând softul Tribometrului.

C2). Pentru măsurarea rezistenței electrice a rulmentului, inelul exterior împreună cu carcasa au fost blocate și testările s-au efectuat în limitele de turații de la 1 rot/min până la 1500 rot/min. S-au făcut testări cu forțe axiale de max. 10 N aplicate prin senzorul de forțe a Tribometrului iar rezistențele electrice au fost afișate pe monitor.

C3) Testările privind frecările unsoarelor pe Mașina cu 4 bile s-au realizat pe un echipament complex, achiziționat anul trecut, cu control asistat a tuturor parametrilor.

C4). Structurile de unsoare s-au realizat pe Microscopul Electronic cu Scanare (SEM) Quattro C achiziționat în 2024 cu putere de mărire de până la 3.000.000 X.

C5) Pentru testări s-au utilizat trei tipuri distincte de unsoare: **SKF LGHP 2/0.4** , **SHELL Gadus S2 V100 2** și **Cogelsa Ultrplex LT2**, cu caracteristicile fizico chimice indicate. De asemenea s-au utilizat și trei uleiuri minerale: **Total Quartz-5W-30**, **Shell Helix 5W-30** și **SAE 90 EP 2**.

D. Cercetări experimentale. Rezultate. Validări

D.1) Cercetarea experimentală prind determinarea momentelor de frecare la turații de 200- 700 rot/ min s-au efectuat pentru toate cele trei tipuri de unsori, câte două testări pentru fiecare unsoare și turație. Momentele de frecare au fost înregistrate pe diagrame logaritmice în funcție de produsul dintre vâscozitatea uleiului de bază la temperatura de lucru și turație ($\text{rpm} \cdot \text{mm}^2/\text{s}$).

D2). Pentru unsoarea **SKF LGHP 2/0.4** modelul $T_{\text{IVR_B}}$ tinde să aproximeze mai bine valorile momentului de frecare pentru turații mai mici, în timp ce modelul $T_{\text{TRANS_B}}$ aproximează mai bine valorile momentelor de frecare obținute la turații mai mari. Cu metodologia de calcul Schaeffler se obțin valori mai mici cu (20-45)% față de valorile medii determinate experimental. Cu metodologia de calcul SKF se obțin valori mai mici cu (80-90)% față de valorile medii determinate experimental.

D.3) Pentru unsoarea **SHELL Gadus S2 V100** momentul de frecare calculat $T_{\text{IVR_B}}$ aproximează rezultatele experimentale în proporție de (0- 17)% față de valorile medii determinate experimental, în timp ce cu relațiile Schaeffler se obțin valori mai mici cu (37-42)% față de valorile experimentale iar cu relațiile SKF se obțin valori mai mici cu (83-84)% față de valorile experimentale.

D4). Pentru unsoarea **Cogelsa Ultrplex LT2** momentul de frecare calculat $T_{\text{IVR_B}}$ aproximează rezultatele experimentale în proporție de (-18% și + 17)% față de valorile medii determinate experimental, în timp ce cu relațiile Schaeffler se obțin valori mai mici cu (31-48)% față de valorile experimentale iar cu relațiile SKF se obțin valori mai mici cu (83-86)% față de valorile experimentale.

D5). Și la testările cu uleiuri, momentele de frecare calculate cu relațiile Schaeffler și-n special cu relațiile SKF sunt mai mici decât rezultate experimentale.

D6). Testările făcute fără lubrifiant, în condiții similare făcute cu unsori sau uleiuri au condus la valori constante ale momentelor de frecare în raport cu turația, dar cu valori mai mici cu cel puțin un ordin de mărime decât valorile obținute cu uleiuri sau unsori. Aceste rezultate

confirmă metodologia de spin-down folosită și pune în evidență faptul că la rulmenți miniaturali, solicitați cu sarcini reduse, lubrifiantul conduce la creșterea momentului de frecare considerat de noi „paradox” al lubrifierii.

D7). Determinarea filmului de lubrifiant la utilizarea unsorii s-a realizat printr-o metodă indirectă. Astfel s-a monitorizat rezistența electrică a rulmentului lubrifiat cu ulei și s-a stabilit corelația dintre grosimea medie a filmului de ulei calculată cu relația Hamrock-Dowson și rezistența electrică, pe o plajă largă de turații. S-a obținut o relație exponențială între grosimea medie a filmului de ulei exprimată în microni și rezistența electrică a rulmentului, exprimată în kOhm. La testările cu unsoare, monitorizând rezistența electrică s-a putut stabili pe baza relației valorile grosimilor medii ale filmului de unsoare în contactele bilelor cu cele două căi de rulare.

Valorile filmului de unsoare astfel determinate au fost mai mari decât cele obținute cu ulei, fapt confirmat de numeroase cercetări publicate și prezentate în Cap. 1 al tezei.

D8). S-a pus în evidență un fenomen complex ce apare la ungerea cu unsoare în cazul turațiilor foarte mici. Astfel, la valori foarte mici ale turației rulmentului de (0,5 – 2) rot/min grosimea filmului de unsoare depășește cu mult grosimea filmului de ulei. Pe măsură ce crește turația, grosimea filmului de unsoare scade până la o valoare minimă (în jurul turației de 10-15 rot/min) după care începe din nou să crească. Fenomenul, numit „V Patern” în literatură, adică o scădere în formă de V urmată de creștere, a fost pus în evidență de mai mulți cercetători dar prin testări cu contacte singulare de tip bilă pe disc de sticlă și grosimile de film stabilite prin interferometrie optică.

D9) Pentru teste de lungă durată și la turații de peste 500 rot/min s-a observat o stabilitate a rezistenței electrice la valori de 90 -100 kOhm, ceea ce înseamnă o menținere a filmului de unsoare la valori de (0,32-0,34)μm, valori ce asigură un strat continuu de lubrifiant, cu parametrul de ungere $\Lambda > 3$.

D10). Imaginile obținute pe Microscopul electronic înainte și după testări pentru cele trei tipuri de unsori nu indică modificări importante ale structurii interne, cu fragmentări ale filamentelor de săpun. Chiar dacă s-au făcut testări și la turații de 1500 rot/min, presiunile de contact la care au fost supuse unsoarele nu au depășit 0,6 GPa, valori mici în comparație cu valorile obținute la încărcări moderate sau mari.

D11) Valorile coeficienților de frecare obținuți pe Mașina cu 4 bile au atins limite de 0,08-0,09, mai mari decât acela dezvoltat în rulment ca urmare a presiunilor mari de contact dintre bile, dar și a fenomenului de alunecare între bila superioară și bilele inferioare.

7.2. CONTRIBUȚII ORIGINALE

Cercetările efectuate și prezentate în teză cuprind, după părerea noastră, următoarele contribuții originale:

A.În domeniul sintezei bibliografice.

a.1) Realizarea unui studiu de sinteză în care au fost puse în evidență o serie de particularități ale lubrifierii cu unsoare a rulmenților, cu evidențierea mecanismului de formare a filmului generat de uleiul de bază extras din structura complexă a unsoarii în timpul funcționării, cu evidențierea diferenței dintre grosimea filmului obținut de uleiul de bază și grosimea filmului obținut de unsoare, cu elemente legate de fenomenul de starvare la unsoare și degradarea în timp a unsoarii. Un aspect important îl constituie punerea în evidență a creșterii exagerate a filmului de unsoare la turații foarte mici și dezvoltarea „forme în V” a grosimii filmului de unsoare odată cu creșterea turației.

a.2) Realizarea unei sinteze a diverselor metode de determinare a momentului de frecare în rulmenți elaborate de principalele companii producătoare de rulmenți.

B. În domeniul simulării dinamicii, a lubrifierii și a frecării în rulmenții miniaturali utilizând ca lubrifiant unsoarea.

b.1) Elaborarea unui program pentru determinarea dinamicii și a surselor de frecare într-un rulment radial axial cu bile miniatural, cu încărcare axială mică.

b.2) Simularea frecării într-un rulment radial axial cu bile miniatural, cu luarea în considerare a 6 variante de forțe de rezistență hidrodinamică dezvoltate în contactele bilelor cu căile de rulare și introducerea acestora în momentul de frecare total al rulmentului.

b.3) Utilizarea relațiilor dezvoltate de Houpert și Biboulet în rulmentul miniatural 7000C, simularea regimurilor de lubrifiere IVR și EHD cu procente aferente turațiilor, lubrifiantului și încărcărilor.

b.4) Simularea momentului total de frecare în rulmentul 7000C cu punerea în evidență a contribuției majore a forțelor de rezistență hidrodinamice, cu neglijarea celorlalte componente, ca urmare a încărcării axiale reduse.

b.5) Compararea momentului de frecare calculat cu luarea în considerare a forțelor de rezistență hidrodinamică cu momentele de frecare calculate cu relațiile propuse de companiile Schaeffler și SKF.

b.6) Calcularea momentului de frecare dintre colivie și inelul de ghidare și determinarea forțelor și momentele de frecare dintre bile și colivie.

C. În domeniul cercetării experimentale și al validării rezultatelor

c.1) Determinarea prin metoda spin-down a momentului de frecare pentru trei unsori și pentru turații de la 100 rot/min la 700 rot/min, fiecare testare fiind dublată.

c.2) Corelarea momentelor de frecare obținute experimental cu modelele simulate anterior bazate pe forțele de rezistență hidrodinamice.

c.3) Utilizarea de grafice în coordonate dublu logaritmice pentru variația momentului de frecare în funcție de produsul dintre turația rulmentului exprimată în rot/min și vâscozitatea cinematică a uleiului de bază exprimat în mm^2/s .

c.4) Compararea valorilor momentelor de frecare obținute experimental și prin modelare cu valorile momentelor de frecare calculate cu relațiile Schaeffler și SKF, cu evidențierea unor diferențe mari între momentele obținute experimental și cele calculate cu ajutorul cataloagelor. Astfel momentele calculate cu relațiile SKF sunt cu aprox. (80-90)% mai mici decât cele obținute experimental iar momentele calculate cu ecuațiile Schaeffler sunt cu (10-40)% mai mici decât cele determinate experimental.

c.5) Testările făcute cu ulei au pus în evidență diferențe importante între valorile momentelor de frecare măsurate și cele calculate cu relațiile celor două firme.

c.6). Testările făcute în absența oricărui lubrifiant au pus în evidență valori mai mici ale momentului de frecare cu cel puțin un ordin de mărime față de momentele determinate în prezența unsorii sau a uleiului. Am considerat astfel că, în zona rulmenților miniaturali, cu încărcări mici, lubrifiantul are, pe lângă alte roluri benefice și rolul de a crește momentul de frecare prin forțele hidrodinamice, forțe ce se neglijează la rulmenții de dimensiuni medii sau mari.

c.7) Corelarea rezistenței electrice a rulmentului lubrifiat cu grosimea medie a filmului de lubrifiant și găsirea unei relații exponențiale între filmul de lubrifiant și rezistența electrică a rulmentului. Prin acest procedeu s-a obținut forma de V a grosimii filmului de unsoare în zona vitezelor foarte mici și pentru rulmenți, comparabilă ca formă și valori cu curbe similare obținute pe contacte singulare bilă – disc de sticlă și vizualizare prin interferometrie optică.

c.8) Analiza structurii unsorii înainte și după funcționarea rulmentului la diverse turații, pe perioade de câte 60 de minute, utilizând Microscopul electronic.

c.9) Testarea pe Mașina cu 4 bile a trei sortimente de unsori și determinarea coeficienților de frecare.

7.3. Direcții de continuare a cercetărilor

1.1.1 Autorul își propune continuarea cercetărilor în domeniul rulmenților miniaturali pe următoarele direcții:

- Testarea și modelarea frecării în rulmenții radiali cu bile miniaturali lubrifiați cu unsoare;
- Testarea și modelarea frecării în rulmenții radiali cu bile miniaturali protejați cu capace laterale;
- Verificarea teoretică și experimentală a rolului diferitelor tipuri de colivii asupra momentului de frecare în rulmenți radiali miniaturali.

BIBLIOGRAFIE (SELECTIVĂ)

- 1 Achanta, S., Jungk, M., & Drees, D. (2011). Characterisation of cohesion, adhesion, and tackiness of lubricating greases using approach retraction experiments. *Tribology International*, 44(10), 1127–1133. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.04.019>
- 2 Bălan, M. R. D., Houpert, L., Tufescu, A., & Olaru, D. N. (2015a). Rolling friction torque in ball-race contacts operating in mixed lubrication conditions. *Lubricants*, 3(2), 222–243. <https://doi.org/10.3390/lubricants3020222>
- 3 Bălan, M. R. D., Stamate, V. C., Houpert, L., & Olaru, D. N. (2014). The influence of the lubricant viscosity on the rolling friction torque. *Tribology International*, 72, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.11.017>
- 4 Beyaz, M. I., Hanrahan, B. M., Feldman, J. and Ghodssi, R. *An Integrated Permanent-Magnet Microturbogenerator Supported on Microball Bearings*, Journal of Micro - Electromechanical Systems, Vol. 22, No. 3, June 2013.
- 5 Biboulet, N., Houpert, L., 2010, *Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts: part II, point contacts*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 224, pp. 777–787.
- 6 Bijani, D., Deladi, E. L., Akchurin, A., de Rooij, M. B., & Schipper, D. J. (2018). The influence of surface texturing on the frictional behaviour of parallel sliding lubricated surfaces under conditions of mixed lubrication. *Lubricants*, 6(4). <https://doi.org/10.3390/lubricants6040091>
- 7 Boca Raton, Florida De Laurentis N, Kadiric A, Lugt P, Cann P 2016, The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts, *Tribol Int*, 94, 624 - 632
- 8 Cann, P. M. (2006). Grease degradation in a bearing simulation device. *Tribology International*, 39(12), 1698–1706. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.01.029>
- 9 Cann, P.M., 2001, Grease Film Thickness and Friction in EHL Contacts, *WTC Tribol.*, pp.159-164.
- 10 Cann, P. M., Webster, M. N., Doner, J. P., Wikstrom, V., & Lugt, P. (2007). Grease degradation in R0F bearing tests. *Tribology Transactions*, 50(2), 187–197. <https://doi.org/10.1080/10402000701261003>
- 11 Cann, P. M. and Spikes, H. A. (1992), “Film Thickness Measurements of Lubricating Greases under Normally Starved Conditions,” *NLGI Spokesman*, 56(2), pp 21–27.
- 12 Cen, H., Bai, D., Chao, Y., Li, Y., & Li, R. (2021a). EHL film thickness in rolling element bearings evaluated by electrical capacitance method: a review. In *Tribology - Materials, Surfaces and Interfaces* (Vol. 15, Issue 1, pp. 55–77). Taylor and Francis Ltd. <https://doi.org/10.1080/17515831.2020.1838098>
- 13 Cen, H., & Lugt, P. M. (2019a). Film thickness in a grease lubricated ball bearing. *Tribology International*, 134, 26–35. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.01.032>
- 14 Cen, H., & Lugt, P. M. (2020). Replenishment of the EHL contacts in a grease lubricated ball bearing. *Tribology International*, 146. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106064>
- 15 Cen, H., & Lugt, P. M. (2021). Effect of start-stop motion on contact replenishment in a grease lubricated deep groove ball bearing. *Tribology International*, 157. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106882>
- 16 Cen, H., Lugt, P. M., & Morales-Espejel, G. (2014a). Film Thickness of Mechanically Worked Lubricating Grease at Very Low Speeds. *Tribology Transactions*, 57(6), 1066–1071. <https://doi.org/10.1080/10402004.2014.933936>
- 17 Cen, H., Lugt, P. M., & Morales-Espejel, G. (2014b). On the Film Thickness of Grease-Lubricated Contacts at Low Speeds. *Tribology Transactions*, 57(4), 668–678.

<https://doi.org/10.1080/10402004.2014.897781>

- 18 Chatra K R, S., & Lugt, P. M. (2020). Channeling behavior of lubricating greases in rolling bearings: Identification and characterization. *Tribology International*, 143. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106061>
- 19 Chatra K R, S., & Lugt, P. M. (2021). The process of churning in a grease lubricated rolling bearing: Channeling and clearing. *Tribology International*, 153. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106661>
- 20 Cojocaru, D.; Ianus, G., Cârlescu, V., Chiriac, B., Olaru, D., (2025) Friction Torque in Miniature Ball Bearings. *Lubricants* 2025, 13, 12. <https://doi.org/10.3390/lubricants13010012>
- 21 Cojocaru, D., G Ianuş and V Cârlescu, Film thickness în miniature ball bearing grease lubricated. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1262, The 10th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering (ACME 2022) 09/06/2022 - 10/06/2022 Online ; 2022 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1262 012005 DOI 10.1088/1757-899X/1262/1/012005.*
- 22 Couronne, I., & Vergne, P. (2000). Rheological behavior of greases: Part ii—effect of thermal aging, correlation with physico-chemical changes. *Tribology Transactions*, 43(4), 788–794. <https://doi.org/10.1080/10402000008982409>
- 23 Cousseau, Tiago, & Kolczycki Borges, B. (2018, February 15). Study on Friction Torque Models in Grease Lubricated Bearings. <https://doi.org/10.26678/abcm.cobem2017.cob17-2091>
- 24 Cousseau, T., Graça, B., Campos, A., & Seabra, J. (2011a). Friction torque in grease lubricated thrust ball bearings. *Tribology International*, 44(5), 523–531. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2010.06.013>
- 25 Cousseau, T., Graça, B., Campos, A., & Seabra, J. (2015). Grease aging effects on film formation under fully-flooded and starved lubrication. *Lubricants*, 3(2), 197–221. <https://doi.org/10.3390/lubricants3020197>
- 26 Cousseau T, Graça B M, Campos A V, Seabra J 2012, Influence of grease rheology on thrust ball bearings friction torque, *Tribology International*, 46, 106-113
- 27 De Laurentis, N., Kadiric, A., Lugt, P., & Cann, P. (2016c). The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts. *Tribology International*, 94, 624–632. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.10.012>
- 28 Delgado, M. A., Valencia, C., Sánchez, M. C., Franco, J. M., & Gallegos, C. (2006). Thermorheological behaviour of a lithium lubricating grease. *Tribology Letters*, 23(1), 47–54. <https://doi.org/10.1007/s11249-006-9109-5>
- 29 Dobychin, M. N., & Sachek, B. Ya. (2008). The method of prediction of the life of the dry friction bearing unit with a solid grease coating. *Journal of Friction and Wear*, 29(3), 188–191. <https://doi.org/10.3103/s1068366608030069>
- 30 Dumitrascu, Alina Corina, Cercetari privind reducerea frecarii in microsiseme mecatronice, (2011), Teză de doctorat, T.U.Iaşi.
- 31 Farcas, F. Cercetări privind influenţa temperaturii şi a turaţiei asupra durabilităţii lubrifianţilor plastici din rulmenţi. Teză de doctorat , Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iaşi, Facultatea de Mecanică, 1999.
- 32 Farcas, F. şi Gafitanu, M.D. (1999), "Some Influence Parameters on Greases Lubricated Rolling Contacts Service Life," *Wear*, 225-229, pp 1004-1010.
- 33 Ermakov, S. F., Shuldykov, R. A., Parkalov, V. P., Mulyarchik, V. V., Konstantinov, V. G., & Danishevskii, V. N. (2008). Antifricition plastic greases based on intermediate products of oil refining and liquid crystalline compounds. *Journal of Friction and Wear*, 29(1), 72–80. <https://doi.org/10.3103/s1068366608010121>
- 34 Feldman, J., Hanrahan, B. M., Misra, S., Fan, X. Z., Waits, C. M., Mitcheson, P. D., & Ghodssi,

- R. (2015). Vibration-based diagnostics for rotary MEMS. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 24(2), 289–299. <https://doi.org/10.1109/JMEMS.2014.2383171>
- 35 Fischer, D., Jacobs, G., Stratmann, A., & Burghardt, G. (2018). Effect of base oil type in grease composition on the lubricating film formation in EHD contacts. *Lubricants*, 6(2). <https://doi.org/10.3390/lubricants6020032>
 - 36 Fischer, D., Mues, H., Jacobs, G., & Stratmann, A. (2019). Effect of over rolling frequency on the film formation in grease lubricated EHD contacts under starved conditions. *Lubricants*, 7(2). <https://doi.org/10.3390/lubricants7020019>
 - 37 Fryza, J., Kroupa, J., Sperka, P., Krupka, I., & Hartl, M. (2019). *Serbian Tribology Society SERBIATRIB '19 16 th International Conference on Tribology INVESTIGATION OF FILM THICKNESS OF GREASE-LUBRICATED THRUST BEARING: FROM BALL-ON-DISC TO BEARING*.
 - 38 Gafițanu, M. D., Năstase, D., Crețu Sp., Racoccea, C., Olaru, D. N., RULMENTI. PROIECTARE SI TEHNOLOGIE, Vol. I și vol. II, Ed. Tehnică, 1985
 - 39 Gafitanu, M., Silicon, D., G., I., Olaru, D., 1993. A general model for grease deterioration in ball bearings. Proc. 6th Int. Congress on Tribology, EUROTRIB, Budapest 2, 355–359.
 - 40 Ghezzi, I., Tonazzi, D., Rovere, M., Le Coeur, C., Berthier, Y., & Massi, F. (2019). *Tribological investigation of a greased contact subjected to contact dynamic instability*. <https://www.elsevier.com/open-access/userlicense/1.0/>
 - 41 Gonçalves, D., Cousseau, T., Gama, A., Campos, A. V., & Seabra, J. H. O. (2017). Friction torque in thrust roller bearings lubricated with greases, their base oils and bleed-oils. *Tribology International*, 107, 306–319. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.041>
 - 42 Gonçalves, D. E. P., Campos, A. V., & Seabra, J. H. O. (2018). An experimental study on starved grease lubricated contacts. *Lubricants*, 6(3). <https://doi.org/10.3390/lubricants6030082>
 - 43 Hamrock, B.J. and Dowson, D., *BALL BEARING LUBRICATION, THE ELASTOHYDRODYNAMICS OF ELLIPTICAL CONTACTS*, John Willey & Sons, 1981.
 - 44 Hammami, M., Martins, R., Fernandes, C., Seabra, J., Abbes, M. S., & Haddar, M. (2018). Friction torque in rolling bearings lubricated with axle gear oils. *Tribology International*, 119, 419–435. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.11.018>
 - 45 Han, C. F., Chu, H. Y., Kuo, P. C., Liao, N. T., Hwang, Y. C., Chiu, Y. L., & Lin, J. F. (2017). Tribological behavior and thermoelastic instability demonstrated in ball-bearing -like specimens operating in dry contacts and with grease lubrication. *Tribology International*, 110, 358–369. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.008>
 - 46 Hanrahan, B. M., Misra, S., Beyaz, M. I., Feldman, J. H., Waits, C. M., & Ghodssi, R. (2014). An adhesion-dominated rolling friction regime unique to micro-scale ball bearings. *Tribology Letters*, 56(2), 215–221. <https://doi.org/10.1007/s11249-014-0401-5>
 - 47 Hanrahan, B., Misra, S., Waits, C. M., & Ghodssi, R. (2015). Wear mechanisms in microfabricated ball bearing systems. *Wear*, 326–327, 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.12.032>
 - 48 Hamrock, B. J., 1994, *Fundamentals of fluid film lubrication*. New York: McGraw–Hill Inc.
 - 49 Hamrock, B.J. and Dowson, D., *BALL BEARING LUBRICATION, THE ELASTOHYDRODYNAMICS OF ELLIPTICAL CONTACTS*, John Willey & Sons, 1981.
 - 50 Harris, T.A., *Rolling Bearing Analysis*, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2001.
 - 51 Harris TA, Kotzalas MN (2007) *Advanced Concepts of Bearing Technology, Rolling Bearing Analysis*, Fifth Edition. CRC Press.
 - 52 Houpert, L. (1985). Fast Numerical Calculations of EHD Sliding Traction Forces; Application to Rolling Bearings. <http://asme.org/terms>

- 53 Houpert, L., 2001, An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity – Part I, *ASME, Journal of Tribology*, Vol. 123, July, pp. 582–588.
- 54 Houpert L 1999, Numerical and Analytical Calculations in Ball Bearings, *European Space Agency, ESA-S* **438** 283
- 55 Houpert L 2002, Ball Bearing and Tapered Roller Bearing Torque: Analytical, Numerical and Experimental Results, *STLE Trib. Trans.* 45(3) 345-353.
- 56 Houpert, L., 1987, Piezoviscous-Rigid Rolling and Sliding Traction Forces. Application: the Rolling Element–Cage Pocket Contact, presented at the 1986 ASLE/ASME Conf., Pittsburg, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 109, pp. 363–371.
- 57 Houpert, L. (2016). Hydrodynamic Load Calculation in Rolling Element Bearings. *Tribology Transactions*, 59(3), 538–559. <https://doi.org/10.1080/10402004.2015.1090043>
- 58 Hu, Y., Wang, L., Politis, D. J., & Masen, M. A. (2017). Development of an interactive friction model for the prediction of lubricant breakdown behaviour during sliding wear. *Tribology International*, 110, 370–377. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.005>
- 59 Ianuş, G. D Cojocaru, M C Oprişan, V Paleu and D N Olaru, Power loss în grease lubricated ball bearings, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 724, International Conference on Tribology (ROTRIB'19) 19–21 September 2019, Cluj-Napoca, Romania, 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 724 012009.
- 60 DOI 10.1088/1757-899X/724/1/012009 <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/724/1/012009/meta>
- 61 Ianuş, G., D Cojocaru, V Cârlescu, A Tufescu and D N Olaru, Grease lubrication of miniature ball bearings, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1235, The 25th Edition of IManEE 2021 International Conference (IMANEE 2021) 21/10/2021 - 22/10/2021 Online, 2022 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 1235 012052,
DOI 10.1088/1757-899X/1235/1/012052
<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1235/1/012052/meta>
- 62 Ianuş, G., Cojocaru, D., Oprişan, M. C., Carlescu, V., & Olaru, D. N. (2020). Friction models for grease lubricated ball-race contacts. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 997(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/997/1/012012>
- 63 Ianuş, G., Dumitraşcu, A. C., Cârlescu, V., & Olaru, D. N. (2016a). Friction torque in thrust ball bearings grease lubricated. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 147(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/147/1/012026>
- 64 Ianus, G. Dumitru Olaru, Alina Corina Dumitraşcu, Stamate Ciprian, *Procese tribologice în microsisteme*, Ed. POLITEHNIUM, Iasi, 2009
- 65 Ianus, G. Contribuții la studiul influenței lubrificației asupra fiabilității rulmenților (lubrifianți plastici). Teză de doctorat , Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași, Facultatea de Mecanică, 2001.
- 66 Joysula, S.K.; Dube, A.; Patro, D.; Veeregowda, D.H. On the Fictitious Grease Lubrication
- 67 On the Fictitious Grease Lubrication Performance in a Four-Ball Tester. *Lubricants* **2021**, 9, 33. <https://doi.org/10.3390/lubricants9030033>
- 68 Joseph, P., & Brossier, B. (n.d.-a). *Combined analytical and empirical modelling of power losses in Rolling Element Bearings*. <http://theses.insa-lyon.fr/publication/2020LYSEI081/these.pdf>
- 69 Kamel, B. M., Mohamed, A., El Sherbiny, M., & Abed, K. A. (2016). Tribological behaviour of calcium grease containing carbon nanotubes additives. *Industrial Lubrication and Tribology*, 68(6), 723–728. <https://doi.org/10.1108/ILT-12-2015-0193>
- 70 Kanazawa, Y., De Laurentis, N., & Kadiric, A. (2020). Studies of Friction in Grease-Lubricated Rolling Bearings Using Ball-on-Disc and Full Bearing Tests. *Tribology Transactions*, 63(1), 77–

89. <https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1662147>
- 71 Kanazawa, Y., Sayles, R. S., & Kadiric, A. (2017). Film formation and friction in grease lubricated rolling-sliding non-conformal contacts. *Tribology International*, 109, 505–518. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.01.026>
 - 72 Kolesnikov, V. I., Savenkova, M. A., Bulgarevich, S. B., Chelokhyan, A. V., Bulavina, E. A., & Boyko, M. V. (2008). Investigation of the triboengineering characteristics of plastic railway greases with inorganic polymeric additives. *Journal of Friction and Wear*, 29(3), 200–204. <https://doi.org/10.3103/s1068366608030082>
 - 73 Li, G., Zhang, C., Luo, J., Liu, S., Xie, G., & Lu, X. (2009). Film-forming characteristics of grease in point contact under swaying motions. *Tribology Letters*, 35(1), 57–65. <https://doi.org/10.1007/s11249-009-9433-7>.
 - 74 Lugt, P. M. (2009). A review on grease lubrication in rolling bearings. In *Tribology Transactions* (Vol. 52, Issue 4, pp. 470–480). <https://doi.org/10.1080/10402000802687940>
 - 75 Lugt, P. M., & Berens, F. (2022). The Grease Life Factor concept for ball bearings. *Tribology International*, 169. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107460>
 - 76 Lugt P.M. (2013) Grease Lubrication Mechanisms in Rolling Bearing Systems, Power Transmission Engineering , October 2013, 36-39, WWW.POWERTRANSMISSION.COM.BER
 - 77 Maruyama T, Maeda M, Nakano K 2019 Lubrication Condition Monitoring of Practical Ball Bearings by Electrical Impedance Method *Tribology Online* Vol.14 No.5 pp 327-338
 - 78 Mang, Theo., & Dresel, Wilfried. (2007). *LUBRICANTS AND LUBRICATION*. Wiley-VCH.
 - 79 Marchetti, M., Jones, W. R., Street, K. W., Pepper, S. V., & Jansen, M. J. (2001). *Preliminary Evaluation of Greases for Space Mechanisms Using a Vacuum Spiral Orbit Tribometer*. <http://www.sti.nasa.gov>
 - 80 McCarthy, M., Waits, C. M., Beyaz, M. I., & Ghodssi, R. (2009). A rotary microactuator supported on encapsulated microball bearings using an electro-pneumatic thrust balance. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 19(9). <https://doi.org/10.1088/0960-1317/19/9/094007>
 - 81 McCarthy, M., Waits, C. M., & Ghodssi, R. (2009a). Dynamic friction and wear in a planar-contact encapsulated microball bearing using an integrated microturbine. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 18(2), 263–273. <https://doi.org/10.1109/JMEMS.2009.2013407>
 - 82 Mota, V., & Ferreira, L. A. (2009). Influence of grease composition on rolling contact wear: Experimental study. *Tribology International*, 42(4), 569–574. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.04.002>
 - 83 Mubashshir, M., & Shaukat, A. (2019). The Role of Grease Composition and Rheology in Elastohydrodynamic Lubrication. *Tribology Letters*, 67(4). <https://doi.org/10.1007/s11249-019-1218-z>
 - 84 NSK Technical Report, Catalogue Nr.E728h, 2025, <https://www.nsk.com/content/dam/nsk/common/catalogs/ctrGpdf/bearings/e728.pdf>
 - 85 Okal, M., Kostal, D., Sperka, P., Krupka, I., & Hartl, M. (2022). Effect of Contact Conformity on Grease Lubrication. *Lubricants*, 10(11). <https://doi.org/10.3390/lubricants10110289>
 - 86 Osara, J. A., & Bryant, M. D. (2019). Thermodynamics of grease degradation. *Tribology International*, 137, 433–445. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.05.020>
 - 87 Olaru D. N., TRIBOLOGIE, Ed. a II-a, Editura Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași, 2023.
 - 88 Olaru, D.N., FUNDAMENTE DE LUBRIFICĂȚIE, Editura POLITEHNICUM, Iași, 2003;

- 89 Olaru, D.N., Stamate, C., Dumitrascu A., Prisăcaru Gh., New micro tribo,eter for rolling friction, *Wear*, Vol. 271, 5-6, (2011), 842-852.
- 90 Popinceanu, N. G., Gafițanu, M.D., Crețu, S.S., Diaconescu E.N., Hostiuc, L.T., A study of rolling bearing fatigue life with mineral oil lubrication, *Wear*, Vol. 22, 1, (1972), 21-37.
- 91 Popinceanu, N. G., Gafițanu, M.D., Năstase D., Diaconescu E.N., Crețu, S.S Rolling bearing fatigue life and EHL theory, *Wear*, 45, (1977), 17-22
- 92 Paszkowski, M. (2013). Some Aspects of Grease Flow in Lubrication Systems and Friction Nodes. In *Tribology - Fundamentals and Advancements*. InTech. <https://doi.org/10.5772/55929>
- 93 Paszkowski, M. (2015a). Effect of grease thickener and surface material on rheological properties of boundary layer. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 480, 462–467. <https://doi.org/10.1016/j.colsurfa.2014.09.001>
- 94 Paszkowski, M., & Olsztyńska-Janus, S. (2014). Grease thixotropy: Evaluation of grease microstructure change due to shear and relaxation. *Industrial Lubrication and Tribology*, 66(2), 223–237. <https://doi.org/10.1108/ILT-02-2012-0014>
- 95 Paszkowski, M., Olsztyńska-Janus, S., & Wilk, I. (2014). Studies of the kinetics of lithium grease microstructure regeneration by means of dynamic oscillatory rheological tests and FTIR-ATR spectroscopy. *Tribology Letters*, 56(1), 107–117. <https://doi.org/10.1007/s11249-014-0390-4>
- 96 Popescu, A., & Olaru, D. N. (2020). Influence of lubricant on the friction in an angular contact ball bearing under low load conditions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 724(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/724/1/012040>
- 97 Popescu, A., (2022), Cercetări privind cinematica și frecarea în contacte cu rostogolire și pivotare cu aplicații la ghidaje liniare și rulmenți cu bile, Teza de doctorat, T.U.Iași
- 98 Radulescu A.V., Radulescu I., (2005), Rheological models for lithium and calcium greases, *MECHANIKA*. 2006. Nr.3(59), ISSN 1392 – 1207
- 99 Rezasoltani A., Khonsari, M.M., (2016). An engineering model to estimate consistency reduction of lubricating grease subjected to mechanical degradation under shear, *Tribology International* 103 (2016) 465–474
- 100 Sathwik Chatra, K. R., Osara, J. A., & Lugt, P. M. (2023). Thermo-mechanical aging during churning in grease lubricated bearings and its impact on grease life. *Tribology International*, 181. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108248>
- 101 Seabra, J. H. O., Cousseau, T., Fernandes, C. M. C. G., Graça, B. M. M., Martins, R. C., & Campos, A. J. V. (n.d.). *Testing rolling bearings in a modified Four-Ball machine*.
- 102 Shetty, P., Meijer, R. J., & Lugt, P. M. (2021). An Evaporation Model for Base Oil from Grease-Lubricated Rolling Bearings including Breathing. *Tribology Transactions*, 64(5), 891–902. <https://doi.org/10.1080/10402004.2021.1943088>
- 103 Shetty, P., Meijer, R. J., Osara, J. A., & Lugt, P. M. (2022). Measuring Film Thickness in Starved Grease-Lubricated Ball Bearings: An Improved Electrical Capacitance Method. *Tribology Transactions*, 65(5), 869–879. <https://doi.org/10.1080/10402004.2022.2091067>
- 104 Shetty, P., Meijer, R. J., Osara, J. A., Pasaribu, R., & Lugt, P. M. (2024). Film thickness in grease-lubricated deep groove ball bearings—a master curve. *Tribology Transactions*, 1–15. <https://doi.org/10.1080/10402004.2024.2398239>
- 105 Son, J., Kim, S., Ho Choi, B., & Lee, S. (2021). *Tribology and Lubricants Life Evaluation of Grease for Ball Bearings According to Temperature, Speed, and Load Changes*. 37(1), 7–13. <https://doi.org/10.9725/kts.2021.37.1.7>
- 106 Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, “Bearinx-online EasyFriction: Detailed Friction Calculations for Rolling Bearing,” 2011.
- 107 Schaeffler Rolling Bearings Catalogue; Schaeffler Technologies, & KO: Belrose, Australia,

2018.

- 108 SKF, 2025, The SKF model for calculating the frictional moment, https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968065e9e7/pdf_preview_medium/0901d1968065e9e7_pdf_preview_medium.pdf (2025)
- 109 Tandon, N., Ramakrishna, K. M., & Yadava, G. S. (2007). Condition monitoring of electric motor ball bearings for the detection of grease contaminants. *Tribology International*, 40(1), 29–36. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.01.024>
- 110 Tong, V. C., & Hong, S. W. (2018). Improved formulation for running torque in angular contact ball bearings. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 19(1), 47–56. <https://doi.org/10.1007/s12541-018-0006-2>
- 111 TIMKEN PRODUCTS CATALOG, 2006, https://www.rollingsystem.ro/public/data_files/furnizori-documente/20/20250224103128_1_rs25z6aoh4mlhr2RpajKk5ySuYy2ua2PnaiLk52Wz4udqJOK.pdf (2025)
- 112 Vafaei, S.; Fischer, D., Jopen, M., Jacobs, G.; König, F., Weberskirch, R., Investigation of Tribological Behavior of Lubricating Greases Composed of Different Bio-Based Polymer Thickeners. *Lubricants* **2021**, 9, 80. <https://doi.org/10.3390/lubricants9080080>,
- 113 Vengudusamy, B., Enekes, C., & Spallek, R. (2019). On the film forming and friction behaviour of greases in rolling/sliding contacts. *Tribology International*, 129, 323–337. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.08.026>
- 114 Waits, C. M., Geil, B., & Ghodssi, R. (2007). Encapsulated ball bearings for rotary micro machines. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 17(9). <https://doi.org/10.1088/0960-1317/17/9/S03>
- 115 Waits, C. M., McCarthy, M. and Ghodssi, R., *A Microfabricated Spiral-Groove Turbopump Supported on Microball Bearings*, *Journal of Micro - Electromechanical Systems*, Vol. 19, No 1, February 2010.
- 116 Wang, J., Meng, X., Wang, S., & Zou, Q. (2017). Grease film variation in reciprocating sliding motion. *Tribology International*, 114, 373–388. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.04.049>
- 117 Wang, L., Wang, B., Wang, X., & Liu, W. (2007). Tribological investigation of CaF₂ nanocrystals as grease additives. *Tribology International*, 40(7), 1179–1185. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.12.003>
- 118 Yang, J., Wang, D., Wei, P., & Pu, W. (2021a). A mixed EHL model of grease lubrication considering surface roughness and the study of friction behavior. *Tribology International*, 154. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106710>
- 119 Yang, J., Wang, D., Wei, P., & Pu, W. (2021b). A mixed EHL model of grease lubrication considering surface roughness and the study of friction behavior. *Tribology International*, 154. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106710>
- 120 Yang, J., Zhao, H., & Ta, W. (2024). Electrical measurement method of static friction force on rough surface. *AIP Advances*, 14(5). <https://doi.org/10.1063/5.0206426>
- 121 Zapletal, T., Sperka, P., Krupka, I., & Hartl, M. (2020). On the relation between friction increase and Grease thickener entraining on a border of mixed EHL lubrication. *Lubricants*, 8(2). <https://doi.org/10.3390/lubricants8020012>
- 122 Zhang, Q., Mugele, F., van den Ende, D., & Lugt, P. M. (2021). A Model Configuration For Studying Stationary Grease Bleed In Rolling Bearings. *Tribology Transactions*, 64(6), 1127–1137. <https://doi.org/10.1080/10402004.2021.1904071>
- 123 Zhao, Y., Zi, Y., Chen, Z., Zhang, M., Zhu, Y., & Yin, J. (2023a). Power loss investigation of ball bearings considering rolling-sliding contacts. *International Journal of Mechanical Sciences*, 250. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108318>
- 124 Zhao, Y., Zi, Y., Chen, Z., Zhang, M., Zhu, Y., & Yin, J. (2023b). Power loss investigation of ball bearings considering rolling-sliding contacts. *International Journal of Mechanical Sciences*,

250. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108318>
- 125 Zhou, Y., Bosman, R., & Lugt, P. M. (2019). A Master Curve for the Shear Degradation of Lubricating Greases with a Fibrous Structure. *Tribology Transactions*, 62(1), 78–87. <https://doi.org/10.1080/10402004.2018.1496304>
- 126 Zhu, M. H., Cai, Z. B., Lin, X. Z., Zheng, J. F., Luo, J., & Zhou, Z. R. (2009). Fretting wear behaviors of micro-arc oxidation coating sealed by grease. *Wear*, 267(1–4), 299–307. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.12.080>
- 127 <https://evolution.skf.com/the-skf-formula-for-rolling-bearing-life/> (2025)

LISTĂ LUCRĂRILOR PUBLICATE SAU ACCEPTATE PENTRU PUBLICARE

A. LUCRĂRI PUBLICATE ÎN REVISTE COTATE WOS:

Denis Cojocaru, Gelu Ianuș, Vlad Cârlescu, Bogdan Chiriac, Dumitru Olaru, **Friction Torque în Miniature Ball Bearings**, *Lubricants* 2025, 13(1), 12;

<https://doi.org/10.3390/lubricants13010012>

<https://www.mdpi.com/2075-4442/13/1/12>

B. LUCRĂRI PUBLICATE ÎN REVISTE ȘI VOLUME INDEXATE BDI

G Ianuș, **D Cojocaru**, M C Opreșan, V Paleu and D N Olaru, **Power loss în grease lubricated ball bearings**, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 724, International Conference on Tribology (ROTRIB'19) 19–21 September 2019, Cluj-Napoca, Romania, 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 724 012009.

DOI 10.1088/1757-899X/724/1/012009

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/724/1/012009/meta>

G Ianuș, **D Cojocaru**, V Cârlescu, A Tufescu and D N Olaru, Grease lubrication of miniature ball bearings, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1235, The 25th Edition of IManEE 2021 International Conference (IMANEE 2021) 21/10/2021 - 22/10/2021 Online, 2022 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1235 012052,

DOI 10.1088/1757-899X/1235/1/012052

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1235/1/012052/meta>

G Ianuș, **D Cojocaru**, M C Opreșan, V Cârlescu and D N Olaru, Friction models for grease lubricated ball-race contacts. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 997, The 9th International Conference on Advanced Concepts în Mechanical Engineering - ACME 2020 4-5 June 2020, Iași, Romania, 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 997 012012.

DOI 10.1088/1757-899X/997/1/012012

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/997/1/012012/meta>

D Cojocaru, G Ianuș and V Cârlescu, Film thickness în miniature ball bearing grease lubricated. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1262, The 10th International Conference on Advanced Concepts în Mechanical Engineering (ACME 2022) 09/06/2022 - 10/06/2022 Online ; 2022 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1262 012005

DOI 10.1088/1757-899X/1262/1/012005.

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1262/1/012005/meta>

R Drosescu, D Cojocaru and S Zamfir, Experimental methods to investigate the performance of the braking system using GPS and IMU equipment,

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1262, The 10th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering (ACME 2022) 09/06/2022 - 10/06/2022 Online**Citation** R Drosescu *et al* 2022 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **1262** 012064

DOI 10.1088/1757-899X/1262/1/012064

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1262/1/012064>

C. LUCRARE TRIMISĂ SPRE PUBLICARE

Denis Cojocaru, Gelu Ianuş, Vlad Cârlescu, Bogdan Chiriac and Dumitru Olaru, **Film thickness in miniature ball bearings grease lubricated**, *Lubricants*



Denis Cojocaru

Permis de muncă: română | **Locul nașterii:** Roman, România | **Cetățenie:** română |

Gen: Masculin | **Număr de telefon:** (+40) 747074331 (Număr de telefon mobil) | **E-mail:**

darckreign1984@gmail.com | **Adresă:** Str Padurii, 617179, Corhana, România (Acasă)

● EXPERIENȚA PROFESIONALĂ

UNIVERSITATEA TEHNICA "GHEORGHE ASACHI" IASI – IASI, ROMÂNIA
ASISTENT UNIVERSITAR – 01/10/2024 – ÎN CURS

UNIVERSITATEA TEHNICA "GHEORGHE ASACHI" IASI – IASI, ROMÂNIA
INGINER SISTEM – 09/11/2016 – 30/09/2024

UNIVERSITATEA TEHNICA "GHEORGHE ASACHI" IASI – IASI, ROMÂNIA
EXPERT IMAGINE SI PROMOVARE – 17/05/2021 – 31/07/2021

Școala de vară pentru elevi, "Vreau să fiu student"

UNIVERSITATEA TEHNICA "GHEORGHE ASACHI" IASI – IASI, ROMÂNIA
EXPERT IMAGINE SI PROMOVARE – 18/05/2022 – 31/07/2022

Școala de vară pentru elevi, "Vreau să fiu student"

UNIVERSITATEA TEHNICA "GHEORGHE ASACHI" IASI – IASI, ROMÂNIA
EXPERT IMAGINE SI PROMOVARE – 15/05/2023 – 30/09/2023

Școala de vară pentru elevi, "Vreau să fiu student"

UNIVERSITATEA TEHNICA "GHEORGHE ASACHI" IASI – IASI, ROMÂNIA
EXPERT IMAGINE SI PROMOVARE – 13/05/2024 – 31/07/2024

Școala de vară pentru elevi, "Vreau să fiu student"

– IASI, ROMÂNIA
FREELANCING – 01/04/2011 – 08/11/2016

- întreținere electronice
- reparații electronice

● EDUCAȚIE ȘI FORMARE PROFESIONALĂ

10/2022 – 06/2024 Iasi, România
INGINER MECANIC - INGINERIA AUTOVEHICULELOR, PROGRAMUL DE STUDII CONSTRUCȚII DE AUTOVEHICULE Universitatea Tehnica Gheorghe Asachi Iasi

Site de internet <http://www.mec.tuiasi.ro/>

01/10/2023 – 01/10/2024 Iasi, România
STUDII DE FORMARE PSIHOPEDAGOGICĂ (CURS POSTUNIVERSITAR) - NIVEL 1 Universitatea Tehnica Gheorghe Asachi Iasi - DPPD

Site de internet <http://www.tuiasi.ro/>

01/10/2018 – ÎN CURS Iași, România

STUDII DOCTORALE ÎN DOMENIUL INGINERIE MECANICĂ Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi Iași - DPPD

Site de internet <http://www.tuiasi.ro/>

09/1999 – 06/2023 Roman, România

DIPLOMA DE BACALAUREAT Grupul Scolar „Danubiana” Roman

10/2007 – 06/2011 Iași, România

INGINER MECANIC - SPECIALIZAREA MECATRONICĂ Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi Iași

Site de internet <http://www.tuiasi.ro/>

10/2011 – 06/2013 Iași, România

MASTER SPECIALIZARE MECATRONICĂ Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi Iași

Site de internet <http://www.tuiasi.ro/>

● **PERMIS DE CONDUCERE**

Permis de conducere: B

● **COMPETENȚE LINGVISTICE**

Limbă(i) maternă(e): **ROMÂNĂ**

Altă limbă (Alte limbi):

	COMPREHENSIUNE		VORBIT		SCRIS
	Comprehenșiune orală	Citit	Exprimare scrisă	Conversație	
ENGLEZĂ	B1	B1	B1	B1	B1
SPANIOLĂ	A2	A2	A2	A2	A2

Niveluri: A1 și A2 Utilizator de bază B1 și B2 Utilizator independent C1 și C2 Utilizator experimentat

● **DISTINCȚII ONORIFICE ȘI PREMII**

13/05/2010

Premiul III – UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" IASI, Facultatea de Mecanică

Sesiunea cercurilor științifice studențești, secțiunea Mecatronică și vibrații mecanice

22/05/2013

Premiul II – UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" IASI, Facultatea de Mecanică

Sesiunea cercurilor științifice studențești, secțiunea Mecatronică și vibrații mecanice

20/05/2009

Mențiune – UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" IASI, Facultatea de Mecanică

Sesiunea cercurilor științifice studențești, secțiunea Mecatronică și vibrații mecanice

05/2008

Diplomă de participare – UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" IASI, Facultatea de Mecanică

Sesiunea cercurilor științifice studențești, secțiunea Tehnologia Metalelor

25/10/2023

Diplomă Aniversară – UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" IASI, Facultatea de Mecanică

Cu ocazia împlinirii a 75 ani de învățământ ingineresc în domeniul mecanic la Iași

● **VOLUNTARIAT**

10/2022 – ÎN CURS Speed Park Circuit Bacau, UNIVERSITATEA TEHNICA "GHEORGHE ASACHI" IASI, Facultatea de Mecanică
IT Operations Coordinator – Formula Student Romania

Coordonator responsabil cu planificarea, implementarea și supravegherea infrastructurii IT pentru buna desfășurare a unui eveniment complex cu participare internațională:

- Planificare și administrare a infrastructurii de rețea (Wi-Fi, LAN) pentru echipele participante, personalul organizatoric și zona media.
- Suport tehnic pentru sisteme de cronometrare și monitorizare live a curselor, integrând soluții hardware/software personalizate.
- Coordonarea echipelor de voluntari IT și colaborarea cu parteneri tehnici pentru asigurarea continuității operaționale.
- Implementarea și mentenanța sistemelor digitale pentru afișarea informațiilor în timp real și managementul programului competiției.
- Asigurarea securității cibernetice a datelor evenimentului și prevenirea accesului neautorizat.
- Sprijin pentru dezvoltarea aplicației oficiale și a website-ului dedicat evenimentului, inclusiv gestionarea fluxurilor de date și comunicare.