

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN
TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
Catedra de Organe de Mașini și
Mecanisme**

*Ona 17
2000*

ing. Veronica Argeșanu

**ASIGURAREA FUNCȚIONAL-
CONSTRUCTIVĂ A DURABILITĂȚII
OPTIME PENTRU ETANȘĂRILE
FRONTALE CU CONTACT DIRECT**

Teza de doctorat

**Conducător științific
Prof. dr. ing. Nicolae S. Gheorghiu**

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

1 9 9 8

Milora

Cuprins

1. Considerații generale	pag. 5
2. Stadiul actual constructiv - funcțional și calculul etanșărilor frontale	pag. 13
2.1. Definierea constructiv funcțională a etanșărilor frontale - logica etanșărilor frontale	pag. 13
2.1.1. Variante caracteristice de etanșări cu contact	pag. 13
2.1.2. Construcția și funcționarea etanșărilor frontale	pag. 14
2.1.3. Factorii cuantificatori și performanțele etanșărilor frontale	pag. 16
2.1.4. Variante caracteristice de etanșări frontale. Clasificare.	pag. 19
2.2. Cupla inelară de frecare, factor vital al performanțelor etanșărilor frontale	pag. 28
2.3. Interacțiunea mecanică a elementelor componente ale unei etanșări frontale	pag. 34
2.3.1. Calculul de dimensionare al unei etanșări frontale	pag. 34
2.3.2. Influența deformațiilor geometrice ale interfeței asupra pierderilor prin scurgeri	pag. 37
2.4. Materiale utilizate în construcția cuplei inelare de frecare	pag. 45
2.5. Pierderi de fluid, uzura și frecarea la etanșările frontale	pag. 48
2.6. Corelația dintre soluția de etanșare și condițiile de funcționare / lucru	pag. 55
2.7. Stadiul cercetărilor asupra funcționării etanșărilor frontale (aspecte critica și evidențierea domeniilor de interes în cercetare)	pag. 62
3. Studiul teoretic al performanțelor etanșărilor frontale	pag. 64
3.1. Procese tribologice la etanșările frontale. Regimul	pag. 65

de frecare	
3.2. Dependența curgere - frecare la o etanșare frontală (EF)	pag. 72
3.2.1. Curgerea hidrostatică a fluidului prin interfața cuplei inelare a etanșărilor frontale	pag. 72
3.2.2. Modelarea contactului de suprafață cu frecare a cuplei inelare a etanșărilor frontale prin FEM	pag. 75
3.2.3. Elastohidrodinamica (EHD) lubrificației unei etanșări frontale	pag. 86
3.3. Termohidrodinamica etanșărilor frontale în regim staționar neizoterm analizată prin FEM	pag. 91
3.4. Determinarea forțelor de frecare, a puterii pierdute prin frecare și a căldurii rezultate în cupla inelară de frecare a etanșării frontale	pag. 103
3.5. Factorii care influențează parametrii funcționali ai etanșărilor frontale	pag. 107
3.5.1. Mediul etanșat	pag. 107
3.5.2. Geometria interstițiului	pag. 109
3.5.3. Frecarea în cupla inelară a etanșării frontale	pag. 113
4. Simularea pe calculator prin FEM a funcționării etanșărilor frontale	pag. 116
4.1. Etanșarea frontală - problemă axial simetrică de modelare	pag. 117
4.1.1. Element finit de tip axial simetric	pag. 117
4.1.2. Modelul etanșării frontale realizat prin elemente finite axial simetrice	pag. 121
4.2. Rezultatele simulării	pag. 126
4.3. Evaluarea debitului de scurgeri prin neetanșeități	pag. 126
5. Cercetări experimentale	pag. 151
5.1. Obiective și metode specifice cercetării experimentale a etanșărilor frontale	pag. 151
5.2. Proiectarea și planificarea cercetărilor experimentale	pag. 153
5.2.1. Stand și echipamente de încercări	pag. 153
5.2.2. Stabilirea regimurilor și secvențelor de măsurare	pag. 163
5.3. Achiziția datelor experimentale	pag. 163
5.4. Prelucrarea statistică a datelor experimentale	pag. 174
6. Concluzii finale. Contribuții personale.	pag. 183

Bibliografia	pag.188
Anexa 1	pag.201
Anexa 2	pag.203
Anexa 3	pag.204
Anexa 4	pag.205
Anexa 5	pag.211
Anexa 6	pag.223
Anexa7	pag.225

1 Considerații generale

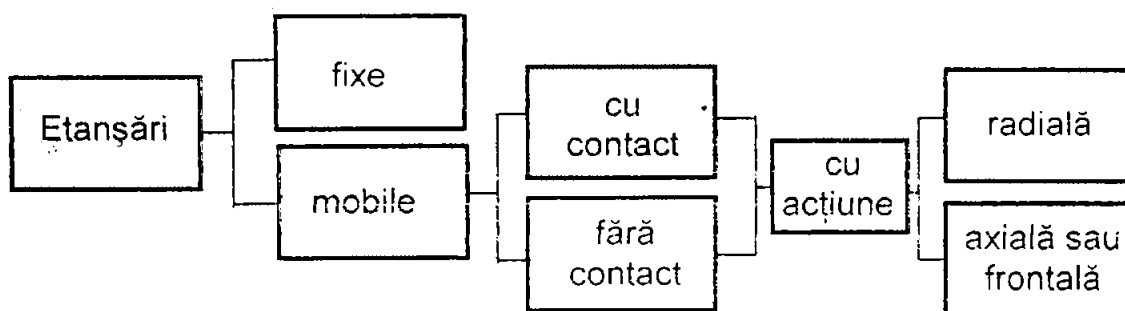
Concomitent cu evoluția și perfecționarea construcției de mașini au apărut și s-au impus cu necesitate problemele etanșărilor, care constă din închiderea unei incinte astfel încât transferul / schimbul de substanță în ambele sensuri cu mediul ambiant să fie diminuat până la reducerea totală / anulare.

Funcția de etanșare prezintă importanță deosebită întrucât :

- ◆ de ea pe de o parte este legată buna funcționare a mașinii (se evită pierderea de lubrifianți sau pătrunderea impurităților);
- ◆ economii importante de lubrifianți;
- ◆ protejarea mediului ambiant având în vedere două aspecte:
 - ◆ aspectul strict ecologic;
 - ◆ murdărirea altor obiecte înconjurătoare;
- ◆ în atmosfera intens sau exclusiv oxigenată scăpările de lubrifianți sunt generatoare de explozii.

Realizarea economică a diferitelor procese tehnologice a fost, este și va rămâne intim legată de rezolvarea problemelor de etanșare.

O sumară clasificare a etanșărilor prezentată mai jos



subliniază delimitarea domeniului acestei lucrări.

La ansamblurile de piese în mișcare relativă cum sunt arborii în mișcare de rotație sau tije în mișcare de translație și elicoidală, la care este necesară separarea etanșă a unor spații conținând medii de naturi

sau presiuni diferite, etanșeitarea se obține în majoritatea cazurilor prin închiderea, respectiv reducerea la minimum a interstițiului dintre suprafețele pieselor aflate în mișcare, respectiv în repaus relativ.

Etanșările frontale au ca element caracteristic suprafața de etanșare inelară situată într-un plan normal pe axa arborelui.

Optimizarea funcțional constructivă a unei etanșări frontale are în vedere satisfacerea a două condiții antagoniste :

- ◆ scurgeri minime sau inexistente prin minimizarea interstițiului cuplei de frecare inelare a inelelor etanșării primare.
- ◆ pierderi prin frecare respectiv uzuri reduse care implică realizarea unor condiții tribologice corespunzătoare în interfață.

Realizarea acestor deziderate implică :

- ◆ crearea unei distribuții adecvate ale presiunii de contact din interfață în scopul separării la minim a suprafețelor cu mișcare relativă;
- ◆ alegerea corespunzătoare a perechii de materiale ale cuplei inelare de frecare pentru favorizarea condițiilor tribologice ținând cont și de interacțiunea dintre acestea și fluidul de lucru.

Pentru o funcționare optimă a unei instalații care are în componentă etanșări frontale, este de mare importanță alegerea celor mai potrivite soluții constructive precum și respectarea întocmai a condițiilor impuse în construcția și exploatarea utilajului.

O parte din cercetările actuale asupra etanșărilor frontale se referă la efectele rugozității suprafețelor și ale proprietăților cuplei de materiale ce alcătuiesc etanșarea primară, a ariei reale de contact, precum și la frecarea limită cu efect asupra ariei reale de contact.

Aceste metode nu au fost aplicate etanșărilor frontale utilizate în diverse domenii, și de aceea este necesară continuarea cercetărilor atât teoretice cât și experimentale.

Un control activ al etanșării frontale, va depăși limitarea durabilității, permițând realizarea unei etanșări deosebit de fiabile și estimarea apriori a uzării în timp, având în vedere costul ridicat al etanșării frontale, care egalează uneori pe cel al utilajului etanșat.

Mărirea duratei de viață a etanșărilor mecanice frontale oferă avantaje economice mari în domeniile de vârf ale : energiei nucleare și clasice, industriei chimice, petrochimice, **farmaceutice, alimentare, casnice, în transporturi.**

La începutul secolului XX etanșările frontale și-au făcut mai întâi apariția în unele construcții mecanice, unde au ameliorat funcțional și constructiv problemele dificile ale etanșării cu garnituri plane și presetupe. În anii 20 ai secolului, etanșările mecanice au început să fie

folosite în instalațiile frigorifice. Industria de automobile a cunoscut și ea avantajele utilizării etanșărilor frontale la pompele de apă de răcire ale motoarelor cu combustie. Astăzi, aceste pompe de apă sunt exclusiv echipate cu aceste etanșări frontale.

În industria motoarelor termice, etanșările frontale realizează etanșarea pompelor de circulare a apei de răcire la automobile, fig. 1.1, la locomotivele Diesel și la motoarele navale pentru etanșarea carterului, fig.1.2, la etanșarea cutiilor de viteză automate, la convertoarele de cuplu, la etanșarea rulmenților la tractoarele cu șenile și vehiculele "tout terrain".

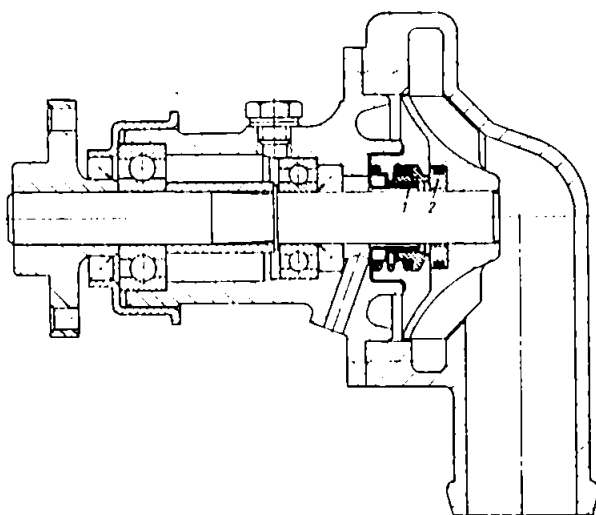


Fig.1.1. Etanșare mecanică axială la o pompă de apă.

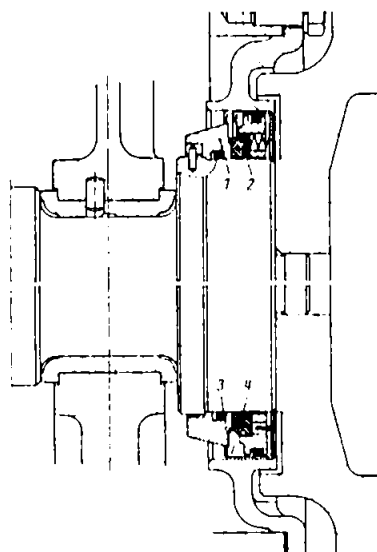


Fig. 1.2. Etanșare mecanică axială a carterului.

În industria aeronautică și spațială etanșările frontale sunt utilizate pentru realizarea etanșeității arborilor de la turbinele cu gaz, a turbocompresoarelor, a aparatelor hidraulice, a pompelor cu carburant și gaz lichefiat.

În rafinării și combinate petrochimice domeniile de utilizare ale etanșărilor frontale sunt diverse, de la realizarea etanșezării arborilor de la agitatoare, evaporatoare și amestecătoare de produse de încălzire, vapori, la centrifuge, ventilatoare și pompe pentru diverse produse chimice.

În industria aparatelor de uz casnic, etanșările mecanice frontale sunt utilizate la mașini de spălat, uscătoare și centrifuge, mașini de spălat vase, chiar și la pompele de combustibil și acceleratoarele de căldură, la instalații de purificare a apei potabile, de desalinizare a apei de mare, fabricarea berii, etc. (Fig. 1.3., 1.4., 1.5., 1.6., 1.7.,).

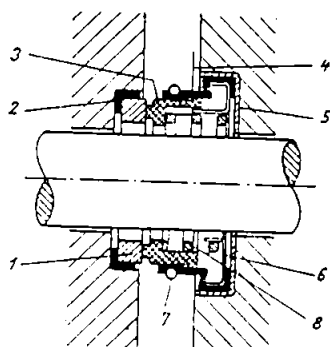


Fig. 1.3.

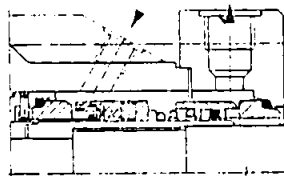


Fig.1.4.

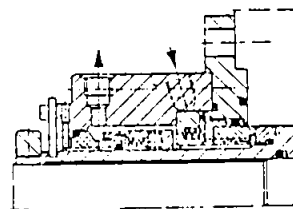


Fig. 1.5.

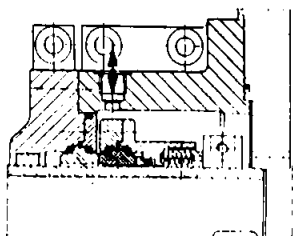


Fig. 1.6.

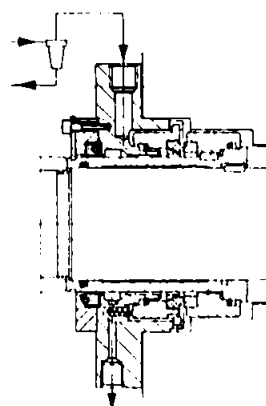


Fig. 1.7.

În industria farmaceutică, biochimică și tehnică genetică, etanșările frontale trebuie să îndeplinească anumite proprietăți suplimentare cerute de cerințe specifice de puritate, măsuri de legislație și, uneori aspecte politice. În industria farmaceutică se utilizează la pompe, filtre, uscătoare,

amestecătoare și agitatoare, pentru producerea antibioticelor, prafurilor, sucurilor, etc.

În aceste cazuri materialele inelelor de alunecare trebuie să fie rezistente la uzură, mai ales la funcționare în regim uscat. În biochimie se utilizează la instalațiile de fermentație prin metoda submersibilă, la bioreactori, la care, din descompunerea biologică aerobă și anaerobă, cu ajutorul microorganismelor (drojdii, bacterii, ciuperci, alge sau enzime) rezultă diverși produși chimici.

Domeniile subliniate mai sus vor constitui obiectul de studiu experimental și teoretic al tezei de doctorat.

Condițiile cerute etanșărilor frontale pentru realizarea durabilității optime / economice sunt prezentate în figura 1.8.

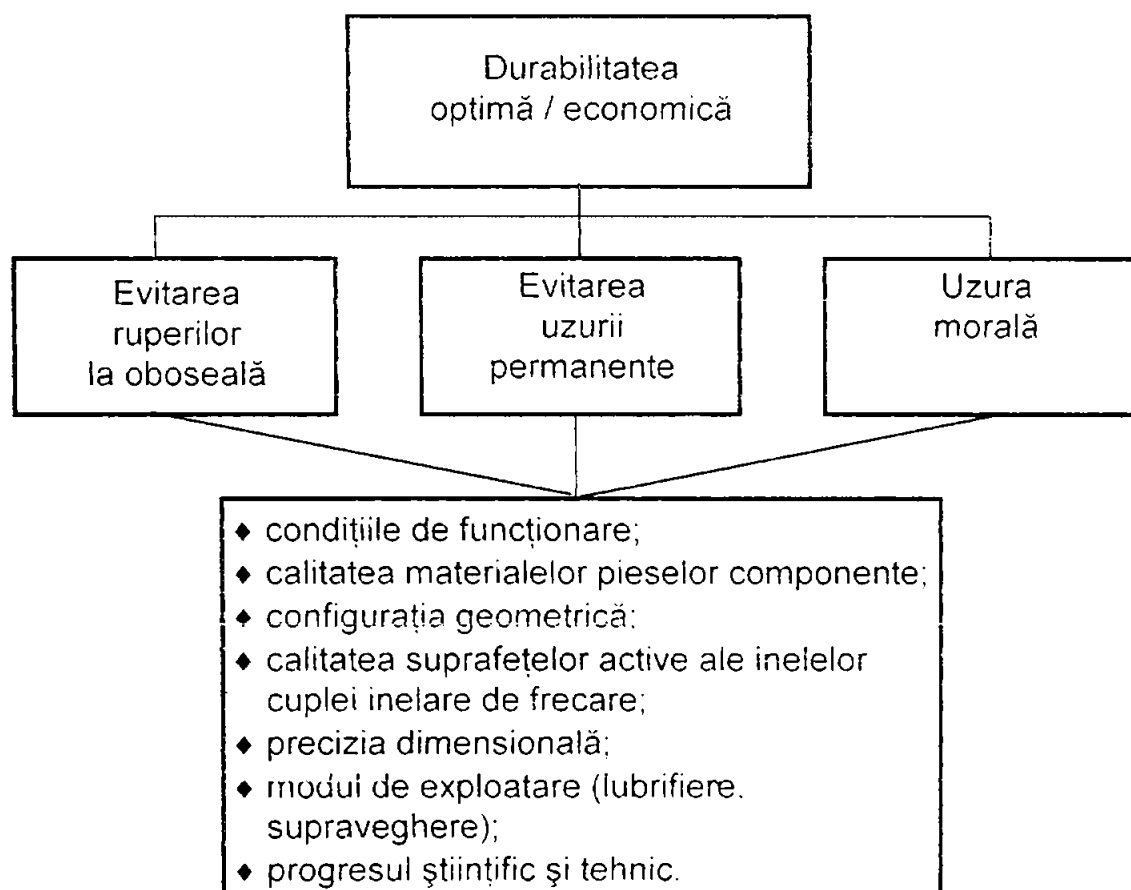


Figura 1.8.

Este de remarcat faptul că dacă în privința configurației geometrice la ora actuală etanșările frontale sunt tipizate, celelalte condiționări necesită în continuare un studiu de optimizare.

Pentru a cunoaște influența diverșilor parametri de etanșare asupra comportamentului unei etanșări frontale se utilizează instalații experimentale special construite.

În cazul în care se montează o etanșare mecanică frontală pe o pompă, un agitator, un compresor, etc. pentru care este prevăzută și se urmărește în timpul funcționării, evaluarea nu poate fi făcută decât pentru câțiva factori cum ar fi pierderile și în cazul funcționării într-un timp mai îndelungat se apreciază uzura.

Pentru a determina factorii care influențează comportarea unei etanșări frontale încărcarea, montajul, tipul constructiv, cuplul de materiale, viteza de alunecare, presiunea de etanșare, temperatura de lucru, debitul de pierderi, uzura, pierderile prin frecare, repartizarea temperaturii pe elementele componente, etc., programele experimentale trebuie să urmărească (fig.1.9).

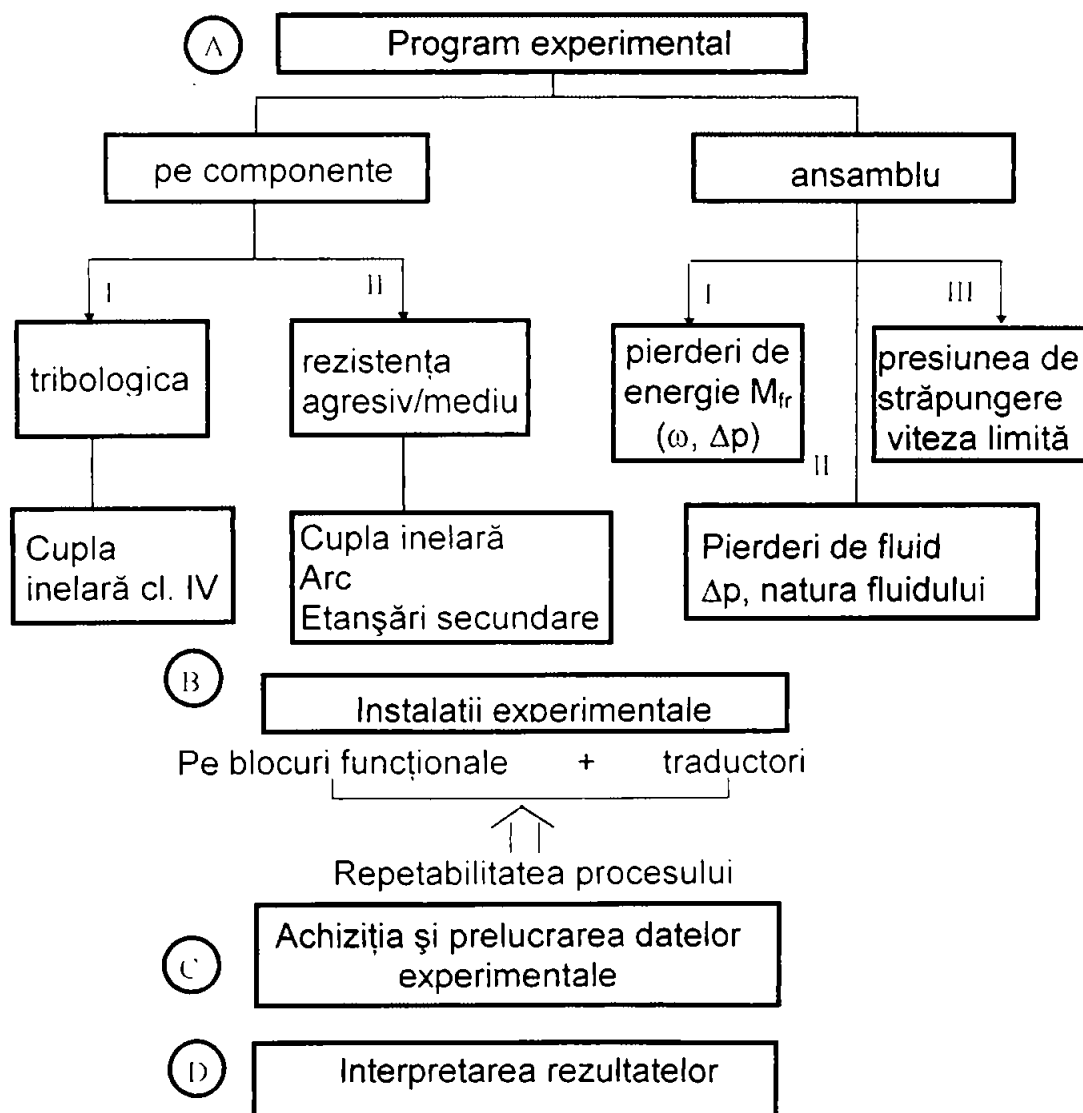


Fig. 1.9.

Parametrii care se măsoară în cadrul cercetărilor experimentale sunt:

a). pentru materialelele inelelor etanșării primare (cupla inelară)

- ◆ caracteristicile mecanice, rezistența la rupere, compresiunea, modulul de elasticitate și variația lor în timp;
- ◆ rezistența chimică și termică la anumite produse;
- ◆ compoziția chimică și structura;
- ◆ duritatea suprafețelor active;
- ◆ rugozitatea suprafețelor active;
- ◆ abaterea de formă, în special planeitatea suprafețelor active;
- ◆ rezistența la uzură.

b). pentru fluidul de etanșat

- ◆ vâscozitatea și variația ei cu temperatura;
- ◆ densitatea și variația ei cu temperatura;
- ◆ agresivitatea chimică;
- ◆ conținutul de impurități;
- ◆ punctul de fierbere în raport de presiune;
- ◆ proprietățile de ungere;
- ◆ proprietățile calorice;
- ◆ tensiunea superficială și momentul dipolar.

c). pentru sistemul de etanșare în ansamblu

- ◆ presiunea fluidului din instalația experimentală;
- ◆ temperatura fluidului tehnologic de etanșare;
- ◆ distribuția de temperaturi în cupla inelară;
- ◆ debitul de scurgeri prin etanșări;
- ◆ durabilitatea inelelor;
- ◆ viteza relativă de alunecare / turația;
- ◆ comportarea în funcționare a celorlalte repere componente ale etanșării;
- ◆ presiunea fluidului în fantă;
- ◆ temperatura din filmul de lubrifianț din fantă;
- ◆ grosimea peliculei de fluid din fantă;
- ◆ puterea pierdută prin frecare;
- ◆ nivelul de vibrații;
- ◆ abaterile de poziție ale arborelui.

Obiectivele tezei.

Ultimii ani au adus în actualitate o tendință generală în proiectarea, construcția și funcționarea organelor de mașini și anume transformarea acestora din elemente pasive cu reacție necontrolată la modificarea parametrilor funcționali în elemente active cu ajutorul electronicii, capabile să se adapteze continuu / optim condițiilor de lucru.

Aceste organe de mașini "inteligente" din a căror categorie fac parte și etanșările frontale necesită cunoașterea în primul rând a fenomenelor intime și anume a stării de tensiune și deformație precum și regimul termic din interfața etanșării primare.

În acest context se remarcă următoarele obiective și direcții de cercetare :

- ◆ elaborarea unor modele pe principii matematice moderne pentru a putea fi incluse într-un algoritm de proiectare sau de control;
- ◆ includerea fenomenelor termice în analiza funcționării etanșărilor frontale,
- ◆ investigarea etanșărilor frontale privind limitele de funcționare prin construirea de instalații și dezvoltarea unui program experimental care să conducă la concluzii privind repetabilitatea procesului.

O abordare generală a problematicii expuse este imposibilă datorită diversității soluțiilor constructive cât și complexității fenomenelor răspunzătoare de funcționarea etanșărilor frontale.

Prezenta lucrare se rezumă la studiul etanșărilor frontale folosite la vehicularea unor medii lichide : apă + detergent; apă + antigel; presiuni în domeniul (0.....10)bar, temperaturi în domeniul (0.....100^o)C, turații de (0....3000) rot/min.

În acest scop au fost utilizate atât în studiul analitic cât și experimental etanșări frontale ale firmei ROSEAL S.A. Odorheiul Secuiesc și anume :

- ◆ etanșare frontală neechilibrată, scurtă cu burduf din cauciuc EFS 103 - S. (Anexa 1)
- ◆ etanșare mecanică frontală cu burduf din cauciuc
 - ◆ tip EF 15 × 25,7 × 12,8 utilizată la pompele de lichid de răcire DACIA 1300.(Anexa 2)
 - ◆ tip EF 19 × 45,4 × 13,3 utilizată la pompele de lichid de răcire pentru motor MAN - SAVIEM internă. (Anexa 2)

S-a avut în vedere de asemenea o gamă variată de perechi de materiale utilizate în construcția inelelor etanșării primare.

2 Stadiul actual

constructiv - funcțional și calculul etanșărilor frontale

2.1. Definirea constructiv funcțională a etanșărilor frontale

2.1.1. Variante caracteristice de etanșări cu contact

După modul în care se obține închiderea interstițiului prin contactul forțat între piesele active, etanșările mobile cu contact se împart în :

I. - etanșări la care această funcțiune se obține prin acțiunea directă a unor forțe exterioare

II.- prin acțiunea unor forțe rezultate din presiunea fluidului etanșat sau din forma garniturii (elasticitatea acesteia)

III. cu ajutorul unor combinații între aceste forțe

La etanșările din prima categorie închiderea interstițiului între piese se realizează prin :

a) deformarea elastică sau elastoplastică a unei garnituri

b) presarea și contactul unor piese de etanșare masive

Din categoria a) fac parte etanșările cu garnituri din materiale moi și garniturile mixte din metal și materiale moi.

În categoria garniturilor cu formă stabilă intră etanșările cu garnituri din materiale rigide. Ambele se utilizează la etanșări de piese cilindrice cu suprafețe netede și având mișcări de rotație, translație sau elicoidale.

Constructiv aceste etanșări se realizează sub forma ansamblului denumit "etanșare cu presetupă", "cutie de etanșare" sau "etanșare cu presgarnitură".

Etanșările din categoria II includ o mare varietate de tipuri care pot fi clasificate în următoarele grupe :

- garnituri tip manșetă
- inele "O"
- garnituri profilate

- etanșări cu inel alunecător
- segmenti

Din cea de-a III-a categorie de etanșări fac parte și etanșările frontale, utilizate la arbori în mișcare de rotație. Acestea au ca element caracteristic suprafața de etanșare inelară situată într-un plan normal pe axa arborelui.

Domeniul de utilizare al acestor etanșări se întinde de la vidul foarte înalt (-10^{-5} mmHg) până la presiuni ridicate (200 daN/cm^2).

Arborii pot avea turații cuprinse de la câteva rotații pe oră până la peste 10.000 rot/min , (în cazuri excepționale se ating viteze tangențiale de ordinul a 100 m/s). Domeniul de temperaturi acoperit este cuprins între 200°C și 1000°C . Mediile etanșate sunt din cele mai diverse de la cele alimentare până la reziduuri, toxice / agresive sau radioactive . Avantajele acestui tip de etanșare constau în pierderi prin neetanșeități foarte mici, absența în mod practic a supravegherii și întreținerii, cheltuieli de exploatare foarte reduse, evitarea uzurii arborelui și pierderii mici de putere prin frecare.[B10, C16, E3, G5, G6, G7, K7].

2.1.2. Construcția și funcționarea etanșărilor frontale

Din punct de vedere constructiv și functional, etanșările frontale realizează închiderea unei incinte prin intermediul unei cuple tribologice de clasa a IV-a (cuplă cu suprafețe plane).[A4, A5, C3, I2, R1].

Inelul (1) (vezi fig. 2.1.) este immobilizat în raport cu carcasa și constituie elementul de fricțiune.

Inelul (2) aflat în contact frontal forțat cu primul are rolul de element de presiune și se rotește împreună cu arborele. Se observă deci că din considerente de vecinătate constructivă, funcțiunea de etanșare în acest caz este distribuită pe două niveluri.

Primul nivel este etanșarea primară asigurată prin contactul forțat și direct între cele două inele cu mișcare relativă.

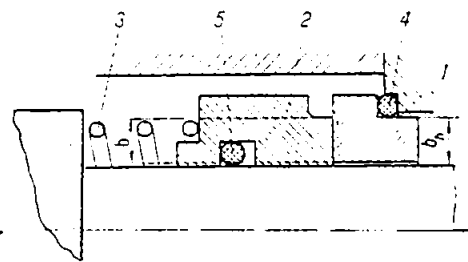


Fig. 2.1.

Al doilea nivel este etanșarea secundară, reprezentat prin garniturile de etanșare a celor două inele față de arbore (5) respectiv față de carcasa (4) și interzice scăpările pe zonele de contact imobil cu piesele conjugate (capacul lagărului și arborele).

Se observă că în acest mod soluția poate realiza performanțe foarte ridicate influențând convenabil asupra fiecărei zone în parte.

Avantajul separării funcțiunilor constă în următoarele:

- etanșările cu contact direct se uzează preponderent abraziv și deci înlocuirea lor este condiționată de evoluția și avansarea acestui proces. La etanșările pe suprafețe cilindrice, compensarea uzurilor pe direcție radială implică elasticitatea contactului, în timp ce la contactul frontal, o simplă deplasare axială într-un interval destul de larg conservă / reface în mod natural (compensează) funcția de etanșare.

Etanșările secundare acționează pe suprafețe cilindrice dar imobilitatea lor relativă nu conduce la uzuri semnificative, decât în cazurile coroziunii electrochimice și de contact sau mecanochimice (tribochimice) care pot fi diminuate foarte mult prin utilizarea de aditivi de extremă presiune și antiuzură, acoperiri de protecție a suprafețelor și o alegere potrivită a cuplului de materiale.

Principial modul de lucru al unei etanșări frontale se bazează pe existența unei forțe rezultante axiale care are ca efect presarea inelului de alunecare deplasabil axial pe celălalt inel, realizându-se între suprafețele inelare de contact un interstițiu foarte mic capabil să realizeze etanșarea.

Această forță axială este rezultanta următoarelor componente aplicate inelului (vezi fig. 2.2.):

$$F_a = F_{ar} + F_h - F_{is} \pm F_f \quad 2.1.$$

unde :

F_{ar} - forța de apăsare a grupului de arcuri

F_h - forța rezultată din acțiunea fluidului

F_{is} - forța datorată presiunii din interstițiu

F_f - forța de frecare a inelului de etanșare fix (3)

Raportând aceste forțe la suprafața de contact a etanșării A, relația (2.1) devine o relație între presiuni :

$$p_a = p_{ar} + p_h - p_{is} \pm p_f \quad 2.2.$$

Din încercări de durată, a rezultat că dimensiunea medie a interstițiului și forța axială F_a , determină un anumit regim de presiune în interstițiu, care condiționează ungerea suprafețelor de contact, durabilitatea lor și etanșeitatea.

Dacă se notează cu p - presiunea fluidului etanșat și se consideră $p_h = k \cdot p$ neglijându-se forța de frecare, relația (2.2.) devine :

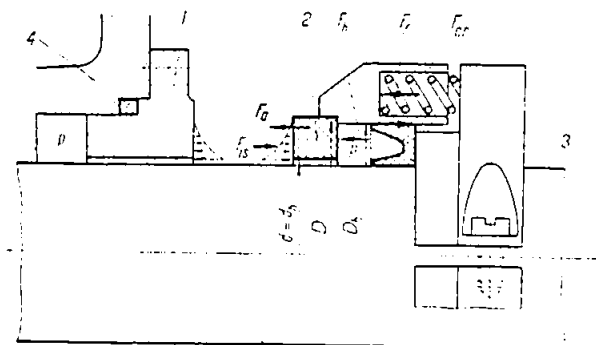


Fig. 2.2.

$$p_a = p_{ar} + k' p - p_{is}$$

2.3.

2.1.3. Factorii cuantificatori și performanțele etanșărilor frontale

Pe lângă dimensiuni și încărcare, parametri care determină comportarea etanșărilor frontale în ceea ce privește durabilitatea, fiabilitatea, pierderile de fluid prin scurgeri și pierderile de putere prin frecare sunt :

a). Rezistența mecanică a inelelor de etanșare supuse presiunii radiale interioare sau exterioare, inelele de etanșare pot fi calculate cu ajutorul relațiilor cunoscute, valabile pentru plăci, (determinarea tensiunii echivalente). În unele cazuri datorită fragilității inelului de etanșare (materiale ceramice, etc) acesta se montează cu strângere elastică într-o carcasă inelară (suport din oțel).

Îmbinarea astfel realizată se verifică prin metoda cunoscută, considerându-se efectele dilatărilor termice.

În același context pot fi abordate și verificările mecanice pentru alte elemente componente ale etanșărilor (arc, bucsă de antrenare) cu metode cunoscute. [C8, C10, C11, G2, M7, N4, V7].

b) Raportul dintre suprafața pe care acționează fluidul etanșat și suprafața frontală $k = A_f/A$

c) Viteza maximă / nominală de alunecare v

Capacitatea de lucru a unei etanșări frontale este determinată prin următorii factori interdependenți : viteza de alunecare, presiunea fluidului etanșat și temperatura. O indicație asupra performanțelor etanșării poate fi dată de valoarea produsului $(p \cdot v)_{adm}$.

Valorile maxime indicate în cataloagele firmelor producătoare pentru produsul $(p \cdot v)$, trebuie analizate diferențiat funcție de materialele elementelor principale, de dimensiunea etanșării, turația arborelui și presiunea fluidului etanșat.

d) Cuplul de materiale al celor doua inele

Acesta se alege în funcție de compatibilitatea cu mediul etanșat, rezistența mecanică, rezistența la uzură abrazivă și comportamentul la solicitări termice de durată.

e) Mediul etanșat - are o influență esențială asupra durabilității. Influența calităților de ungere a fluidului etanșat este diferită funcție de cuplul de materiale ales pentru inele.

Unele gaze lichefiate ca hidrogenul, azotul sau oxigenul nu formează un film de lubrifianț prezentând reduse calități de ungere. În aceste condiții

nu este posibil să se stabilească legi în privința influenței mediului etanșat, hotărâtoare fiind datele experimentale.

Uzura datorată corpurilor străine în lichidul etanșat este foarte pronunțată. Aceasta poate fi redusă substanțial prin alegerea corespunzătoare a materialelor inelelor și prin utilizarea unor dispozitive de protecție : cutii cu unsoare, etanșări de protecție, spălarea inelelor.

Este posibil ca în prezența unor suspensii metalice să apară la anumite cupluri de materiale și coroziuni termogalvanice.

f) Rugozitatea suprafețelor de contact

La o mărire a rugozității suprafețelor frontale, cresc semnificativ pierderile de fluid prin scurgeri.

Dimensiunea interstițiului h este determinată de rugozitatea suprafețelor în contact

$$h = (R_{a1} + R_{a2}) / 1,3 \quad 2.4.$$

Relația reprezintă un anumit grad de aproximație mai ales că neregularitățile nu sunt aceleași pe întreaga întindere a suprafeței și ele se pot modifica în decursul funcționării datorită rodajului. Totuși relația dă abateri destul de reduse în domeniul interstițiilor cu $h < 50 \mu\text{m}$.

g) Coeficientul de frecare

Correspunzător domeniului de funcționare al etanșării caracterizat prin raportul p_a/p și prin mărimea interstițiului h se pot deosebi următoarele tipuri de frecări :

- **frecarea uscată** - fără formarea unui film hidrodinamic sau hidrostatic, este intens influențată de contactul suprafețelor celor două inele. Uzura este puternică și depinde în cea mai mare măsură de încărcare și de cuplul de materiale ales $\mu \in (0,04 ; 1,9)$

- **frecarea limită** - la care între suprafețele de alunecare mai există încă un film de ungere foarte subțire, de natură moleculară și întrerupt în unele locuri, unde apare o frecare uscată. Vâscozitatea fluidului nu are nici o influență. Uzura depinde în mare măsură de materialele alese, de cuplul pe care îl formează și de fluidul prezent $\mu \in (0,05 ; 0,1)$. În acest caz debite reduse pot circula printre microsuprafețele în contact prin difuzie, accentuată de efecte centrifuge.

- **frecarea mixtă** - la care în interstițiu există încă un film de ungere hidrodinamic sau hidrostatic, dar care este pe alocuri întrerupt. Vâscozitatea dinamică a fluidului are încă o anumită influență asupra procesului de ungere, dar în același timp calitățile de frecare ale cuplului de materiale ales pentru cele două inele încep să se facă simțite. Apare o uzură redusă iar $\mu \in (0,005 ; 0,03)$

- **frecarea fluidă** - la care suprafețele frontale ale inelelor sunt separate de un film continuu datorat regimurilor de ungere hidrodinamic sau hidrostatic. Frecarea este influențată exclusiv de vâscozitatea fluidului etanșat $\mu < 0,005$.

h) Temperatura

Apare în interstițiu datorită căldurii produse prin frecare.

La apariția unor temperaturi mai ridicate se pot produce uzuri accentuate, gazeificarea filmului de lubrifianț ceea ce are ca urmare o creștere rapidă a coeficientului de frecare și a uzurii, în unele cazuri depășirea temperaturilor de sinterizare a materialelor, ceea ce are ca efect spargerea, sudarea reciprocă sau fisurarea termică a inelelor.

i) Deformațiile suprafețelor de etanșare

Efectele presiunilor hidrostatice și ale diferențelor de temperatură determină deformații ale inelelor respectiv ale suprafețelor de etanșare.

Durabilitatea etanșărilor frontale este pusă cel mai adesea în legătură cu evoluția fenomenelor de uzare. Acestea se pot prezenta sub următoarele aspecte:

- ◆ uzare adezivă, rezultat al forțelor intermoleculare în interfață;
- ◆ uzare abrazivă fie prin efecte directe ale suprafețelor de etanșare în contact, fie prin efectul particulelor abrazive incluse în interfață;
- ◆ uzare prin coroziune, uzare superficială cu fisuri termice sau oboseală;
- ◆ uzare prin jet eroziv de lichid sau de gaz cu viteză mare

Uzarea se poate manifesta concomitent sub câteva din aspectele menționate.

Uzurile limită depind de numeroși factori : condiții de lucru, grosimea interstițiului, etc. și au valori cuprinse între 0,5 și 5 mm.[M9].

2.1.4. Variante caracteristice de etanșări frontale. Clasificare.

Clasificarea etanșărilor frontale poate fi făcută din mai multe puncte de vedere:

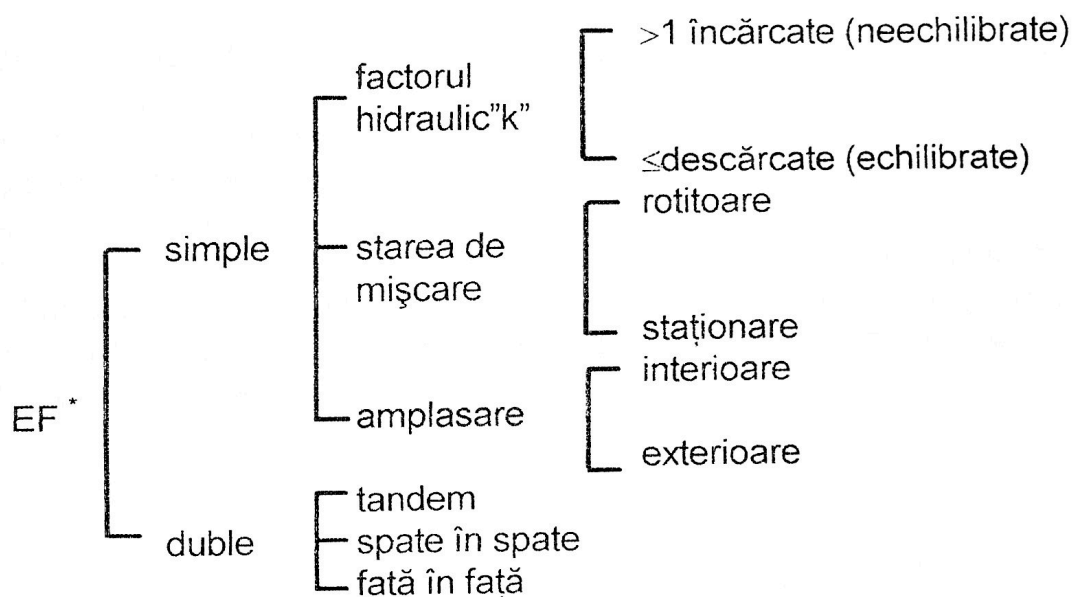


Fig. 2.3.

a) Clasificarea în funcție de factorul hidraulic k se face neglijând forțele F_f , F_{is} și F_{ar} din relația (2.1.). Cu aceste simplificări și având în vedere că :

- ♦ forța rezultată din acțiunea fluidului sub presiunea p asupra ariei A_h se determină cu ajutorul relației :

$$F_h = A_h p = \pi(D_h^2 - d_h^2)p/4 \quad 2.5.$$

- ♦ presiunea de contact a celor două inele determinată de forța de apăsare F_a pe suprafața frontală de contact A este :

$$p_a = F_a/A = 4F_a/\pi(D^2 - d^2) \quad 2.6.$$

egalitatea $F_a = F_h$ se poate exprima prin raportul p_a/p . Din (2.5) și (2.6) rezultă :

$$p_a/p = A_h/A = b_h/b = k \quad 2.7.$$

EF^* - etanșări frontale

Din punct de vedere geometric (vezi fig. 2.4.) factorul de performanță devine :

$$k = (d_2^2 - d_1^2) / (d_2^2 - d_3^2) \quad 2.8.$$

Pentru etanșările neechilibrate (fig.2.4.) utilizate la presiuni mici și mijlocii : $k=1...1,2$.

Etanșările frontale echilibrate utilizate la presiuni mari (fig. 2.5.) au factorul $k=0,7...0,9$.

Opțiunea pentru o etanșare echilibrată sau neechilibrată depinde de mediul de etanșat, temperatura de regim, presiune, viteza periferică, perechea de materiale în contact a celor două inele, etc.

În cazul în care mediul de etanșat are un punct de fierbere scăzut (de exemplu: hidrocarburi sau gaze lichefiate) și în consecință filmul de ungere din interfață poate fi menținut cu greu, se utilizează totuși etanșările echilibrate chiar la presiuni mici.

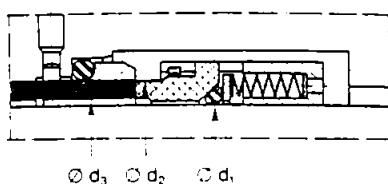


Fig. 2.4.

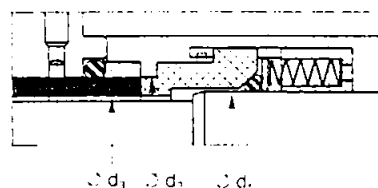


Fig. 2.5.

b). În funcție de construcție firma Busak & Luyken propune împărțirea etanșărilor frontale în:

- ◆ etanșări rotitoare
- ◆ etanșări staționare

Etanșările frontale rotitoare sunt utilizate pe scară mai largă (vezi fig. 2.6.) deoarece sunt simple de montat și necesită un gabarit radial redus în detrimentul celui axial. Au dezavantajul funcționării defectuoase a arcului, la viteze mari, din cauza forțelor centrifuge considerabile care apar (numai dacă se utilizează excentric pe circumferință "n" arcuri practic identice - la un singur arc elicoidal coaxial cu arborele acest efect de atenuează).

Etanșările frontale staționare (fig. 2.7.) sunt preferate în special în construcția compresoarelor datorită dimensiunilor lor reduse.

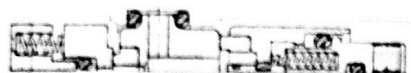


Fig. 2.6.

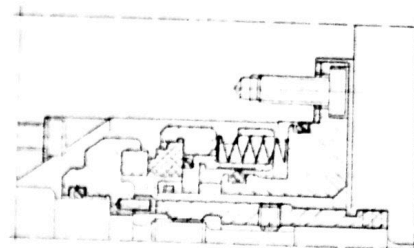


Fig. 2.7.

c). După amplasare, etanșările frontale pot fi montate în interior (fig. 2.1.) sau în exterior (fig. 2.8.) permițând observarea ușoară și permanentă precum și utilizarea unor materiale mai ieftine în cazul unor fluide de lucru corozive.

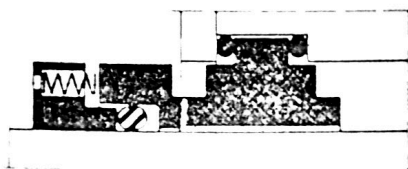


Fig. 2.8.

d). Etanșările frontale pot fi simple sau duble - utilizate la etanșarea gazelor, aburului, vaporilor și substanțelor agresive.

Etanșările duble la rândul lor pot fi dispuse în :

- tandem (fig. 2.9.)
- spate in spate (fig. 2.10.)
- fata in fata (fig. 2.11.)

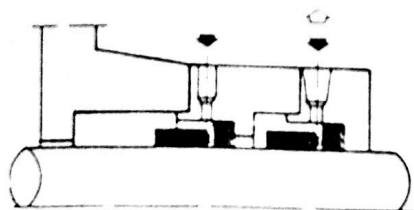


Fig. 2.9.

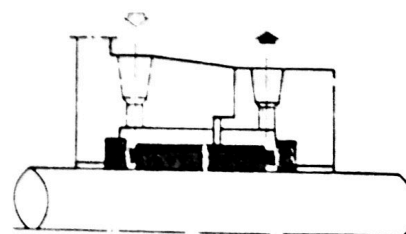


Fig. 2.10.

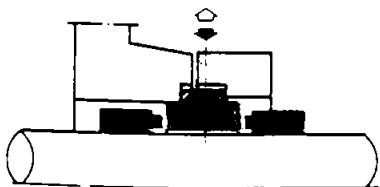


Fig. 2.11.

La etanșarea frontală dublă în tandem, etanșările simple sunt dispuse una după alta. Prima etanșare preia direct presiunea mediului de etanșat astfel încât cea de-a doua etanșare este aproape complet descărcată.

Acest tip de etanșare dublă se utilizează pentru reducerea treptată a presiunii (ca etanșare de siguranță).

Etanșarea dublă spate în spate este utilizată pentru medii gazoase, medii chimice agresive, produse abrazive și vâscoase. Etanșarea este prevăzută să funcționeze cu fluid de baraj astfel încât la temperaturi mari dispunerea etanșărilor simple asigură răcirea. Presiunea lichidului de baraj trebuie să fie cu (1...2) bar peste presiunea mediului de etanșat.

Etanșarea dublă față în față este o etanșare de siguranță și se utilizează în instalațiile de amestec.

La etanșările duble arcul poate fi în mișcare de rotație (fig. 2.12.) sau în repaus (fig. 2.13.) dar este situat întotdeauna în afara fluidului etanșat.

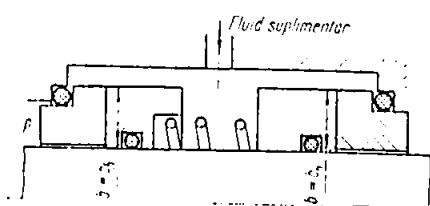


Fig. 2.12.

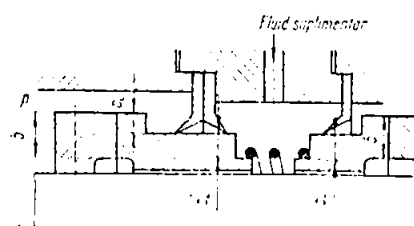


Fig. 2.13.

Există și etanșări frontale la care acțiunea de apăsare este exercitată de un burduf și un arc situat în interiorul burdufului (fig. 2.14.) sau în afara lui.

Pentru presiunile mici burduful se execută din cauciuc sau alt material micromolecular, iar pentru cele mari, din tombac sau oțel.

Etanșările frontale pentru presiuni mici pot fi prevăzute și cu membrană din cauciuc sau metal care în afara presării asigură și etanșarea radială.

Când etanșarea este supusă unor încărcări mari sau este utilizată la etanșarea unui fluid cu proprietăți slabe de lubrificare, se injectează în

interfață un fluid lubrifiant sub presiune la $p_3 > p_1$ (vezi fig. 2.15) astfel încât parametri funcționali ai etanșării să poată fi controlați.

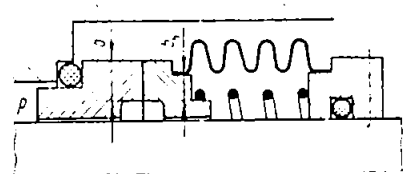


Fig. 2.14.

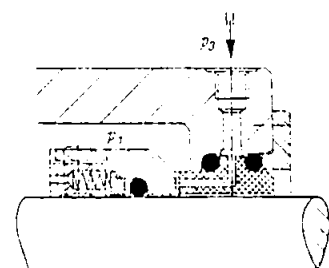


Fig. 2.15.

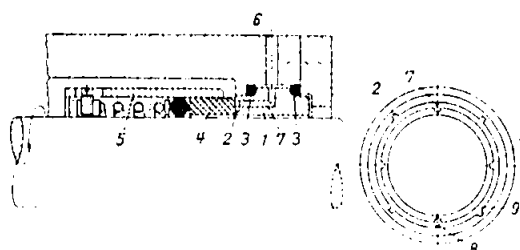


Fig. 2.16.

Soluția este denumită etanșare frontală hidrostatică. Dacă interfața prezintă canale radiale în legătură cu un mediu de ungere, posibil fluidul de etanșat, etanșarea devine hidrodinamică.

La presiuni foarte mari (vezi fig. 2.16), soluția hibridă hidrodinamic - hidrostatică de etanșare frontală prezintă uzuri și scăpări foarte reduse.

Diversificarea constructivă a etanșărilor frontale la un cuplu de materiale conform destinației, este condiționat direct de intervalul vitezelor admise, de domeniul de presiuni din incinta etanșată și modul de echilibrare hidrostatic al celor două inele, de durata economică de funcționare (tab. 2.1.)

Sistematizarea completă a tipurilor de etanșări frontale existente implică suplimentar protecția anticorozivă și termică a elementului elastic pretensionat, răcirea suprafețelor în contact, recircularea și / sau evacuarea debitelor de scăpare.

Toate condiționările funcționale și constructive menționate au condus la generarea unei familii de etanșări frontale, care pornind de la câteva

elemente de baza cum ar fi inelele, arcurile, se diversifică într-o gamă foarte largă ce acoperă numeroase cerințe particulare.

Codificarea EF cuprinde următoarele grupe de date (fig. 2.17)

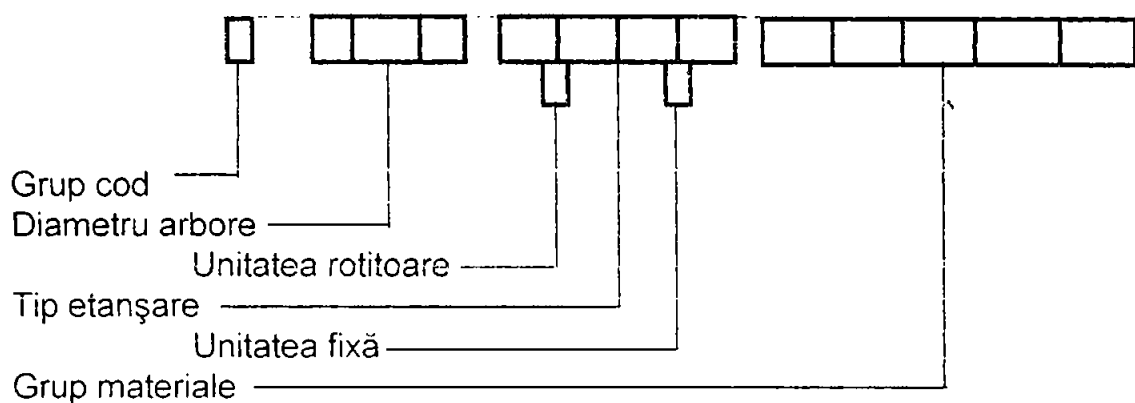
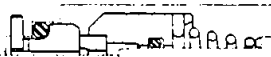

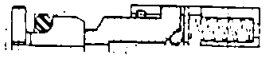

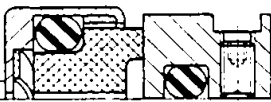





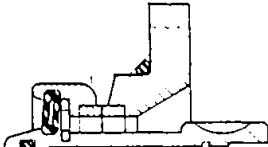

Fig. 2.17.


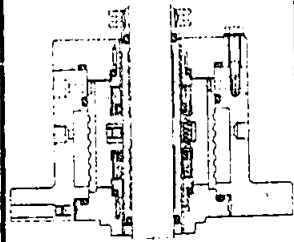
Simbolizarea EF fabricate de SC ROSEAL S.A. Odorheiul Secuiesc, utilizate în prezenta lucrare este dată în Anexa 3.

Tabelul 2.1

Nr crt.	Construcție	Parametrii funcționali				Caracteristici
		diam. arbore [mm]	p [bar]	v m/s	t [°C]	
0	1	2	3	4	5	6
1.		10	12	15	-30	-neechilibr. -dependentă de sensul de rotație -arc conic
		40			+180	
2.		20	10	20	-30	-neechilibr. -dependentă de sensul de rotație -arc conic
		80			+180	

Nr crt.	Construcție	Parametrii funcționali				Caracteristici
		diam. arbore [mm]	p [bar]	v m/s	t [°C]	
3.		20 75	25	20	-30 +180	-echilibr. -dependență de sensul de rotație -arc conic
4.		20 100	12	20	-80 +220	-neechilibr. -independ. de sensul de rotație -arc multiplu
5.		20 100	25 (40)	20	-80 +220	-echilibr. -independ. de sensul de rotație -arc multiplu
6.		20 100 (300)	25 (40)	20	-80 +220	-echilibrată -arc capsulă -independ. de sensul de rotație f<33mm-arc s f>33mm-arc m
7.		10 150	10	15	-30 +150	- gabarit axial f.reduș -container rotitor -independ. de sensul de rotație -echilibrat.

Nr crt.	Construcție	Parametrii funcționali				Caracteristici
		diam. arbore [mm]	p [bar]	v m/s	t [°C]	
8.		8 50	10	15	-20 +100	-neechilibr. -indep. de sensul de rotație -arc singular - --etanșare sec cauciuc *
9.		10 50	10	15	-20 +100	-neechilibr. -indep. de sensul de rotație -etanșare sec din cauciuc -arc ondulat
10.		20 300	15	10	-80 +220	-etanșare ext -echilibr. -indep. de sensul de rotație -arc multiplu
11.		40 135	10	15	-20 +120	-etanșare specială -neechilibr. -indep. de sensul de rotație -diafrag. **
12.		30 600	1,5 (3,5)	2,5	-50 +100	-etanșare de mare capacitate -etanșare sec. cu inel O sau cauciuc spec. ***

Nr crt.	Construcție	Parametrii funcționali				Caracteristici
		diam. arbore [mm]	p [bar]	v m/s	t [°C]	
13.		20	10 (25)	20	-80	-etanșări duble -tipuri și construcție funcție de condiții de lucru
		300			+220	
14.		20	100	10	-100	-etanșări pen- tru agitatoare și amestecă- toare cu simplu sau dublu efect inclusiv incintă și rulment cu role unități capsulate -etanșări de constr. Spec.
		320			+300	

^{1*} utilizate la pompe centrifuge și submersibile; perechea de materiale în contact: carbon / ceramică și sic/sic (carbură de siliciu).

^{**} etanșare compactă, extrem de robustă, construcție specială pentru etanșarea mediilor cu lichide abrazive în domeniile: prelucrarea aluminiului, industria chimică, metalurgie, fabrici de zahăr, metalurgia pulberilor, drenări, construcții civile, prelucrarea nisipului, minerit, industria hârtiei, sistem de desulfurizare a gazului de fum.

^{***} se utilizează cu ulei lubrifiant.

Un sistem de etanșare frontală este complet definit prin trei elemente:

- ◆ soluția de etanșare frontală
- ◆ calitatea materialelor utilizate
- ◆ montaj

Demersul cel mai eficace pentru a ajunge la definirea completă a sistemului de etanșare este de a proceda prin etape succesive pentru a determina progresiv și în legătură directă elementele de mai sus cu parametrii funcționali prezentați în subcapitolul 2.1.3.

2.2. Cupla inelară de frecare, factor vital al performanțelor etanșărilor frontale

Pentru ca suprafețele frontale de etanșare să nu piardă contactul forțat (fig 2.2.) condiție necesară pentru realizarea funcției lor, este necesar ca în relația (2.1), suma forțelor care acționează în sensul închiderii, respectiv a presării inelelor, să fie mai mare ca suma forțelor care acționează în sensul deschiderii interstițiului.[A11, C4, C15, C18, P6, P7, P8].

Sub efectul presiunii de contact a celor două inele p_a (vezi relația 2.6), lichidul cuprins între cele două fețe presupuse plane este expulzat până ce acesta se apropie la o distanță $h > 0$, denumită **dimensiunea interstițiului**. Tensiunea superficială împiedică o apropiere mai mare a inelelor.

Presiunea din fantă și centrajul relativ dintre cele două inele care formează cupla de frecare sunt importante deoarece determină temperatura din fantă, debitul scăpat, regimul de frecare, uzare și durabilitatea.

Experimental s-a dovedit că există o legătură specifică între presiunea de contact pe inelul alunecător p_a , mărimea interstițiului h , și presiunea fluidului etanșat p (vezi fig.2.18). În domeniul 1 nu se formează o presiune în interstițiu $p_{is} \gg 0$ și $p_a = p_{ar} + k p$.

Interstițiul conține fluid care se scurge prin neregularitățile suprafețelor de contact. Are loc o ungere limită care evoluează rapid spre starea de frecare uscată, care conduce la o uzură intensă.

Pierderile de fluid Q sunt date de relația empirică [M9] :

$$Q = \pi d(p - p_e \pm p_z) S h^2 / p_a^2 \quad 2.9.$$

În relația (2.9.):

d - diametrul de intrare al fluidului în interstițiu

p - presiunea fluidului etanșat

p_e - presiunea exterioară

p_z - presiunea datorată forței centrifuge considerată cu (+) pentru o scurgere din interior spre exterior și cu (-) pentru o scurgere din exterior spre interior

S - coeficient caracteristic interstițiului

p_a - presiunea axială de contact

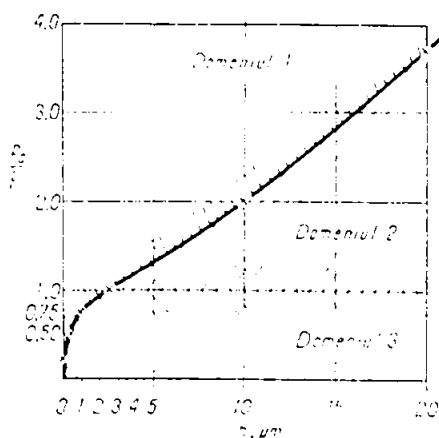


Fig. 2.18.

$$p_z = \rho \cdot \frac{b}{r} v^2$$

unde :

ρ - densitatea fluidului

b - lățimea suprafeței de contact

r - raza interioară a inelului alunecător de presiune

v - viteza medie de alunecare

Coeficientul caracteristic interstițiului se exprimă printr-o funcție de viteza de alunecare, presiunea datorată forței centrifuge și secțiunea de curgere a fluidului. Pentru etanșări frontale interioare, în care pierderile de fluid se scurg radial, valorile factorului S obținute pe cale experimentală sunt prezentate în figura 2.19.

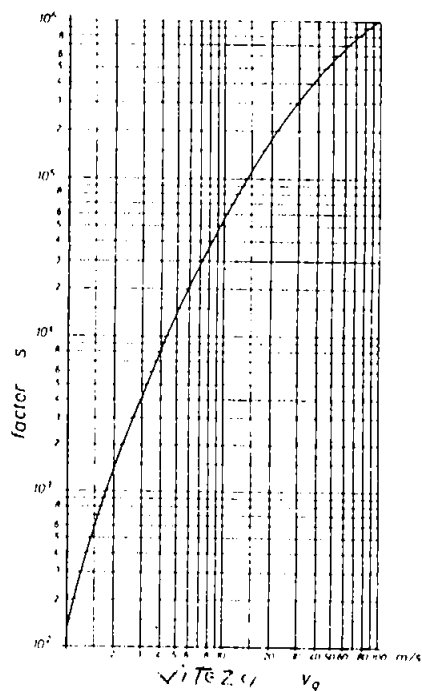


Fig. 2.19.

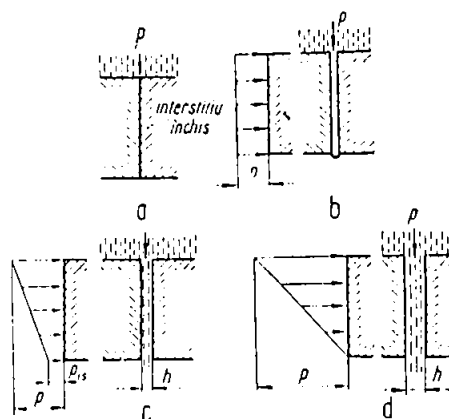


Fig. 2.20.

Se observă că pierderea de fluid prin scurgeri este influențată în mare măsură de dimensiunea interstițiului și de presiunea de contact.

Funcționarea în acest domeniu este stabilă, presiunea fluidului în interstițiu este redusă și pierderile de fluid prin scurgere minime.

În domeniul 2 în interstițiu există o presiune p_{is} care poate crește până la valoarea presiunii fluidului p . Presiunea de contact p_a poate fi egală sau mai mare cu presiunea fluidului. În interstițiu are loc o frecare mixtă, cu un coeficient de frecare redus. Pierderile de fluid se pot calcula suficient de exact cu relația (2.9.).

În domeniul 3 etanșarea prezintă condițiile cele mai favorabile de frecare în interstițiu, dar în același timp și cele mai mari pierderi prin scurgeri.

Presiunea în interstițiu, variază de la valoarea presiunii fluidului la diametrul interior al inelului până la presiunea exterioară la diametrul exterior al acestuia, fiind în medie jumătatea presiunii fluidului.

În interstițiu se stabilește o curgere laminară a fluidului care determină pierderi de fluid prin scurgeri ce se pot calcula cu relația 2.10.

$$Q = \pi(p - p_e \pm p_2)d_m h^3/12 \eta b \quad 2.10.$$

în care în afară de elementele cu aceeași semnificație din relația (2.9.) :

d_m - diametrul mediu al inelului și interstițiului

η - vâscozitatea dinamică a fluidului

Din relația 2.1. forța dată de arc F_{ar} poate fi evaluată cu ușurință, iar forța rezultată din acțiunea fluidului sub presiunea p asupra ariei A_h se determină cu ajutorul relației:

$$F_h = A_h p = \pi(D_h^2 - d_h^2) p/4 \quad 2.11.$$

Forța dată de presiunea din interstițiu F_{is} poate influența substanțial comportarea etanșării.

Forța de frecare F_f este mai greu de stabilit exact din cauza unor factori ca : variația presiunii, uzura și încălzirea care pot să-i modifice intensitatea și sensul de acționare.

Se pot deosebi următoarele patru situații (fig. 2.20.)

a) $p < p_a$

Lichidul este expulzat datorită presiunii de contact a suprafețelor care se așează una peste alta (contact direct) realizându-se o etanșeitate foarte bună, dar existând pericolul unei uzuri intense datorită frecării la limita chiar uscată (domeniul 1 din fig. 2.18.)

b) $p = p_a$

Datorită mărimii interstițiului, tensiunea superficială acționează în sensul împiedicării scurgerilor de fluid, asigurându-se concomitent o bună etanșare. Pentru interstiții înguste rezultă tensiuni superficiale, respectiv presiuni de echilibrare în interstițiu importante. Presiunea din interstițiu este dată de relația:

$$p_{is} = 2 \sigma^* / h \quad 2.12.$$

în care :

σ^* - constanta capilară

h - dimensiunea interstițiului

c) $p > p_a$

Apare o cădere de presiune care se poate admite liniară de la presiunea lichidului p până la presiunea p_{is} . Tensiunea superficială acționează oarecum ca o strangulare a secțiunii, dar nu poate echilibra în

întregime presiunea, astfel că între inele se declanșează o ușoară scurgere.

d) $p \gg p_a$

Tensiunea superficială nu mai are nici o influență și etanșeitatea se reduce mult. Căderea de presiune este aproape liniară.

Mărimea forței F_{is} (pentru care, în literatura de specialitate nu se recomandă relații concrete) și variația presiunii efective a fluidului din interstițiu de-a lungul lățimii b a inelului sunt foarte importante pentru dimensionarea etanșării frontale.

În orice caz, pentru etanșarea la care F_{is} este importantă ($F_{is} > F_h + F_{ar}$) poate avea loc desprinderea suprafețelor de contact. Din punctul de vedere al utilizării prezintă interes etanșările la care suma forțelor cu efect de presare a suprafețelor depășește forțele care caută să le desprindă ($F_h + F_{ar} > F_{is}$).

La presiuni de lucru foarte mari pentru a se asigura etanșarea, se poate aduce în contracurent un debit suplimentar de fluid, sub presiune; regimul de ungere fiind dependent de fluid și condițiile de lucru, poate deci fi diferit influențat de presiunea din cuplă.

Astfel dat fiind că suprafețele inelelor prezintă o planeitate aproape perfectă și rugozități foarte mici (0,02 - 0,5 μm); suprafețele sunt în prealabil controlate cu mijloace optice, regimul poate varia PSHD sau PSHS (pseudohidrodinamic sau pseudohidrostatic).

Regimul pseudohidrostatic (PSHS) se manifestă așa cum s-a arătat în condițiile unor presiuni mai mari.

În scopul formării unui film continuu în interstițiu - regim pseudohidrodinamic PSHD - , cele două fețe ale inelelor pot fi de formă diferită, înclinate în formă de pană, în trepte, cu canale de diferite forme dispuse pe periferie. De asemenea au fost construite etanșări și cu inel în formă eliptică, triunghiulară, sau dispus excentric (fig. 2.21.), astfel ca suprafața dintre inele să fie udată continuu de fluid.

Se poate aduce un debit suplimentar de fluid sub presiune între cele două suprafețe, printr-un canal special sau printr-un perete poros [D5, E4, H1] (fig.2.22.), deci se urmărește crearea unei portanțe în film prin efect hidrodinamic și hidrostatic.

Materialele cuplei de frecare (plastic, grafit, cărbune sintetic, metale și aliaje dure, oxizi și carburi metalice) trebuie să prezinte rezistența necesară (chimică, termică și la uzare), proprietăți de antifricțiune (antigripaj), coeficient mic de dilatare, conductibilitate termică mare, prelucrabilitate bună, cost scăzut.

Studiul presiunii din fantă și măsurarea ei, a preocupat pe mulți cercetători. Golubev [G6] a reușit să deducă o relație analitică a presiunii din fantă, plecând de la relațiile generale ale ungerii hidrodinamice pentru

fluide vâscoase, și în ipotezele cunoscute, pentru două inele de etanșare (1- rotitor; 2- fix), grosimea interstițiului fiind h (fig.2.23.) :

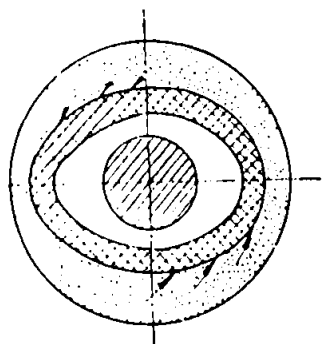


Fig. 2.21.

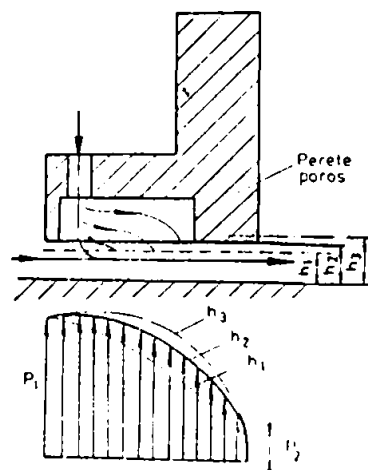


Fig. 2.22.

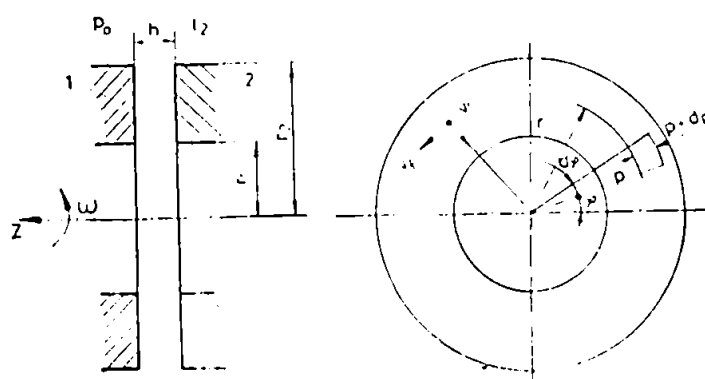


Fig. 2.23.

$$p = \frac{0,15\rho\omega^2(r_2^2 - r_1^2) + [p_0 - 0,15\rho\omega^2(r_2^2 - r_1^2)] \ln[(cr_2 - 1)r / (cr_2 - 1)r_1]}{\ln[(cr_1 - 1)r_2 / (cr_2 - 1)r_1]}$$

2.13.

unde :

$$c = (\eta_2 - \eta_1) / (r_2 \eta_1 - r_1 \eta_2)$$

η_1, η_2 - vâscozitatea dinamică.

ρ - densitatea.

Alura presiunii din fantă modifică radical vechile concepții privind variație liniară a presiunii în lungul interstițiului.

Pe baza relației de mai sus se poate calcula și proiecta întreg ansamblul etanșării astfel încât presiunea fluidului pe fața inelelor împreună cu forța arcului să realizeze o apăsare necesară formării interstițiului propus de grosime h . Transportul de caldură lubrifiant-perete este preponderent.

Deși prelucrate inițial deosebit de precis, sub efectul dilatării, suprafețele inelelor se ondulează, formând proeminente și adâncituri, proeminentele formează puncte calde, care sunt încălzite și mai mult, procesul mergând progresiv până la termofisurare, formă de distrugere prematură a etanșărilor frontale.

Din acest motiv problemele termice la etanșările frontale au o deosebită importanță. Pascovici și Lazăr [P4, P5] au elaborat o metodă pentru determinarea temperaturii de funcționare pentru un mediu impus, utilizând metoda temperaturii medii pe grosimea filmului.

Uzurile ca tip sunt influențate de mediul de etanșat, prezența sau absența impurităților, materiale, regimul termic și de presiuni, regimul de ungere, etc., pot fi de natură corozivă, adezivă sau abrazivă.

Desigur că procesul de frecare-ungere-uzare este complex, apărând după cum s-a arătat, efecte de ondulație, pompaj și de termofisurare.

2.3. Interacțiunea mecanică a elementelor componente ale unei etanșări frontale

2.3.1. Calculul de dimensionare al unei etanșări frontale

Cauza principală a scoaterii din uz a unei etanșări frontale constă în spargerea acesteia la valori înalte ale presiunii.

Ca model de calcul (fig. 2.24.) se consideră inelele de presiune și fricțiune ale etanșării ca cilindri goi cu capete deschise în scopul de a determina deformațiile datorate presiunii interioare sau exterioare [B12, C11, P9, S2].

Tensiunea maximă după Lamé este:

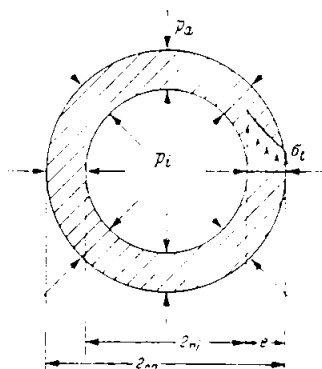


Fig. 2.24

$$\sigma_r = [p_i(r_a^2 + r_i^2) - 2p_i r_a^2] / (r_a^2 - r_i^2) \quad 2.14.$$

Dacă se consideră $p_a = 0$ [10], tensiunea maximă la nivelul alezajului va fi:

$$\sigma_z = p_i(r_a^2 + r_i^2) / (r_a^2 - r_i^2) \quad 2.15.$$

- deformația (creșterea) razei interioare sub efectul presiunii interne p_i :

$$\Delta r_i = p_i r_i [(r_a^2 + r_i^2) / (r_a^2 - r_i^2) + \gamma] / E \quad 2.16.$$

- deformația (creșterea) razei externe:

$$\Delta r_a = p_i r_a [2r_i^2 / (r_a^2 - r_i^2)] / E \quad 2.17.$$

Pentru cazul în care acționează doar presiunea exterioară p_a , solicitarea maximă la compresiune la nivelul alezajului este:

$$\sigma_D = -2p_a / [1 - r_i / r_a]^2 \quad 2.18.$$

- deformația (micșorarea) razei interioare:

$$\Delta r_i = -p_a r_i [2r_a^2 / (r_a^2 - r_i^2)] / E \quad 2.19.$$

- deformația (micșorarea) razei exterioare:

$$\Delta r_a = p_a r_a [(r_a^2 + r_i^2) / (r_a^2 - r_i^2) - \gamma] / E \quad 2.20.$$

unde E - modulul de elasticitate longitudinal al materialului
 γ - coeficientul lui Poisson

Relațiile de mai sus pot fi utilizate la proiectarea (dimensionarea) inelelor unei etanșări frontale de secțiune constantă luându-se în considerare caracteristicile mecanice limită ale materialului.

La stabilirea parametrilor admisibili trebuie avute în vedere variațiile de temperatură, presiune și vibrațiile care pot apărea în procesul funcțional.

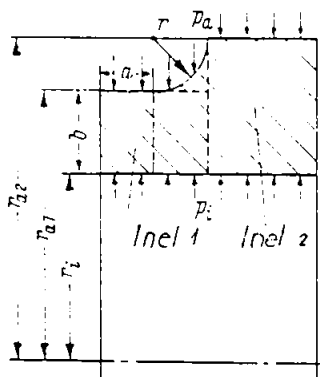
Din punct de vedere tehnologic prelucrarea suprafețelor trebuie făcută prin superfinisare cel puțin, iar creștăturile cu muchii ascuțite și schimbările de secțiune nu sunt permise în cazul materialelor carbo-ceramice sau plastice.

Tensiunile admisibile la materialele menționate mai sus sunt considerabil mai reduse decât cele ale metalelor.

În cazul inelelor de etanșare din carburi, grafit sau rășini sintetice, la prelucrări de precizie ale suprafețelor, cu modificări de secțiune în limite suficient de largi și la un raport $a/b < 1$ (unde: a - lungimea axială; b - grosimea critică a peretelui) (fig.2.25.), relațiile de calcul devin următoarele:

- ◆ solicitarea medie în inel:

$$\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2) / 2 \quad 2.21.$$



din relațiile (2.15.) și (2.21.) acceptând un coeficient de siguranță S_B , presiunea internă admisibilă devine:

Fig. 2.25

$$(p_i)_a = 2\sigma_s / S_B \left[(r_{a1}^2 + r_i^2) / (r_{a1}^2 - r_i^2) + (r_{a2}^2 + r_i^2) / (r_{a2}^2 - r_i^2) \right] \quad 2.22.$$

iar din relațiile (2.19.) și (2.21.) presiunea exterioară admisibilă va fi:

$$(p_a)_a = \sigma_D / S_B \left\{ 1 / \left[1 - (r_i / r_{a1})^2 \right] + 1 / \left[1 - (r_i / r_{a2})^2 \right] \right\} \quad 2.23.$$

În cazul în care mașina în care este utilizată etanșarea frontală este supusă vibrațiilor puternice sau unei presiuni cu caracter pulsator, limita la oboseală a materialului utilizat pentru inelele etanșării trebuie calculată pe baza tensiunilor admisibile la întindere și compresiune cunoscute, iar factorul de siguranță va fi $S_B > (3...4)$.

Trecerile bruște de secțiune trebuiesc evitate în mod categoric (indiferent de complicațiile constructive) deoarece inelele de etanșare astfel concepute prezintă pericolul de rupere prin oboseală datorită agravării concentratorilor de tensiune.

2.3.2. Influența deformațiilor geometrice ale interfeței asupra pierderilor prin scurgeri

În mod obișnuit etanșările frontale prezintă suprafețe frontale plane, abaterile de la planeitate putând apărea datorită încălzirilor sau uzurilor.

Suprafețele plane prezintă avantajul major al unei tehnologii de fabricație relativ simplă.

În prezent la prelucrare se prescriu suprafețe lustruite la $R_a = 0,015 - 0,5 \mu\text{m}$ și cu o planeitate de 2 - 3 benzi lumină (măsurată cu un instrument optic de testare al interferenței cu sursa de lumină de heliu monocromatic; 1 bandă lumină heliu = $0,3 \mu\text{m}$).

În timpul funcționării profilul suprafeței se poate altera, funcție de momentul de torsiune aplicat și de forțele axiale și radiale precum și de gradientul de temperatură specific funcționării.

Inelele etanșării primare se deformează și interstițiul poate deveni convex, concav sau înclinat cu contact atât pe circumferința interioară cât și exterioară.

Pentru condiții de funcționare constante, la o combinație potrivită de materiale, uzura readuce în mod gradat suprafețele inelelor la planeitate într-un interval de timp definit și în condiții de presiune de contact obișnuite.

Perioada de rodaj necesară depinde în primul rând de mărimea deformației, presiunea de contact efectivă, și rezistența la uzura abrazivă a cuplului de materiale ales.

Dacă în schimb din start suprafețele frontale ale inelelor prezintă defecte semnificative, etanșarea iese rapid din funcțiune.

Deformațiile care apar în etanșarea primară, în special în condiții de funcționare intermitente, fac dificil calculul pierderilor de fluid.

Deformațiile mecanice ale etanșării primare sunt raportate la coeficientul k și sunt funcție de presiunea de etanșare și de direcția acesteia.

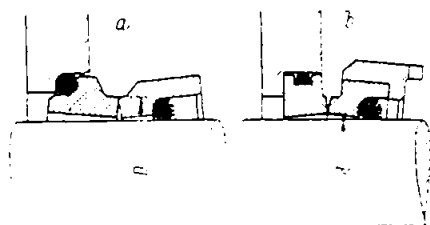


Fig.2.26.

Datorită acestora (fig.2.26.) inelele tind să facă contact pe circumferința exterioară D sau interioară d .

La o dimensionare corectă a inelelor și o alegere corespunzătoare a cuplului de materiale, este posibil teoretic să se calculeze deformațiile și să fie menținute în limite acceptabile.

Dacă se iau în considerare numai **forțele axiale** neglijând momentele de torsiune care apar în inele (fig.2.27.), momentul de încovoiere redus la raza medie a interfeței $r_m = (D + d) / 4$ și la inelul de presiune A va fi :

$$M_A = p_A (r_p - r_m) \quad 2.24.$$

unde:

$$p_A = A \cdot p_i \cdot b \quad 2.25.$$

Tabelul 2.2.

Figura 2.27.	Raportul k	Presiune a	Raportul brațului	Linia de contact la	Răsucire a S_{AMa}
a	< 1	p_a	> 1	D	(+)
b	< 1	p_i	< 1	d	(-)
c	= 1	p_a	= 1	-	0
d	= 1	p_i	= 1	-	0
e	> 1	p_a	< 1	d	(-)
f	> 1	p_i	> 1	D	(+)

Cu cât valoarea lui k deviază de la unitate, cu atât mai mare va fi diferența între cele două brațe, $r_p - r_m$, și momentul redus M (în consecință și deformația).

Referitor la tabelul 2.2, când $r_p > r_m$ deformația S_{AMa} este pozitivă, contactul inelelor este la nivelul lui D.

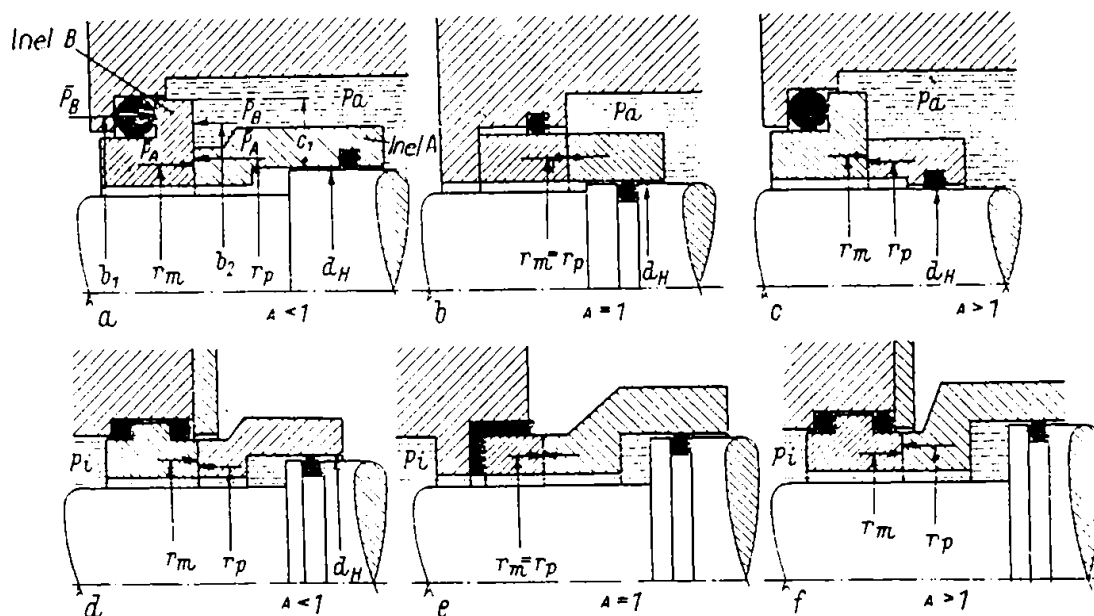


Fig. 2.27

$$r_p = (D + d_h) / 4 \quad 2.26.$$

Când $r_p = r_m$, S_{AMa} devin zero, contactul nu este afectat. Dacă $r_p < r_m$ deformația este negativă, iar contactul inelelor se face la nivelul diametrului d .

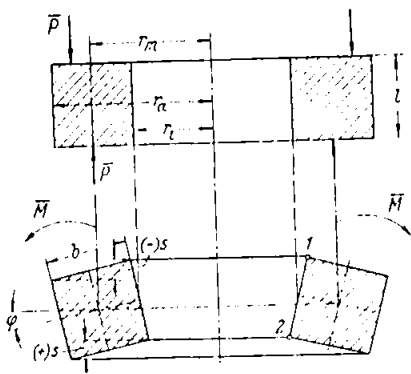
Deformații similare apar și la inelul de fricțiune B, momentul de încovoiere redus care acționează asupra acestuia fiind:

$$M_B = p_n(b_1 - b_2) \quad 2.27.$$

$$b_2 \approx (D_B + d_h) / 4 \quad 2.28.$$

$$c_1 = (D_B - d_h) / 2 \quad 2.29.$$

Pentru un inel de construcție obișnuită (fig. 2.28) deformația unghiulară devine:



$$\phi = 12M \cdot r_m / E \cdot I^3 (r_a / r_i) \quad 2.30.$$

și tensiunile maxime în punctele 1 și 2

$$\sigma_{max} = \pm 6M \cdot r_m / I^2 r_i \ln(r_a / r_i) \quad 2.31.$$

cum ϕ este foarte mic, $\sin \phi \approx \phi$ și deformația inelului de presiune devine:

Fig. 2.28

$$s_{Ma} = \phi \cdot b \cdot C_F \quad 2.32.$$

unde $C_F \approx 1$ - factor de formă

Deformarea interstițiului și forma rezultantă a interstițiului sub influența forțelor axiale este dată de suma deformațiilor individuale ale inelelor A și B.

$$s_{Ma} = s_{AMa} + s_{BMa} \quad 2.33.$$

Deformația este determinată în consecință, de forma inelelor, de alegerea perechii de materiale în contact cu modulele de elasticitate longitudinale aferente.

Semnul deformației s și contactul rezultat la nivelul lui D (+) și d (-) este funcție de presiune la o interfață cu suprafețe paralele inițial.

Dacă în timpul funcționării uzura inelelor conduce la un interstițiu cu suprafețe paralele, atunci semnul lui s se modifică odată cu modificarea presiunii. Astfel (fig. 2.29) dacă de exemplu linia de contact este deplasată spre muchia exterioară D (fig. 2.29.b), după formarea unui interstițiu paralel în timpul funcționării (fig. 2.29. c), linia de contact se mută spre muchia internă d (fig. 2.29.d) în timp ce presiunea

descrește. Modificările arătate pot avea un efect decisiv în comportarea de durată a unei etanșări frontale.

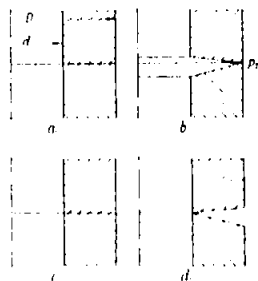


Fig. 2.29

Situația din fig. 2.29. b duce la o supraîncărcare termică a etanșării iar în cazul din fig. 2.29.d există posibilitatea să se piardă contactul între inele.

La o încărcare cu **forțe radiale** a etanșării primare, inelul supus presiunii interioare se deformează (fig.2.30.a) conducând la un contact la nivelul lui d. Sub acțiunea presiunii exterioare deformarea se face în sens opus (fig.2.30.b) contactul dintre inele facându-se la nivelul lui D.

Echivalându-se inelul cu o placă încastrată pe contur, Bienzeno și Grammel [M9] dau ecuațiile diferențiale și soluțiile considerând pentru calculul deformațiilor următoarele ipoteze simplificatoare.

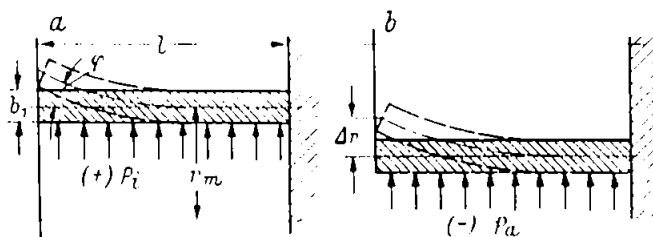


Fig. 2.30

- inelul de etanșare este un corp cilindric gol, liber la un capăt și încastrat în celălalt;

- inelul este supus unei presiuni hidrostatice p_1 .

Notând cu γ - coeficientul lui Poisson și dacă se iau în considerare condițiile la limită ale sarcinii distribuite prin constanta q :

$$q^4 = 3(\gamma^2 - 1) / \gamma^2 b_1^2 r_m^2$$

deformația Δr devine:

$$\Delta r = r_m^2 p_i [1 - (2 \cosh ql \cdot \cos ql / \cosh^2 ql + \cos^2 ql)] / Eb_1 \quad 2.34.$$

iar Φ deformația unghiulară:

$$\phi = 2q r_m^2 p_l [(\sinh ql \cdot \cos ql - \cosh ql \cdot \sin ql) / (\cosh^2 ql + \cos^2 ql)] / Eb_l$$

Deformația interfeței:

$$s_{Mr} = \phi \cdot b \cdot C_F \quad 2.35.$$

unde C_F este constanta de formă ($C_F \cong 1$).

Deformațiile termice

Temperatura din interfață și gradientii acesteia influențează de asemenea geometria interfeței.

În cazul deformațiilor elastice mărimea modulelor de elasticitate ale cuplei de materiale utilizate și dimensiunile inelelor sunt factorii determinanți. Valorile cuantificatoare ale proprietăților termice ale materialelor : conductibilitatea termică λ , coeficientul de dilatare termică α și coeficientul transferului de caldură, conjugate cu construcția inelelor influențează la rândul lor gradientii de temperatură și deci forma interstițiului.

Gradientul de temperatura axial

Dacă se consideră că asupra unui inel de etanșare fixat elastic pe diametrul interior sau exterior (fig. 2.31) acționează un gradient de temperatură axial, deformația radială va fi [M9, N5, O1]:

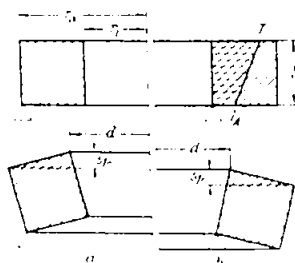


Fig. 2.31

$$s_{Tr} = \alpha C_a (r_e^2 - r_i^2) C_F / 2 \quad 2.36.$$

unde $C_a = (T - T_A)/l$ și $C_F \cong 1$ - coeficient de formă.

Pierderea de caldură la nivelul lui D are ca efect producerea unei deformații negative s_{Tr} , deci contactul inelelor va fi la nivelul lui d (fig. 2.31.a).

Dacă pierderea de căldură este la nivelul lui d atunci regiunile din exterior ale inelului vor fi mai calde și contactul va apare la nivelul lui D , s_{Tr} va fi pozitiv. La etanșările frontale există adesea mai multe surse de

căldură care influențează puternic **distribuția pe direcție radială a temperaturii** in inelele etanșării primare: căldura produsă prin frecare la mișcarea de alunecare din interfață, contactul direct cu mediul de etanșat, arbore sau carcasă încălzite, căldura produsă prin turbulența lichidului, etc.

Presupunând o sursă constantă de căldură și condiții de lucru invariabile, gradientul radial de temperatură va fi:

$$C_r = (T - T_A) / l$$

iar deformația axială a inelului de etanșare:

$$s_{Ta} = \alpha \cdot lb \cdot C_r \quad 2.37.$$

Gradientul radial de temperatură depinde de sursa de căldură, de conductibilitatea termică și de coeficientul transferului de căldură care la rândul lui este influențat de natura fluidului, de vâscozitatea dinamică și viteza relativă.

Valori exacte pot fi stabilite doar pe bază de teste.

Astfel dacă se produce o răcire la nivelul D , s_{Ta} devine negativă și contactul inelelor este la periferia internă.

Pentru o reducere a căldurii la nivelul d , s_{Ta} este pozitivă și contactul are loc lângă periferia exterioară.

Deformațiile prin suprapunerea efectelor

În ultimă analiză geometria interstițiului etanșării primare este determinată de suma deformațiilor individuale mecanice și termice ale celor două inele de etanșare luate împreună.

Deformația totală este:

$$S = S_A + S_B \quad 2.38.$$

unde deformația totală (însumată) a inelului de presiune A este (vezi Tabelul 2.3):

$$S_A = \sum S_{Aj} = S_{AMu} + S_{AMr} + S_{ATr} + S_{ATu} \quad 2.39.$$

iar cea a inelului de fricțiune B (vezi Tabelul 2.3):

$$S_B = \sum S_{Bj} = S_{BMu} + S_{BMr} + S_{BTr} + S_{BTu} \quad 2.40.$$

Pentru a asigura un interstițiu uniform paralel în condiții de funcționare, suma deformațiilor individuale conform ecuației (2.38.) trebuie să fie nulă.

Practic acest deziderat este greu de realizat. Pe baza figurii 2.27, Tabelul 2.3 sintetizează condițiile contactului de suprafață pe circumferința interioară și exterioară a inelelor datorat deformațiilor individuale.

Tabelul 2.3.

Nr	Fig 2.27	A	Pre siu ne a	Ră ci re l _a	Inel A				Inel B				S _s		Cauze de avarii
					Deformații mecanice		Deformații termice		Deformații mecanice		Deformații termice		(+) / (-)	(+) / (-)	
					S _{Ma}	S _{Mr}	S _{Ta}	S _{Tr}	S _{Ma}	S _{Mr}	S _{Ta}	S _{Tr}			
1	a	< 1	p _a	D	(+) D	(+) D	(-) d	(-) d	(+) D	(+) D	(-) d	(-) d	4	4	Des- face- rea etan- șării
2	a		p _a	d	D	D	D	D	D	D	D	D	8		
3	d		p _i	D	d	d	d	d	d	d	d	d		8	
4	d		p _i	d	d	d	D	D	d	d	D	D	4	4	
5	b	= 1	p _a	D	0	D	d	d	0	D	d	d	2	4	Supra- încăl- zire
6	b		p _a	d	0	D	D	D	0	D	D	D	6		
7	e		p _i	D	0	d	d	d	0	d	d	d		6	
8	e		p _i	d	0	d	D	D	0	d	D	D	4	2	
9	c	> 1	p _a	D	d	D	d	d	D	D	d	d	3	5	
10	c		p _a	d	d	D	D	D	D	D	D	D	7	1	
11	f		p _i	D	D	d	d	d	d	d	d	d	2	6	
12	f		p _i	d	D	d	D	D	d	d	D	D	6	2	

2.4. Materiale utilizate în construcția cuplei inelare de frecare

La cupla inelară de frecare se utilizează numai în mod excepțional materiale metalice pure deoarece nu există întotdeauna un film hidrodinamic de lubrifianț în interfață.

La alegerea materialelor trebuie avuți în vedere: parametri funcționali, tehnologia de fabricație simplă și costul cât mai redus.

Proprietățile principale fizico-mecanice necesare ale materialelor au fost expuse în Anexa 4, firmele producătoare și literatura de specialitate prezentându-le în detaliu [A18, B7, C12, E1, F2, J1, L2, R3, S19, V4].

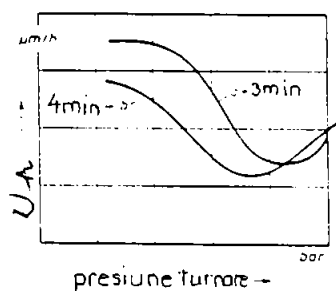
Materialele din care se execută inelele etanșării primare pot fi grupate în:

- **Materiale plastice:** rășini fenolice și tetrafloretiena utilizate impregnate / dopate cu azbest, grafit și compozitie, respectiv cu fibre de sticlă, grafit și bisulfură de molibden.

Principalele proprietăți ale rășinilor sintetice sunt: modulul de elasticitate redus și rezistența mare la uzură chiar în cazul apei; atunci când fac pereche cu materiale ca: oțel turnat, crom turnat, bronz și ceramică.

Slabele caracteristici termice: coeficienți de dilatare termică foarte ridicați, coeficienți de conductivitate slabi și aria restrânsă a temperaturilor de funcționare admisibile reprezintă dezavantajele acestor materiale.

Rezistența la uzură poate fi influențată de procesul de fabricație: presiunea de turnare, temperatura de încălzire, perioada de încălzire. (fig. 2.32.)



Când filmul de lubrifianț prezent în interstițiu se supraîncălzește sau se vaporizează, (datorită procesului de desorbție) apar coeficienți de frecare mari ($\mu > 0.7$).

Din aceste motive inelele de etanșare din plastic sunt utilizate numai în cazuri excepționale.

Fig. 2.32

- **Cărbune sintetic și grafit** impregnat cu rășini sintetice, metale și materiale ceramice.

Se utilizează la etanșările frontale din grupele III și IV (vezi tabelul 2.6) și prezintă următoarele subdiviziuni:

- ◆ cărbune amorf durificat
- ◆ carbo-grafit
- ◆ electrografit

Proprietățile fizico-mecanice ale acestor materiale depind de materia primă, timpul de recoacere și temperaturi.

Cărbunele amorf durificat este caracterizat prin proprietăți de rezistență ridicată și conductivitate termică scăzută.

Prin contrast electrografitul are o rezistență scăzută dar conductivitate termică mai mare.

Carbografitul prezintă proprietăți intermediare.

După recoacere, cărbunele sintetic prezintă o porozitate de 10 - 30 %. De aceea cărbunele sintetic și grafitul sunt impregnate cu rășini sintetice, metale, sticlă, dispersii de PTFE și soluții de sare. Astfel se pot atinge porozități reziduale de doar 2 % (necesare la funcționarea etanșării în medii lichide) sau chiar sub 1 % (la funcționarea în medii gazos).

Pe de altă parte impregnarea conduce la: mărirea durtății, a rezistenței mecanice și chimice, a modulului de elasticitate și a coeficientului de dilatare termică, iar datorită coeficienților de conductivitate diferiți ai materialelor de impregnare la îmbunătățirea efectelor de ungere hidrodinamică.

Datorită proceselor de fabricație raționale aceste materiale nu sunt mai scumpe decât cele plastice.

- **Materiale metalice** obținute prin sinterizare, turnare, impregnare și combinare în mai multe straturi: fonte aliate, oțeluri aliate, bronzuri, aliaje de crom și cobalt și stelit.

Aliajele pe bază de nichel se utilizează cu rezerve și doar în grupa I (vezi tabelul (2.6) deoarece formarea de canale conduce la uzuri severe.

Cromul, cobaltul și aliajele lor (crom feritic turnat, stelit) sunt caracterizate prin rezistența mare la uzură și la agenți chimici. Se încadrează în domeniile II și III din tabelul 2.6.

Pentru domeniul IV de funcționare (tab.2.6) cele mai potrivite sunt carburile metalice, mai dure și cu un coeficient de frecare mai scăzut.

La oțelul durificat și la materialele turnate, reziduurile de carbon liber dau o îmbunătățire a comportării la uzură datorită formării de punji de lubrifianț (apare ungerea limită).

Aliajele metalice neomogene (de exemplu bronz cu plumb) și cromul turnat pot favoriza efectul de ungere hidrodinamică datorită microdeformațiilor mecanice și termice care apar în funcționare.

În general categoria aceasta de materiale se caracterizează printr-o rezistență mecanică mai mare decât a celor precedente.

- **Oxizii metalici** ai magneziului, toriului, zirconiului și aluminiului prezintă suprafețe de alunecare foarte bune datorită inerției lor la agenți chimici și rezistenței la uzură și ruginire.

Se utilizează în special în industria de aparate casnice în cuplare, cu rășini sintetice sau carbon.

Sticla prezintă de asemenea o bună rezistență la uzură dar temperaturile de lucru trebuie menținute sub punctul de topire.

Pentru a depăși dificultățile datorate procesului lor de fabricație, se utilizează în ultimul timp oxizi metalici cu lianți metalici.

- **Carburile metalice** de wolfram, titan, crom, bor, siliciu, cu lianți metalici ca nichelul și cobaltul, sunt utilizate în grupele III - IV (tab.2.6) pentru duritatea ridicată și rezistența lor la uzură. Suprafața conjugată a cuplei de frecare este de obicei tot o carbură.

Carburile de tungsten se utilizează la etanșarea oxigenului lichid și acidului nitric, dar oxidează în prezența apei pure.

Carburile de titaniu au un coeficient de conductivitate termică scăzut dar pot opera la temperaturi foarte înalte și sunt rezistente la oxidare.

Carbura de titaniu de durificare cu lianți din fier sau oțel cu Cr-Ni are avantajul de a putea fi prelucrată la dimensiunile necesare și apoi dirificată.

Pe lângă cele cinci grupe principale de materiale prezentate, la temperaturi foarte ridicate, viteze periferice ridicate sau pentru a opune rezistență atacului chimic al substanțelor de etanșat se utilizează și alți compuși: WSi_2 , VB_2 , MoB, B_4C , Al-Cr-Mo.

Compatibilitatea materialelor

Perechea de materiale pentru cupla inelară de frecare trebuie aleasă luând în considerare următoarele aspecte:

- compatibilitatea cu mediul etanșat
- evitarea pericolului supraîncălzirii materialului și a filmului de lubrifiant din interfață.

Selectarea și dispunerea materialelor cuplei trebuie astfel făcută încât să fie asigurată o cât mai bună disipare a căldurii produse prin frecare. Inelul cu conductivitatea termică cea mai bună trebuie dispus

întotdeauna în zona cu cel mai bun transfer de căldură spre mediul de răcire.

- Reducerea gradului de uzură.

Pentru a se evita formarea de microfisuri este necesar a se alege materiale cu durități diferite.

Dacă suprafețele de frecare sunt avariate de corpuri străine, acest fenomen apare în special la inelul cu duritate mai mică. Avaria este atunci compensată de uzura adezivă a suprafeței conjugate neavariate.

Dacă ambele suprafețe sunt avariate apare uzura abrazivă și etanșarea va fi scoasă din uz.

2.5. Pierderi de fluid, uzura și frecarea la etanșările frontale

Motivele pentru care o etanșare frontală prezintă **pierderi de fluid prin scurgeri** sunt diverse: elemente de etanșare secundară defectuoase, montarea acestora pe suprafețe prelucrate necorespunzător, inele compuse ale etanșării primare realizate prin îmbinări cu strângere defectuoase, sau din materiale cu suprafață poroasă.

În principal capitolul se referă la pierderile de fluid care apar la elementele primare (inele) ale etanșării.

Pornind de la ipoteza simplificatoare că în interfața etanșării primare există un film hidrodinamic de ungere, pe baza ecuației cunoscute a curgerii laminare printr-un interstițiu inelar dispus radial, diverși autori au calculat debitul de scurgeri [B1, C5, K4, K8, M14, S12, T1, V6]:

$$Q = \pi d_m h_o (p_1 - p_2) / 12\eta b \quad 2.41$$

unde:

d_m - diametrul mediu al interfeței

h_o - grosimea filmului de fluid din interstițiu

η - vâscozitatea dinamică a fluidului

b - lățimea interfeței

și puterea consumată P din relația lui Newton:

$$P = F \eta v^2 / h_o \quad 2.42.$$

unde:

v - viteza medie relativă de alunecare din interfață.

Există însă deviații față de calculele teoretice deoarece în practică grosimea filmului de fluid din interfață nu este constantă, forma interstițiului prezintă abateri de la paralelism din cauza diferențelor de temperatură care apar, etc.

Ecuatia (2.41.) nu poate fi utilizată în calculul pierderilor de fluid atâta timp cât etanșările frontale funcționează în principal în regim de frecare mixtă .

Beacham [M9] a sugerat utilizarea valorilor informative standardizate, deoarece de exemplu Royal Air Force dă ca valoare admisibilă a pierderilor 0,17 ml/min în timp ce la American Navy acestea sunt de 0,0042 ml/min.

În perioada de rodaj a unei etanșări frontale uzurile abrazive elimină deformațiile geometrice ale interfeței din fazele inițiale de funcționare, astfel încât pierderile de fluid se reduc până la limita celor care apar într-o interfață cu suprafețe plan paralele.

Rodajul poate dura de la câteva minute la luni de zile. Perioada de timp depinde în principal de gradul de deformare al inelelor etanșării primare, de rezistența la uzură a materialelor cuplei de frecare și de încărcarea efectivă.

Pentru a obține pierderi de fluid minime și constante este necesar ca deformațiile interfeței să fie minime.

Lățimea b a interfeței apare explicit în toate ecuațiile deformațiilor iar indirect intră și în expresia căldurii produse și a difuziei. În figurile 2.33. și 2.34. se prezintă variația pierderilor de fluid și a coeficientului de frecare în interfață pentru diferite valori ale lui b .

În condițiile în care deformațiile interfeței sunt în principal de natură termică și presiunea este exterioară contactul tinde să apară la circumferința interioară a inelelor.

Reducerea lățimii interstițiului b conduce la micșorarea pierderilor de fluid în mod considerabil pe când coeficientul de frecare în interfață crește.

Pierderile de fluid pot fi diminuate, în condiții de lucru în care apar deformații termice semnificative, modificând conductivitatea termică a suprafeței de contact a cuplei de materiale. .

Rezultate experimentale în acest sens sunt prezentate în tabelul 2.3. Se observă o scădere a ratei scurgerilor de fluid odată cu creșterea conductivității termice a inelelor de etanșare.

Deformațiile geometrice ale interfeței cauzate de schimbarea caracteristicilor încărcării în timpul funcționării sunt motivele principale pentru care calculul pierdurilor de fluid este dificil, și apar variații în cadrul măsurărilor experimentale.

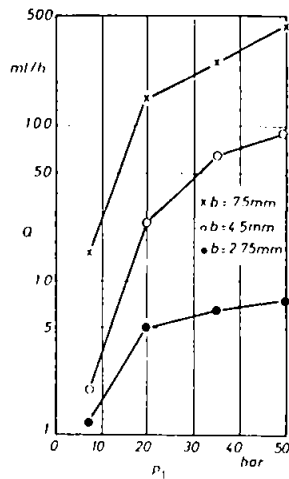


Fig. 2.33.

Influența lățimii interstițiului b asupra deformațiilor termice și în consecință asupra ratei pierderilor de fluid, stelit /carbon, ulei, 30°C , $v = 10 \text{ m/s}$, $k = 0,82$.

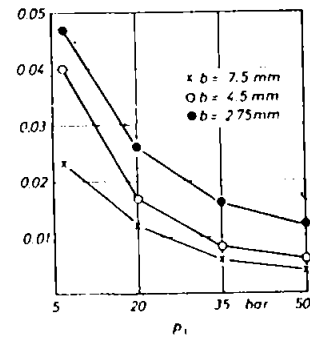


Fig. 2.34.

Influența lățimii interstițiului b asupra deformațiilor termice și în consecință asupra ratei pierderilor de fluid, stelit /carbon, ulei, 30°C , $v = 10 \text{ m/s}$, $k = 0,82$.

Tabelul 2.3.

Na	$\lambda - \text{kcal/mh}^{\circ}\text{C}$		$v = 5 \text{ m/s}$		$v = 10 \text{ m/s}$	
	λ_A	λ_n	$Q, \text{ ml/h}$	f	$Q, \text{ ml/h}$	f
1	63	95	90	0.0032	350	0.004
2	63	380	62	0.0043	296	0.0045
3	250	95	11	0.0046	133	0.0047
4	250	380	5	0.0058	65	0.005

$\lambda_A - \text{constant}$	$v = 5 \text{ m/s}$		$v = 10 \text{ m/s}$	
	Q_1/Q_2	Q_2/Q_3		
	1.45	2.2	1.18	2.05

$\lambda_n - \text{constant}$	$v = 5 \text{ m/s}$		$v = 10 \text{ m/s}$	
	Q_1/Q_2	Q_2/Q_3		
	8.2	12.4	2.63	4.45

* $k = 0,82$, $p_1 = 50 \text{ bar}$, $b = 7,5 \text{ mm}$ și 30°C

Când geometria interfeței este instabilă nu sunt de așteptat corespondențe între standurile de probă și practică.

Geometria interstițiului, rugozitatea suprafețelor conjugate se pot modifica în condițiile concrete de funcționare. Acestea la rândul lor

influențează forța de presare a inelelor F_a , presiunea în interfața p , pierderile de fluid Q , și în ultima instanță condițiile de frecare.

Pierderile de fluid pot deveni în consecință substanțiale chiar în condiții de lucru nominale invariabile.

În etanșările frontale condiția de existență a unui film de lubrifianț nepresurizat în interstițiu (vezi domeniul 1, fig. 2.18,) este importantă pentru a asigura stabilitatea domeniului și deci a unor pierderi minime de fluid.

Stabilitatea filmului este periclitată îndeosebi de încărcările mari și de căldura produsă prin frecare în interfață.

În asemenea situații îmbunătățirea condițiilor de ungere a cuplei inelare de frecare se poate realiza prin:

◆ **Materiale cu calități speciale ale suprafeței**

materialele neomogene pot forma creste și adâncituri / excavații microscopice datorate coeficienților diferiți de dilatare și conductivității termice și încălzirilor locale prin frecare (fig. 2.35.)

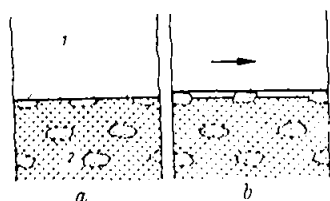


Fig. 2.35.
Cupla de frecare metal /
carbon impregnat cu metal
(a) în repaus; (b) în rotație.

Punctele locale de contact se dilată datorită încălzirii și formează creste mici de ungere (fig. 2.35.b).

Presiunea hidrodinamică produsă în interfață reduce frecarea în acest mod.

Efectele termodinamice depind de diferențele de temperatură adecvate. Fluidele cu un coeficient bun al transferului de căldură, ca apa de exemplu, cresc efectul presiunii hidrodinamice din interfață.

◆ **Geometria specială a suprafețelor conjugate ale cuplei inelare**

Chiar combinațiile optime de materiale nu pot opera corespunzător în condiții de presiune și viteză ridicate, din cauza căldurii produse prin frecare în ciuda faptului că la alegerea lor s-a ținut cont să aibă

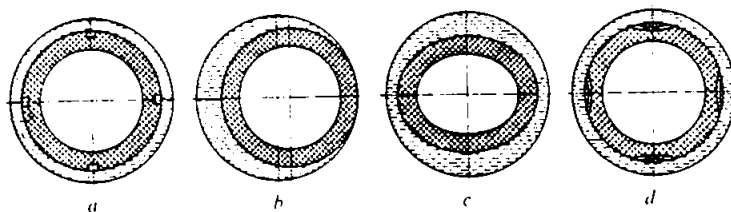


Fig. 2.36.

Construcții de etanșări hidrodinamice:

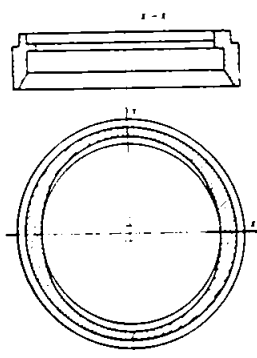
(a) canale radiale; (b) - inel excentric; (c) - inel eliptic; (d) - canale de circulare.

coeficienți de conductivitate termică și frecare cât mai bună la fel și de orice răcire posibilă.

Soluțiile pentru reducerea căldurii produsă prin frecare, care constă din generarea unei geometrii speciale a suprafeței inelelor de etanșare sunt prezentate în fig. 2.36 .

În cazul (a) există reduceri considerabile ale frecării și uzării dar circulația necorespunzătoare a fluidului și o răcire insuficientă precum și faptul că particulele de impurități pot pătrunde prin canale în interfață prezintă un dezavantaj major.

Câmpul de presiune hidrodinamic indus / generat prin suprafețe de alunecare acționând excentric (fig. 2.36.b), dar în acest caz apar tensiuni asimetrice în inelul de etanșare și gabaritul etanșării crește.



Inelul de etanșare eliptic (fig. 2.26.c) produce o peliculă hidrodinamică de lubrifianț între suprafețele de alunecare datorită efectului de pană. Circulația fluidului și răcirea mențin formațiile de muchie și eficacitatea lor.

Efecte similare se produc și cu inele de formă ovala (fig. 2.37.).

Figura 2.37.

◆ Rezistența la uzură

Există un număr de factori care conduc la scoaterea din uz a unei etanșări frontale, cum ar fi: coroziunea de contact, suprasolicitarea, supraîncărcările termice și uzura.

Uzura în particular poate atinge proporții dezastruoase dacă se utilizează perechi de materiale necorespunzătoare pentru inelele etanșării primare.

În practică, o construcție nereușită / defectuoasă dar cu materiale corespunzătoare pentru cupla de frecare este adesea de preferat situației inverse.

Uzura care apare în cupla inelară de frecare poate fi împărțită în cinci grupe :

1. Uzura adezivă - datorată forțelor de atracție superficiale
2. Uzura abrazivă - datorată efectului de "pilire" a celor două suprafețe rugoase sau corpuri străine din interfață
3. Uzura corozivă - inițiată de atacul chimic și în special temperaturilor ridicate din interfață
4. Uzura de suprafață - datorată solicitărilor termice și la oboseala superficială ale suprafețelor în contact
5. Uzura radială - datorată efectelor erozive ale fluidelor la debite mari

Pentru cuple pe suprafețe plane de frecare Archard și Holm [M9] au propus relația:

$$U = z \frac{pd}{H} \quad 2.43.$$

unde: U - înălțimea medie preliminară a stratului de uzură;
 $z = 10^{-12} \dots 32 \cdot 10^{-11}$ [M9] - coeficient de uzură;
 p - presiunea care acționează asupra cuplei de frecare;
 H - duritatea materialului.

Intensitatea uzării U_h se poate atunci defini ca fiind :

$$U_h = z \frac{pv}{H} \quad 2.43'.$$

unde: v - viteza relativă de alunecare,
 iar durabilitatea cuplei de frecare L:

$$L = \frac{a}{A} \quad 2.44.$$

unde: a - înălțimea cu valori medii a stratului de uzură.
 $a = 500 \mu m \dots 2500 (5000) \mu m$ [M9].

În urma cercetărilor experimentale s-a ajuns la concluzia ca relația poate fi utilizată și în cazul cuplelor: plastic/metal și carbon/metal (în mod normal uzura apare la plastic sau la carbon). S-a evidențiat de asemenea și influența diversilor factori de exploatare, asupra rezistenței la uzură adezivă.

În concluzie în scopul **evitării uzării și măririi durabilității**, inelele etanșării primare trebuie să fie separate de o peliculă de fluid de etanșare și/sau răcire. Pentru viteze și presiuni scăzute sau moderate $p_v < 50 \text{ bar m/s}$, această separare este dată de mărimea rugozităților suprafețelor.

La viteze și presiuni mari $p_v > 50 \text{ bar m/s}$, orice contact între inele trebuie evitat și mărirea interstițiului h este de $1 \mu\text{m} \dots 2 \mu\text{m}$.

Pentru a garanta funcționarea și durabilitatea unei etanșări frontale trebuie îndeplinite în timpul funcționării următoarele cerințe:

- ◆ planeitatea suprafețelor de etanșare;
- ◆ perpendicularitatea suprafețelor active ale inelelor față de axa de rotație;
- ◆ mobilitatea inelului de presiune;
- ◆ alimentarea suficientă cu lubrifianț a interstițiului etanșării primare.

Se remarcă faptul că prima cerință este în mare măsură dependentă de cuplul de material în contact.

Materialele utilizate pentru inelele etanșării primare pot fi grupate în: DUR - MOALE respectiv DUR - DUR.

Utilizarea pe scară mai largă a cuplului DUR - MOALE (carbon, grafit, teflon - PTFE) se datorește faptului că prezintă un comportament adecvat la funcționarea în condiții de frecare limită → uscat. Grupul prezintă însă limitări în folosire datorită instabilității chimice la temperaturi ridicate, a uzurii necontrolabile sau a conductibilității termice reduse.

Pentru limite mai largi de utilizare se folosește în ultimii 10...15 ani grupul DUR - DUR (SiC-Si / SiC-Si). Această grupă de materiale are o durabilitate ridicată dar prezintă la funcționarea în regim de frecare uscată deteriorări necontrolabile. Dacă suprafața activă a inelelor are o configurație ondulată, prin acțiunea dirijată asupra rugozității se obțin totuși un comportament tribologic bun.

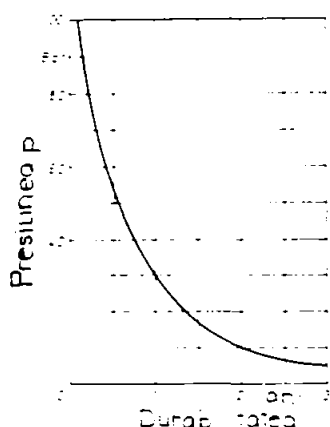


Figura 2.38.

Cuantificarea calităților tribologice a materialelor utilizate la confecționarea inelelor etanșării primare este dificil de realizat și dependentă de obiectivul urmărit : pierderi prin frecare reduse și uzuri reduse deci durabilitate mare și scurgeri minime / nule, respectiv siguranță în exploatare.

Speranța de viață a unei etanșări frontale care funcționează la presiuni mici / medii este de aproximativ 100.000 ore muncă (10...15 ani) [M9] (vezi Figura 2.38).

Durabilitatea etanșărilor frontale nu este atât determinată în ultimă instanță de uzura inelelor cât de rezistența la îmbătrânire a elastomerilor utilizați ca etanșări secundare.

Odată cu creșterea presiunii de contact problema conducției termice din interfață devine critică.

2.6. Corelația dintre soluția de etanșare și condițiile de funcționare / lucru

Factorii cei mai importanți care condiționează funcționarea unei etanșări sunt: mediul, agresivitatea sa și regimul de lucru, comportarea materialelor etanșării, nivelul admis al scurgerilor, durabilitatea, restricțiile de gabarit și vecinătate [G4, A16, B8, F3, F4, G9, K2, N2].

Dispozitivele de etanșare simple se folosesc cu eficacitate în unele aplicații fără pretenții deosebite din industria energetică și chimică. Pentru ameliorarea disponibilităților de funcționare și a fiabilității ansamblului, în cazul arborilor cu mișcare relativă de rotație, translație sau elicoidală, în afara reducerii la minim a interstițiului, există soluții combinate complexe / hibride, care pe lângă etanșarea principală includ și etanșări secundare cu acțiune periodică sau continuă (de protecție răcire, ungere, etc.).

Astfel, alegerea tipului adecvat de etanșare devine o problemă relativ dificilă în cadrul căreia trebuie luată în considerare o grupare de parametri determinanți dintre cei menționați anterior.

Pentru variantele caracteristice de etanșări frontale și radiale comparația câtorva parametri limitativi, ușurează alegerea soluției optime de etanșare (vezi tab. 2.4.).

La soluțiile cu garnituri elastice prin contact direct, acțiunea de etanșare se datorează forțelor interioare ca urmare a montajului pretensionat (fig.2.39).

Comparație globală a etanșărilor frontale și de tip manșetă.

Tabelul.2.4.

Parametrul limitativ	Tipul de etanșare	
	frontală	manșeta de rotație
presiunea [MPa]	foarte redusă 500.....600	min.0,3...40
viteza [m/s]	nelimitată	12...13 min ≤ 1
temperatura [grade C]	1200...1400 °C	100...(200)°C
scăpări/scurgeri*	practic nule	(foarte reduse)? -----
durabilitatea la uzură	medie	redușă

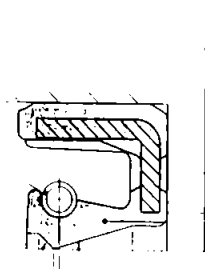


Fig. 2.39.

Presiunea mediului etanșat mărește automat forța de apăsare a garniturii pe suprafața alocată etanșării.

Cerința unor frecări reduse și uzuri minime vine în contradicție cu însăși fenomenul de etanșare.

*Limitele admise sunt convenționale și variază în limite largi.

ex.: RAF ≤ 0,17 ml/min; American Navy 0,0042 ml/min

Separarea hidrodinamică printr-o peliculă portantă și continuă, între garnitură și suprafața alocată de etanșare, ameliorează funcționarea, micșorând semnificativ atât scurgerile cât și frecările / uzurile locale. Pentru asigurarea etanșării este suficientă o lățime de contact $b=0,15...0,2\text{mm}$.

Dacă se definește intensitatea puterii pierdute prin frecare în zona de contact ca fiind raportul dintre puterea pierdută prin frecare și suprafața de alunecare:

$$P_{fr} / A_{al} \leq (\mu \cdot p_d \cdot v)_{al} \quad 2.45.$$

unde μ - coeficientul de frecare în zona de contact

p_d - presiunea în zona de contact

v - viteza relativă

aceasta poate da o apreciere valorică a limitei de funcționare a unei etanșări.

Dacă se consideră spre exemplu $\mu = 0,005...0,1$ pentru manșetele din PTFE sau $\mu = 0,1...0,3$ pentru cele din elastomeri, la presiuni de lucru de 3MPa și viteze de alunecare de 12m/s: $P_{fr}/A_{al}=3,6\text{W/mm}^2$ pentru PTFE și $P_{fr}/A_{al} > 7,2\text{W/mm}^2$ pentru elastomeri.

Deoarece etanșarea este sigură atunci când $p_q > p$ (p-presiunea mediului etanșat, limitele anterioare devin mult mai ridicate, ceea ce conduce la supraîncălziri și distrugerii ale manșetei.

Devine clar de ce limita performanțelor etanșărilor clasice tip clasice se opresc la aceste valori ale regimului de funcționare.

Este necesară în consecință rezolvarea următoarelor probleme :

- ◆ reducerea lățimii de contact
- ◆ limitarea apăsării la valoarea necesară
- ◆ blocarea rotirii manșetei odată cu arborele
- ◆ ungerea și răcirea intensă a suprafeței etanșate

Soluția modernă de manșeta "descărcată" din PTFE cu praf fin de cărbune (fig.2.40) satisface aceste cerințe, astfel încât limitele de funcționare au fost împinse spre valorile $p \approx 3\text{MPa}$, $v=12\text{m/s}$ și o rată a scurgerilor de 0,1...1gr/h la o durată minimă de funcționare de 5000 ore, valori similare cu cele ale etanșărilor frontale.

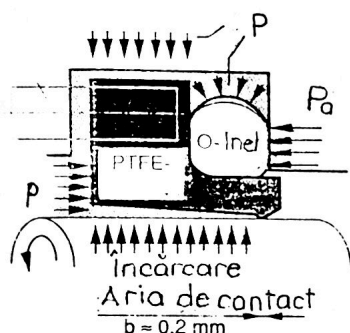


Fig. 2.40.

În cazul etanșărilor frontale o cuplă inelară cu suprafețe plane asigură primul nivel funcțional. Al doilea nivel de etanșare, reprezentat prin garniturile de etanșare a celor două inele față de arbore, respectiv față de carcasă, interzice scăpările pe zonele de contact imobil.

Trepte de performanță ale etanșărilor frontale. Tab.2.5.

Treapta	presiune a p [MPa]	Viteza de alunecare v	Cifra de încărcare $p \cdot v$ MPam/s	Exemplu de cuplu de materiale
I.	$p < 0,1$	$v < 10$	$p \cdot v > 1$	Materiale plastice, rășini fenolice, (impregnate în azbest grafit sau compozitie) și teflon (PTFE)
II.	$p < 1$	$v > 10$	$p \cdot v < 5$	(impregnat în fibre de sticlă, grafit și bisulfură de molibden) în contact cu fonta, bronz și materiale ceramice.
III.	$p \leq 5$	$v < 20$	$p \cdot v < 50$	Cărbune sintetic și grafit impregnate în rășini sintetice, metale, materiale ceramice în contact cu fonta, materiale ceramice, bronzuri, aliaje dure, oxizi metalici și carburi
IV.	$p > 5$	$v < 20$	$p \cdot v > 50$	

Se pot obține astfel performanțe foarte ridicate influențându -se convenabil asupra fiecărei zone menționate: cuplă inelară frontală

compresează automat uzurile prin deplasarea axială comandată elastic, într-un interval destul de larg conservând funcția de etanșare.

Etanșările secundare dispuse pe suprafețe cilindrice, imobile relativ, practic nu se uzează decât accidental.

În funcție de performanțe, etanșările frontale se grupează în patru clase (tab. 2.5), iar domeniile de utilizare sunt recomandate de firmele producătoare.

O situație comparativă între etanșările frontale de tip mânșetă pe criterii tehnologice, de exploatare și de cost, este prezentată în tabelul Tab.2.6.

Tabelul 2.6.

Specificația: parametrii / condiții funcționale	Tipuri de etanșare	
	frontală	mânșeta de rotație
0	1	2
Materiale și tehnologie de execuție	pretențioase, implică lustruirea suprafețelor active ale inelelor	nepretențioase pentru muchia de etanșare clasa E de precizie
Spatiu de montaj	la $d = \text{idem}$	
	maxim	minim
Condiții de prelucrare ale arborelui	rectificare cu avans	
	radial+axial	radial exclusiv
Posibilitate de a compensa abaterile de forma și poziție ale arborelui	foarte bună	medie/bună
Uzura arborelui	nulă	existentă
Pierderi de putere prin frecare	reduse	încărcate mari
		descărcate reduse
Cheltuieli de întreținere	reduse	
Cheltuieli de "viață" *	comparabile	
Costuri inițiale	mari	mici
Măsurii de lubrifiere, răcire	necesare	
Natura fluidului	fără restricții	limitată funcție de compatibilitatea cu materialul mânșetei

*Evaluarea costului de "viață" al unei etanșări trebuie să ia în considerare nu numai costul inițial de achiziție, ci întreg ansamblul de

cheltuieli care survin pe întreaga durată de funcționare (cheltuieli de exploatare, de înlocuire a unor piese, putere consumată, pierderi de fluid, costul stocului de piese de schimb, pierderi de producție, agregate auxiliare, defecțiuni secundare, impurificarea produsului, poluarea mediului).

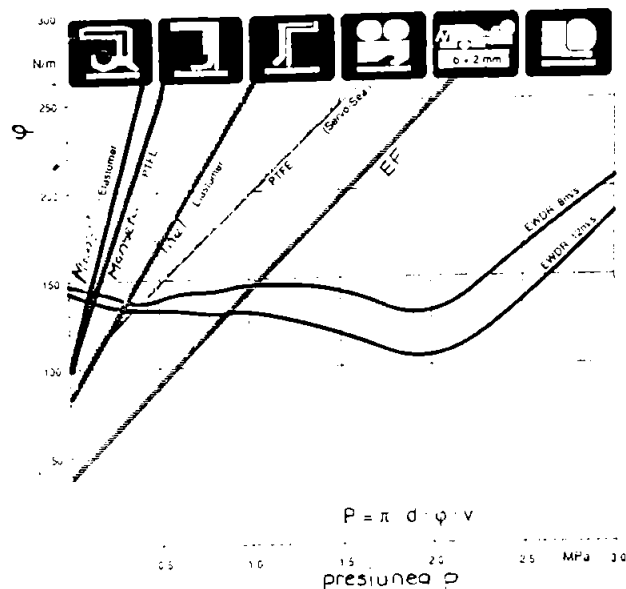


Figura 2.41.

Dacă se compară pierderile specifice prin frecare $\varphi = F_f / (\pi \cdot d)$, în domeniul de presiuni uzuale, pentru etanșările prin manșete de rotație "descărcate" sau clasice "încărcate" cu etanșările frontale (fig.2.41) se observă avantajul net al primelor, acestea având suplimentar gabaritul și costurile minimizate.

În domeniul presiunilor și vitezelor mai mari, și pentru medii grele de lucru, etanșările frontale sunt totuși de neînlocuit.

Se observă totuși existența unor resurse incomplet exploatare pentru etanșările cu manșetă de rotație, demne de interes pentru proiectare!

În figura 2.42. sunt date recomandările de utilizare ale etanșărilor frontale și a echipamentelor suplimentare aferente, funcție de natura mediului de etanșat.

- E - etanșare frontală simplă
- D - etanșare frontală dublă
- Z - separator ciclon
- Q - Quench (răcire bruscă)
- R - realimentare, me-diu curat
- A - etanșare frontală simplă, montaj exterior
- T - etanșare frontală dublă, montaj în tandem.

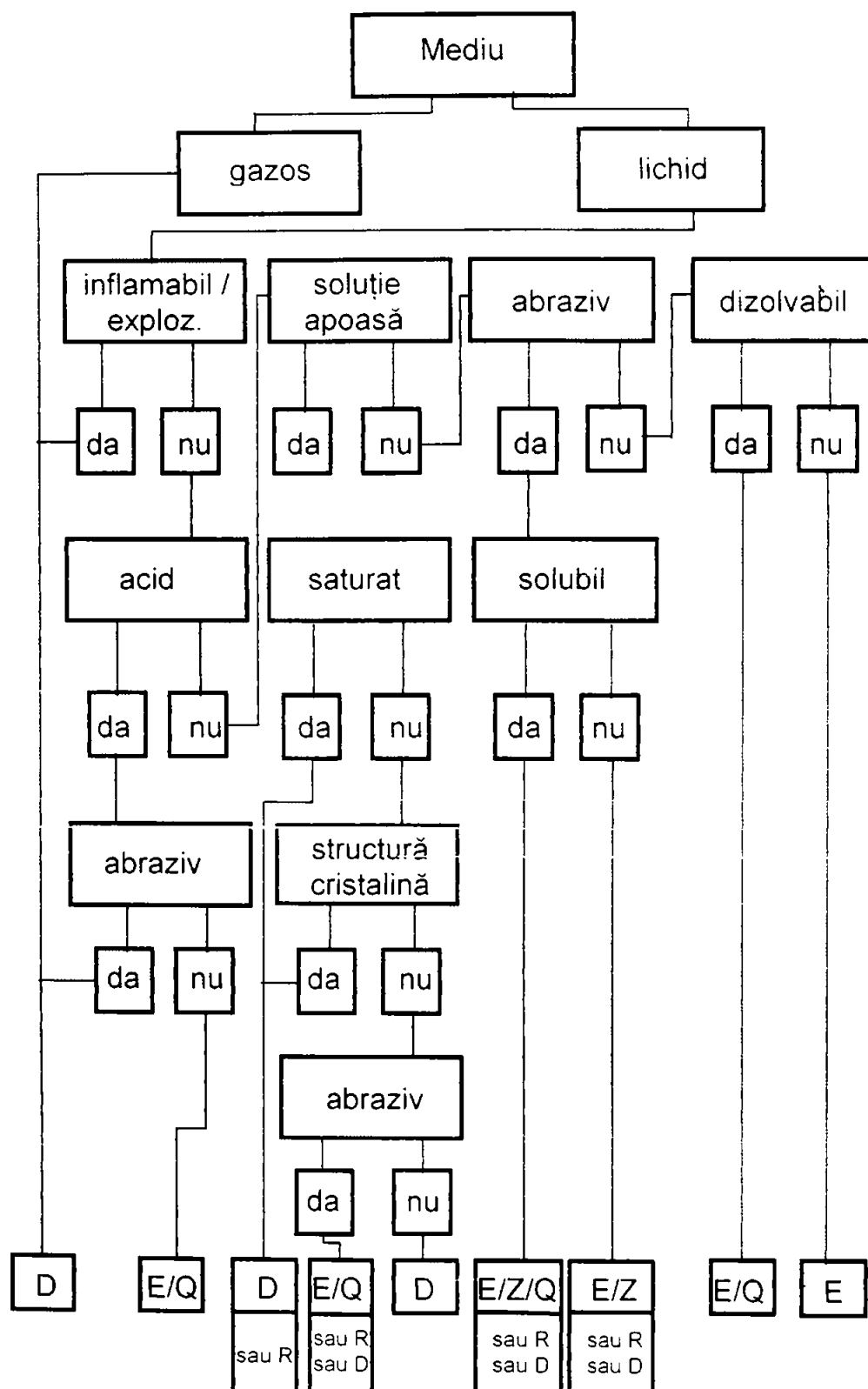


Fig. 2.42.

2.7. Stadiul cercetărilor asupra funcționării etanșărilor frontale (aspecte critice și evidențierea domeniilor de interes în cercetare)

Etanșările frontale ocupă în industrie o arie de răspândire dintre cele mai extinse. Performanțele lor acoperă cel mai larg domeniu de variație. Deși etanșările frontale sunt cunoscute încă de la începutul secolului, cunoașterea lor funcțională și punerea în evidență a elementelor și metodelor de concepție asigură continua optimizare a performanțelor acestora.

Studiile teoretice cu scopul de a pune la dispoziția fabricanților și proiectanților informații privitoare la siguranța în funcționare și fiabilitatea etanșărilor frontale urmăresc elucidarea fenomenelor de natură mecanică, termică și tribologică.

Cercetările întreprinse asupra funcționării stabile a etanșărilor frontale au fost subiectul a numeroase lucrări de specialitate, în ideea materialelor și tehnologiilor moderne, ajungându-se la modernizări substanțiale în generarea căldurii și evacuarea acesteia.

Studiul dinamic al etanșării primare a preocupat pe mulți cercetători, care în lucrările lor au ales diferite modele.

Au fost studiate metode de proiectare pe calculator a etanșărilor frontale folosind ecuațiile de mișcare ale inelului mobil, precum și simularea pe calculator a funcționării acestor etanșări. [Etsion]

Controlul activ al etanșării frontale poate fi una dintre cele mai promițătoare idei în dezvoltarea ulterioară a acestora.

Realizări recente se referă și la folosirea perechilor de materiale de tip carbură - carbură care, prin tehnologii moderne, realizează condiții tribologice optime.

Lucrările analizate furnizează un ansamblu de rezultate și nu o teorie unitară de concepție. Etanșările frontale sunt analizate ca elemente dinamice și în condiții foarte variate de temperatură, turație și pentru fluide de etanșat diverse.

Cu toate acestea nici unul din studiile cunoscute nu descrie satisfăcător starea de solicitare prin prisma contactului de frecare, care apare în interfața cuplei inelare de frecare a etanșării primare. Cel mai important parametru al performanțelor unei etanșări frontale este debitul de pierdere dependent strict de mărimea interstițiului format între inelul mobil și cel fix al etanșării.

De aceea menținerea acestui interstițiu la o valoare prestabilită prin calcul, în condițiile unui debit de pierdere admisibil, având sub control evoluția uzurii este esențială.

Creșterea continuă a parametrilor de lucru și în special a turației a adus în prim plan importanța aspectelor termice. Grosimea foarte mică a filmului de fluid conduce la producerea unei cantități apreciabile de căldură în interfața etanșării, deci neglijarea efectelor termice în analiza teoretică a etanșărilor frontale este imposibilă.

Deformațiile termoelastice ale inelelor, deși reduse în valoare absolută sunt comparabile cu grosimea filmului, influențând sensibil configurația geometrică a interstițiului. Majoritatea modelelor termice ale etanșărilor publicate până în prezent restrâng analiza la fenomenele din interstițiu. Din acest motiv modelarea termică a unei etanșări frontale la care se caută o soluție analitică sau coasianalitică, trebuie să pună accentul pe modelarea adecvată a transferului de căldură prin inele.

Totuși nu s-au publicat încă soluții analitice pentru calculul performanțelor etanșărilor frontale care să țină cont de variația temperaturii din interstițiu. Funcționarea etanșărilor frontale pune în discuție un ansamblu complex de fenomene interconectate și guvernate de un număr mare de parametri. Este deci necesară dezvoltarea cercetărilor experimentale și obținerea mijloacelor de măsuri precise pentru cunoașterea în profunzime a funcționării reale și a performanțelor etanșărilor frontale.

3 Studiul teoretic

al performanțelor etanșărilor frontale

Optimizarea durabilității unei etanșări frontale constă în satisfacerea a două condiții antagoniste :

- ◆ limitarea la minimum a scurgerilor prin neetanșeități sau chiar inexistența acestora. Aceasta implică minimizarea și chiar reducerea la zero a grosimii filmului de lubrifianț dintre suprafețele de frecare ale cuplei inelare;
- ◆ limitarea frecării și a uzurii, ceea ce implică asigurarea unor condiții satisfăcătoare de ungere a suprafețelor HS^* , HD^* , THD^* , EHD^* și / sau M^* mijloacele de acțiune principale sunt:
 - realizarea unui echilibru dinamic al elementelor etanșării primare aflate sub acțiunea fluidelor de etanșare în scopul asigurării separării la minimum a suprafețelor cu mișcare relativă sau a unei presiuni de contact a asperităților cât mai bună;
 - favorizarea condițiilor tribologice ale contactului cu asperități printr-o bună alegere a materialelor cuplei de frecare inelare și a fluidului de ungere.

HS	- hidrostatică
HD	- hidrodinamică
THD	- termohidrodinamică
EHD	- elastohidrodinamică
M	- mixtă.

3.1. Procese tribologice la etanșările frontale. Regimul de frecare

Analizând aspectele constructive și funcționale se observă că într-o etanșare frontală se găsesc reunite funcțiile unei garnituri de etanșare, ale unui lagăr și ale unui schimbător de căldură. ***Etanșările frontale trebuie să asigure un film fluid complet pentru a asigura o durabilitate acceptabilă*** astfel că deși este vorba de o etanșare ***caracteristicile funcționale*** sunt aceleași ca în orice cuplă de frecare fluidă :

- ♦ forța axială de deschidere, rigiditatea filmului, debitul de scăpări de fluid, momentul de frecare.

Suprafețele active ale etanșării primare trebuie să fie la o distanță foarte mică ($1 \div 2\mu\text{m}$) pentru ca debitul de fluid creat de diferența de presiune la interior și exterior să fie cât mai mic. Din acest motiv suprafețele active ale cuplei inelare se prelucrează îngrijit ($Ra = 0,025 \div 0,1\mu\text{m}$, ondulații limitate atât ca întindere cât și ca înălțime $H / R < 0,01$), la finisare și se tratează termic pentru a le mări duritatea (la oțeluri înalt aliate HRC 55 - 62). Se poate considera astfel că aria reală a suprafeței de contact este egală cu aria geometrică, iar etanșarea frontală operează în condițiile unui contact elastic multiplu [A1, M1, T4, T5].

Mărimea interstițiului foarte mică în raport cu alte dimensiuni ale etanșării frontale (cm) permite asimilarea cu comportarea unui lagăr axial inelar lubrifiat.

Comportamentul tribologic al unei cuple de frecare de alunecare este descris prin dependența adimensională (μ Gü) de tip Stribeck, dintre coeficientul de frecare μ și criteriul Gumbel ($Gü = \frac{\eta\omega}{p_m} = \frac{\varphi^2}{S_0}$; Fig. 3.1, 3.2 *)

- ♦ În perioadele de demaraj sau pentru cuple de frecare greu încărcate și cu viteze reduse, ungerea este săracă. Contactul alunecător dintre inelele etanșării primare are caracter mixt : $\mu \in (0,2 \div 0,3)$ zona a și $\mu \in (0,05 \div 0,1)$ zona b.

Pierderile de energie și uzura cuplei de frecare sunt maxime și se pot influența favorabil doar prin calitățile de antifricțiune ale materialelor în contact.

- ♦ Frecarea fluidă relativ instabilă se amortizează la o valoare limită a invariantului Sommerfeld $S_0 = \frac{\varphi^2}{Gü}$. În această situație coeficientul de

* Dependență utilizată de firma BURGMANN

frecare trece printr-un minim $\mu_{lim} \in (0,001 \div 0,01)$ zona c, iar regimul de frecare depinde în mod hotărâtor de proprietățile peliculei de lubrifiant.

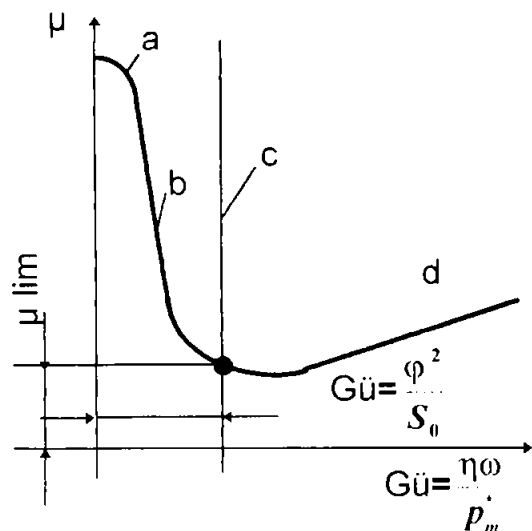


Fig. 3.1.

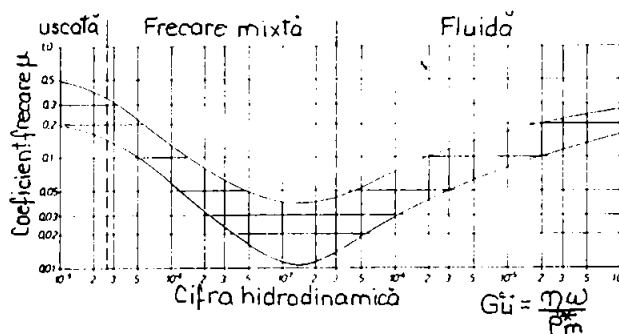


Fig. 3.2.

- ◆ Pentru valori ale invariantului Sommerfeld cu 50...100% sub valoarea limită, frecarea fluidă devine stabilă - zona d, iar coeficientul de frecare crește extrem de puțin în raport cu μ_{lim} . În acest domeniu cupla de frecare acceptă variații limitate ale încărcării și vitezei, conservând cu siguranță maximă regimul de frecare fluidă. Pierderile de energie ca și uzura cuplei de frecare devin neglijabile.
- Solicitățile locale ale zonei de contact ale etanșării primare apar ca efect conjugat al reacțiilor din lagăr și a mișcării relative. La o încărcare dată ($F_{inc.}$) legile de distribuție, valorile maxime ale presiunilor de contact (p_{max}) și pierderile prin frecare (M_{fr}) sunt dependente de geometria cuplei de frecare.

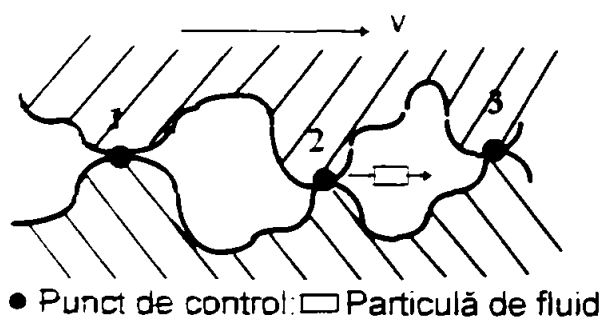
După cum s-a arătat în Cap. 2, Mayer [M9] acordă o mare atenție zonei 1 (fig. 2.18) în care presupune instalarea regimului limită pe care îl definește astfel:

- ◆ între suprafețele de frecare persistă un film subțire de lubrifiant având grosimea de câteva molecule, parțial întrerupt pe porțiuni cu contact uscat (regim mixt de frecare) care nu mai are presiune internă măsurabilă;
- ◆ vâscozitatea fluidului nu mai exercită nici o influență verificabilă asupra frecării;

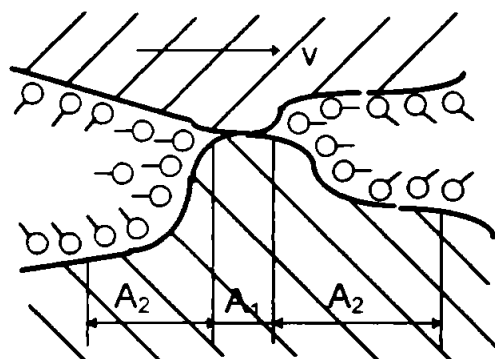
- frecarea și uzarea depind numai de capacitatea lubrifiantă a filmului și de combinațiile de materiale;
- coeficientul de frecare este independent de viteza de alunecare și de presiunea din interfață, cu condiția ca filmul să nu se evapore prin creșterea temperaturii. Acesta are valori de $0,03 \div 0,15$ iar la sarcini reduse, crește datorită forțelor de aderență dintre suprafețe [C1, L5, C14, C17, D1, D3, E2, K8, C18].

Experimentările făcute au pus totuși în evidență chiar în condiții limită a unei pierderi de fluid explicată de Mayer prin teoria curentului de difuzie. Rugozitatea împreună cu porozitatea formează pe interfață o multitudine de labirinturi independente unele de altele, ceea ce explică inexistența debitului static. În timpul funcționării, sub influența unei mici presiuni reziduale are loc o difuzie de fluid care se transmite de la un labirint la altul așa cum se poate vedea în figura 3.3.

Forța centrifugă influențează pozitiv sau negativ mărimea debitului. Curgerea nu depinde de lățimea interfeței dar e puternic influențată de rugozitate și e invers proporțională cu creșterea presiunii pe interfață.



● Punct de control: □ Particulă de fluid



A₁-suprafață de contact solid - solid

A₂-suprafață de contact între filme comprimate

Fig. 3.3.

Fig. 3.4.

Problema frecării limită este preluată și de Iliuc [11]. Explicând efectul straturilor adsorbite asupra frecării, acesta constată creșterea coeficientului de frecare la sarcini mici, dar aceasta este pusă pe seama preluării sarcinii numai de stratul adsorbit.

Prin evidențierea cu trasori radioactivi se constată că la orice sarcină există și contact direct solid - solid. Se propune astfel un model pentru contactul în regim limită (fig. 3.4.): presiunea pe o asperitate sferică fiind neuniformă, în zona de maximă presiune apare contactul

solid - solid. În zonele în care presiunea scade, sarcina este preluată de film. În acest fel numărul de contact pentru o suprafață aparentă de contact dată rămâne aproximativ aceeași, însă suprafața de contact solid - solid va scădea.

După desfacerea contactului, filmul întrerupt se reface din stratul înconjurător.

Straturile subțiri influențează puternic coeficienții de frecare, de la valori $0,6 \div 0,7$ pentru suprafețe curate, la $0,13 \div 0,03$.

Dereaghin [T4], în urma unor măsurători ale vâscozității în stratul limită, consideră că influența suprafeței solide se întinde dincolo de stratul adsorbit traversând numeroase straturi de molecule polare.

Twiss - Levis - Teagne [B9] consideră stratul limită ca o peliculă subțire de câteva molecule perforat de microasperități.

Kraghelski [K8] arată că împărțirea frecării în uscată și limită e convențională, deoarece suprafețele lipsite de straturi adsorbite, chemisorbite sau de reacție există numai în vid, deci frecarea tehnică ar fi de fapt limită.

În acest regim [I1], frecarea ar trebui să aibă loc numai între straturile moleculare ale filmului limită. Menținerea acestor straturi este însă foarte labilă datorită acțiunii unor factori care modifică ușor grosimea stratului : sarcina, vâscozitatea, viteza relativă.

Alți factori ca de exemplu rugozitatea (vârfurile microasperităților străpung filmul chiar la suprafețe foarte fin prelucrate), temperatura (creșterea acesteia poate duce la expulzarea filmului sau chiar la evaporare) devin un pericol pentru integritatea peliculei. Se poate deci afirma că frecarea limită este o stare ideală care nu poate fi menținută timp îndelungat în condiții reale de funcționare. Deci regimul de ungere limită este instabil, de scurtă durată, un caz ideal de frecare minimă cu uzare minimă, foarte greu și chiar imposibil de realizat și menținut la cuplele reale de frecare.

Astfel se poate considera frecare limită, ca făcând parte din frecarea mixtă, ca un caz ideal al acesteia.

Concluzionând asupra posibilității funcționării etanșării frontale :

- ◆ în cazul real al unei etanșări frontale, ținând seama de rugozitate, ondulații și evazare (neparalelismul suprafețelor în contact) nu se poate vorbi de o frecare limită la nivelul întregii interfețe; în majoritatea cazurilor, regimul de frecare este mixt și numai în situații deosebite fluid, când este mai importantă evitarea frecării decât volumul pierderilor prin scurgeri.
- ◆ frecarea limită se poate instala numai pe porțiuni restrânse, chiar la nivel de microasperități sau ondulații și are numai caracter tranzitoriu între frecarea fluidă și cea uscată locală.

- ◆ staturile limită aderente la suprafața de frecare au proprietăți diferite față de ale straturilor de lichid (apropiate de cele ale solidului) ; ele se penetrează și se refac alternativ la nivelul microcontactelor ; caracterul straturilor limită diferit de al lichidului face mai grea penetrarea și deci contribuie la creșterea portanței.
- ◆ menținerea și refacerea filmului limită este imposibilă fără o alimentare continuă cu lubrifianț - la nivelul interfeței etanșării frontale aceasta este asigurată chiar prin caracterul mixt al frecării întreținut de imperfecțiunile de prelucrare : ondulații, evazare, rugozitate.
- ◆ la nivelul microcontactelor există numai regimurile de frecare: fluidă, limită, uscată și EDH.

Studii recente acceptă faptul că presiunea în filmul de fluid constă dintr-o presiune hidrostatică p_{HS} și una hidrodinamică p_{HD} .

Presiunea HS este cauzată de diferența de presiune din interfață și descrește pe rază după legi cunoscute, iar presiunea HD este produsă de ondulațiile circumferențiale și este proporțională cu viteza de rotație.

Astfel repartitia forțelor de frecare pe diferite zone ale cuplei inelare nu este uniformă. Forțele de frecare exterioare sunt funcție de starea de tensiune în zonele contactului real.

În orice moment al situațiilor analizate intervin două forțe principale care trebuie să se echilibreze pentru ca etanșarea frontală să fie eficientă:

- ◆ forța care urmărește să micșoreze jocul dintre suprafețe , dată de rezultanta presiunilor hidrostatice ale fluidului etanșat pe suprafața inelului de presiune, pe direcție axială, plus forța dată de elementul elastic numită forță de închidere;
- ◆ forța dată de rezultanta presiunilor din filmul de fluid existent în interstițiul cuplei inelare de frecare numită forță de presiune.

În ecuațiile de echilibru ale inelului de presiune mai intervin:

- ◆ forța de frecare produsă de elementul de etanșare secundar al inelului de presiune;
- ◆ forța centrifugă creată de rotația fluidului din interstițiu;
- ◆ forța de frecare din filmul de fluid.

Este deci necesară respectarea relației de echilibru :

$$F_{\text{inchidere}} = \int_s p \cdot dS \quad 3.1.$$

care presupune cunoașterea distribuției de presiuni din pelicula de fluid.

În urma observațiilor experimentale înregistrate care nu erau dependente de o anumită teorie hidrodinamică, etanșările neprezentând urme de uzură semnificativă, s-a constatat că teoria trebuie să ia în considerare :

- ◆ proprietățile fluidului de etanșat;
- ◆ materialele inelelor etanșării primare prin proprietăți mecanice, termice și de schimb de căldură ;
- ◆ geometria cuplei inelare de frecare.

Modelarea unei etanșări frontale cu film trebuie să cuprindă fenomenele din interstițiu cuplate cu transferul de căldură din inele, astfel că modelul matematic este compus din :

- ◆ ecuația Reynolds;
- ◆ geometria interstițiului;
- ◆ ecuația energetică a fluidului;
- ◆ legea de variație a vâscozității fluidului cu temperatura;
- ◆ legea de variație a densității fluidului cu temperatura;
- ◆ condițiile la limită la interfața film / perete în interstițiu;
- ◆ ecuația de transfer de căldură conductiv în inele (ecuația Fourier);
- ◆ condițiile la limită termice pentru inele.

Geometria interstițiului este definită de poziția de echilibru a inelului de presiune, care rezultă din echilibrul forțelor axiale “de închidere” și “de deschidere” care acționează asupra acestuia.

Dacă se are în vedere corelarea geometriei interstițiului cu deformațiile termice ale inelelor, la sistemul de ecuații trebuie adăugate ecuațiile termoelasticității, asociate cu condițiile de rezemare ale inelelor etanșării primare.

În cazul configurațiilor clasice ale etanșărilor frontale este justificată decuplarea ecuației Reynolds de cea a energiei. Considerarea unei configurații axiale simetrice conduce la o problemă de curgere unidimensională, rezolvabilă analitic. În schimb, conducția căldurii prin inele, nu poate fi rezolvată analitic fără ipoteze simplificatoare. Din acest motiv o modelare adecvată a transferului de căldură se impune.

Au fost elaborate numeroase modele ale funcționării etanșării frontale cum ar fi :

- ◆ modelul micropenelor termohidrodinamice (THD) [I1, H4, I2, K8];
- ◆ modelul microlagărului hidrodinamic în trepte [C14];
- ◆ modelul ungerii HD prin extruderea fluidului de lubrifianț (squeeze film) [P7, P8, S16];
- ◆ modelul straturilor poroase [C14, I1], etc.

Pentru toate cazurile de presiuni se remarcă importanța cunoașterii distribuției de presiuni din interstițiu.

Ca urmare înălțimii reduse a acestuia, curgerea fluidului poate fi socotită laminară și fără inerție.

Calculul elementelor de bază ale etanșării frontale, inelele etanșării primare, se efectuează în următoarele etape :

- ◆ determinarea caracteristicilor HD sau HS din pelicula de ungere existentă în interstițiul etanșării primare în condiții de mișcare ;
- ◆ determinarea stării de tensiune și a deplasărilor în etanșarea primară;
- ◆ determinarea forțelor de frecare, a puterii pierdute prin frecare și a căldurii rezultate în cupla de frecare;
- ◆ determinarea câmpului de temperaturi din elementele cuplei inelare de frecare;
- ◆ corelarea temperaturii cu factorii de forță și cu frecarea;
- ◆ aprecierea influenței interacțiunilor elementelor constructive ale etanșării, a deformațiilor, a temperaturii și a neuniformității distribuției temperaturii în cupla de frecare inelară asupra legilor mișcării fluidului în interfață.

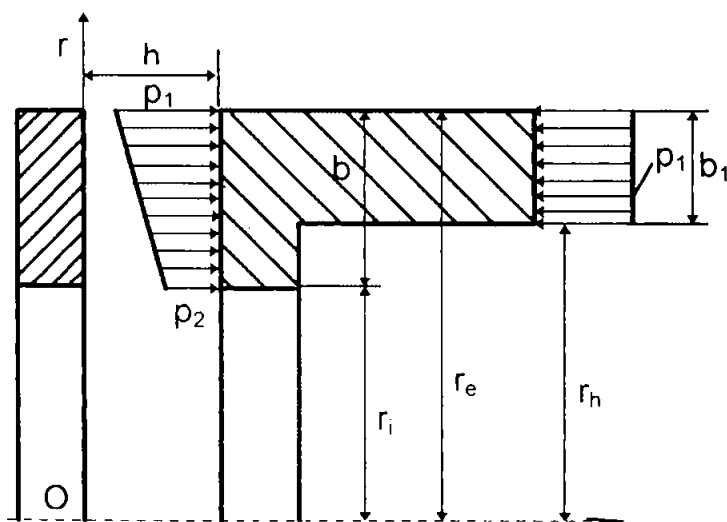
Cercetarea teoretică și experimentală a unei etanșări frontale în condițiile optimizării durabilității și limitării / anulării debitului de scurgeri prin neetanșeități trebuie să aibă în vedere :

- ◆ alegerea unei etanșări frontale cu $p_{max} \geq p_{ef}$.
(p_{max} - presiunea fluidului de etanșat maxim admisă de firma producătoare, p_{ef} - presiunea efectivă - uzuală - a fluidului) permițând astfel o creștere a durabilității și o micșorare substanțială / anulare a debitului de pierderi;
- ◆ ***centrarea relativă a sistemului arbore - carcasă*** (funcționare fără vibrații și nealinieri de montaj);
- ◆ utilizarea parametrilor funcționali : ω (viteza unghiulară) și T (temperatura) mult ***sub limitele maxime admise*** de firma producătoare.

3.2. Dependența curgere - frecare la o etanșare frontală (EF)

3.2.1. Curgerea hidrostatică a fluidului prin interfața cuplei inelare a etanșării frontale

Teoretic, EF se poate asimila cu o cuplă de frecare inelară cu fețe active rigide și impermeabile având o bună planeitate, rugozitate mică, între care există permanent un film subțire și continuu de fluid Newtonian hidrostatic în curgere laminară. [L4, S1, S15, E8].



Cu notațiile din figura 3.5. se pot scrie :

• ecuațiile de mișcare :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\eta \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) = \frac{\partial p}{\partial r} \quad 3.2.$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\eta \frac{\partial v_\varphi}{\partial x} \right) = 0 \quad 3.3.$$

Fig.3.5.

◆ ecuația de continuitate :

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} = 0 \quad 3.4.$$

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații se pun condițiile la limită :

◆ condițiile limită cinematice :

$$\begin{aligned} z = 0; & \quad v_r = 0; \quad v_\varphi = 0 \\ z = h; & \quad v_r = 0; \quad v_\varphi = \omega \cdot r \end{aligned} \quad 3.5.$$

◆ condițiile limită pentru presiuni:

$$\begin{aligned} r &= r_e; & p &= p_1 \\ r &= r_1; & p &= p_2 \end{aligned} \quad 3.6.$$

și, considerând vâscozitatea constantă, ecuațiile devin :

◆ ecuațiile de mișcare :

$$\frac{\partial^2 v_r}{\partial x^2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial r}; \quad \frac{\partial^2 v_\phi}{\partial x^2} = 0 \quad 3.7.$$

◆ ecuația de continuitate :

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} = 0 \quad 3.8.$$

Acest sistem de ecuații cu considerarea aceluiași condiții limită permit determinarea analitică a distribuției vitezelor și presiunilor în filmul de fluid :

$$v_r = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot x(x-h) \quad 3.9.$$

$$v_\phi = \frac{\omega r}{h} x \quad 3.10.$$

$$p = p_2 + (p_1 - p_2) \frac{\ln r - \ln r_1}{\ln r_e - \ln r_1} \quad 3.11.$$

În cazul unor lățimi mici de interfață în raport cu raza, distribuția de presiuni poate fi considerată liniară.

Forța din interstițiu care tinde să desfacă etanșarea (în ipoteza unei curgeri Poiseuille) :

$$F_{hs} = \pi(p_1 r_e^2 - p_2 r_1^2) + \frac{\pi(r_e^2 - r_1^2)}{2 \ln \frac{r_e}{r_1}} (p_1 - p_2) \quad 3.12.$$

iar debitul de fluid ce va scăpa prin etanșare :

$$Q = \frac{\pi h^3}{6\eta} \cdot \frac{p_1 - p_2}{\ln r_e - \ln r_i} \quad 3.13.$$

Momentul de frecare din interfață se va stabili cu relația:

$$M_{fr} = 2\pi \int_{r_i}^{r_e} \eta \frac{\omega r}{h} r^2 dr = \frac{\pi \eta \omega}{2} \frac{r_e^4 - r_i^4}{h} \quad 3.14.$$

iar coeficientul de frecare are valoare:

$$\mu = \frac{M_{fr}}{F \cdot r_m} \quad 3.15.$$

unde: $r_m = \frac{r_i + r_e}{2}$

Consumul de putere pierdută prin frecare are valoarea:

$$P_{fr} = M_{fr} \cdot \omega = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\eta \omega^2}{h} \cdot (r_e^4 - r_i^4) \quad 3.16.$$

Modelul simplu al frecării complexe dintre suprafețele în contact luând în considerare teoria hidrostatică a ungerii este funcțional atât pentru suprafețe convergente cât și pentru cele divergente, cu particularizările de rigoare.

Dacă efectul hidrostatic al ungerii este combinat cu efectul mecanic al contactului solid cu frecare, se poate rezolva problema frecării mixte care apare la EF. De asemenea ulterior se va introduce și efectul hidrodinamic al ungerii.

3.2.2. Modelarea contactului de suprafață cu frecare a cuplei inelare a EF prin FEM

Problemele de contact sunt neliniare deoarece suprafața de contact reală depinde de forța aplicată. Proprietățile de rigiditate ale etanșărilor frontale care conduc la repartiția tensiunilor variază între faza de neîncărcare și cea de încărcare.

Presiunea de contact în interfață trebuie menținută într-un interval limitat de condițiile:

- ◆ păstrarea funcției de etanșare (ceea ce implică presiuni cât mai mari);
- ◆ uzuri minime (ceea ce implică presiuni cât mai mici).

De aceea cunoașterea distribuției presiunilor în interfață precum și a influenței parametrilor funcționali asupra acesteia conduce la soluția optimă [A6, A2, A14, B6, D2, D7, E7, G1, G3, H1, H8, S4, S13, S18, T2, W1].

În fig. 3.4 se prezintă două corpuri în contact, situația putând fi generalizată la un număr oarecare de corpuri.

Deoarece corpurile sunt elastice, trebuie să fie valabile relațiile elasticității clasice și anume:

- ◆ ecuațiile diferențiale de echilibru static

$$\sigma_{ij,j} + F_i = 0 \quad \text{în } V \quad 3.17.$$

- ◆ relațiile de liniaritate între tensiuni și deformații

$$\sigma_{ij} = E_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad \text{în } V \quad 3.18.$$

- ◆ relațiile între deformații și deplasări

$$\varepsilon_{ij} = (u_{i,j} + u_{j,i}) / 2 \quad \text{în } V \quad 3.19.$$

unde:

$$u_i, u_i \text{ pe } S_u \quad 3.20.$$

$$\sigma_{ij} \cdot n_j = \bar{t}_i \text{ pe } S_t \quad 3.21.$$

În aceste relații se notează derivata $\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = u_{i,j}$. De asemenea σ_{ij} reprezintă componentele tensorului tensiunilor iar ε_{ij} componentele tensorului liniarizat al deformațiilor.

E_{ijkl} sînt constantele elastice ale materialelor care se consideră că au proprietățile de simetrie obișnuite, F_i forțele masice, \bar{t}_i forțe cunoscute pe suprafața S_i și $\{u\}$ deplasările cunoscute de pe suprafața S_u ;

n_i sînt componentele normalei exterioare la suprafețele corpurilor.

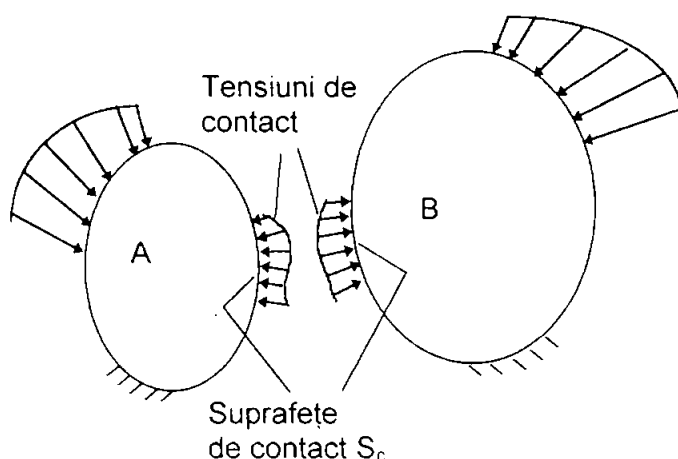


Fig. 3.4

În teoria micilor deplasări se consideră următoarele ipoteze:

- normalele la suprafețele de contact asociate sînt aproape paralele;
- distanța dintre suprafețele de contact asociate este de același ordin cu u_i .

Pe suprafața de contact există în plus condițiile unilaterale de nepenetrare și legea frecării uscate coulombiene.

Condiția cinematică de nepenetrare în cazul cînd ipotezele de mai sus sunt valabile este:

$$v_n + \delta \geq 0 \quad 3.22.$$

unde:

δ - distanța inițială dintre suprafețe;

v_n - deplasarea relativă normală calculată cu relația:

$$v_n = -\left(n_i^A \cdot u_i^A + n_i^B \cdot u_i^B\right)$$

Componenta normală a vectorului tensiunilor pe suprafața de contact S_c este:

$$\sigma_n = \sigma_{ij}^A \cdot n_i^A \cdot n_j^B = \sigma_{ij}^B \cdot n_i^B \cdot n_j^B$$

și trebuie să satisfacă condițiile :

$$\sigma_n \leq 0 \quad \text{dacă există contact,} \quad 3.23.$$

$$\sigma_n = 0 \quad \text{dacă nu există contact} \quad 3.24.$$

Relațiile, 3.22, 3.23, 3.24 se exprimă condensat astfel:

$$\sigma_n \leq 0; \quad v_n + \delta \geq 0; \quad (v_n + \delta) \cdot \sigma_n = 0; \quad \text{pe } S_c^A \text{ și } S_c^B \quad 3.25.$$

Conform legii de frecare coulombiene, componentele vitezei relative tangențiale și ale tensiunilor tangențiale de contact fiind respectiv \dot{v}_{T_i} , σ_{T_i} rezultă relațiile:

$$\left. \begin{array}{l} |\sigma_{T_i}| \leq \mu \cdot |\sigma_n|; \quad \dot{v}_{T_i} = 0; \quad \text{daca } |\sigma_{T_i}| < \mu \cdot |\sigma_n|; \\ \dot{\lambda} \geq 0; \quad \text{astfel ca } \dot{v}_{T_i} = \dot{\lambda} \cdot \sigma_{T_i}; \quad \text{daca } |\sigma_{T_i}| = \mu \cdot |\sigma_n| \end{array} \right\} \text{pe } S_c^A \text{ si } S_c^B \quad 3.26.$$

Componentele vitezei relative și ale tensiunii tangențiale de contact sunt definite după cum urmează:

$$\dot{v}_{T_i} = \dot{u}_{T_i}^A - \dot{u}_{T_i}^B; \quad \sigma_{T_i} = \sigma_{T_i}^B = -\sigma_{T_i}^A$$

unde:

$$\mathbf{u}_{T_i}^{A(B)} = \mathbf{u}_i^{A(B)} - \mathbf{n}_i^{A(B)} \cdot \mathbf{n}_j^{A(B)} \cdot \mathbf{u}_j^{A(B)};$$

$$\sigma_{T_i}^{A(B)} = \sigma_{ij}^{A(B)} \cdot \mathbf{n}_j^{A(B)} - \sigma_n \cdot \mathbf{n}_i^{A(B)}$$

În scopul determinării răspunsului incremental al sistemului se consideră că toate variabilele sînt cunoscute la timpul t .

Dacă $\Delta \mathbf{u}_i$, $\Delta \sigma_{ij}$ sunt variațiile incrementale într-un interval de timp $(t, t + \Delta t)$ relațiile 3.17 pînă la 3.26 vor fi reevaluate.

Formularea incrementală este necesară din cauza efectelor de frecare ireversibile.

Problemele cu frecare coulombiană se formulează ca inegalități variaționale.

Formularea variațională necesară pentru construcția ecuațiilor cu element finit ale proceselor quasistatice este cea mixtă care consideră atît deplasările, cît și tensiunile de contact.

Atunci cînd se consideră frecarea deplasarea tangențială relativă în zona de alunecare implică disipare de energie.

În acest caz starea finală a cîmpului de deplasare și de forță de contact este determinată de istoria încărcării.

Problema se rezolvă prin calcul incremental, urmînd istoria încărcării. Însă starea de tensiuni se determină în mod unic din starea finală, deoarece corpurile sînt elastice.

Pot fi utilizate diferite tehnici pentru calculul incrementelor.

O tehnică este cea iterativă. Iterațiile sînt folosite pentru determinarea zonelor de adeziune și alunecare în fiecare increment al încărcării împreună cu semnul forțelor de frecare. În această tehnică dimensiunea incrementului forței este determinată pe model, deoarece forța este gradată astfel încît o nouă pereche de noduri în contact este considerată în contact sau iese din contact.

În altă tehnică de incrementare trebuie să fie aleasă forța necesară pentru noi condiții de contact atît în ce privește frecarea cît și proprietățile contactului. Această tehnică folosește incremente mici, dar urmărește mai bine decît prima istoria încărcării.

Pentru prima tehnică se folosesc incremente mai mari dar în schimb se iterează mai mult.

♦ **Formularea integrală.** Se consideră două corpuri elastice în contact

Fig. 3.4. Pentru rezolvarea problemei de contact se presupune că lungimea zonei de contact este S_c .

Cînd se consideră frecarea, relația dintre tracțiunile normale și tangențiale se definește prin coeficientului de frecare μ . Zona de contact este divizată în două părți corespunzător cu starea de alunecare sau de adeziune.

$$\begin{aligned} t_2 &= \pm \mu \cdot t_1 \text{ pe } S_{cs} \text{ (alunecare);} \\ t_2 &< \mu \cdot t_1 \text{ pe } S_{ca} \text{ (adeziune).} \end{aligned} \quad 3.27.$$

În cazul adeziunii incrementul deplasărilor relative tangențiale ($\Delta V_2^A + \Delta V_2^B$) este egal cu zero, în timp ce în cazul alunecării el este diferit de zero. În ultimul caz semnul coeficientului de frecare în prima ecuație din 3.27 se alege astfel încît energia este disipată, adică:

$$\text{sign } t_2 \neq \text{sign} (\Delta V_2^A + \Delta V_2^B) \quad 3.28.$$

Coeficientul de frecare μ depinde de alunecarea totală efectivă v_c :

$$\mu(v_c) = \mu_m \left[1 - \left(1 - \frac{\mu_i}{\mu_m} \right) \cdot e^{-h v_c} \right] \quad 3.29.$$

unde:

$$v_c = \sum |\Delta v_c|; \quad \Delta v_c = \Delta v_2^A + \Delta v_2^B$$

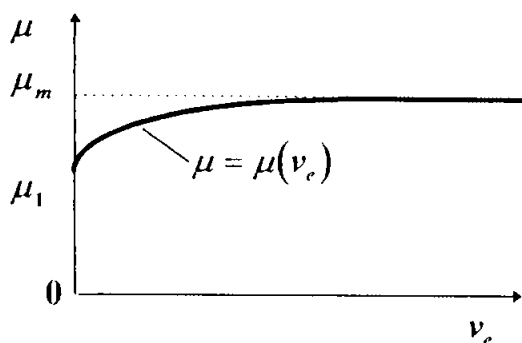


Fig. 3.5

Parametrul h este un coeficient de consolidare. În cazul cînd coeficientul inițial de frecare μ , și coeficientul de frecare limită μ_m sunt egali, există legea ideală de frecare a lui Coulomb (fig. 3.5).

Atunci cînd coeficientul de frecare este o funcție de alunecare, el este de

asemenea funcție de încărcare. Prin urmare μ se modifică continuu în timpul încărcării.

Noile valori ale lui μ pentru fiecare pereche de elemente sînt calculate după fiecare pas de încărcare.

Dacă se utilizează valoarea "exactă" a lui μ în fiecare pas de încărcare, iterațiile se efectuează pentru acesta.

Deoarece această tehnică iterativă necesită mult timp de calcul, valorile lui μ sînt calculate aproximativ pentru pașii precedenți de încărcare fără iterații.

Un efect al acestei tehnici este acela că un element care își modifică stările de contact de la adeziune la alunecare sau de la alunecare la alunecare cu schimbarea valorii lui μ prezintă o forță tangențială reziduală:

$$\Delta t^{v,n} = \pm \mu^{n-1} \cdot t_1^{n-1} - t_2^{n-1} \quad 3.30.$$

care în cazul de la alunecare fig.3.6 se scrie:

$$\Delta t^{v,n} = \pm (\mu^{n-1} - \mu^{n-2}) \cdot t_1^{n-1} \quad 3.31.$$

În stare de alunecare incrementul forței tangențial este:

$$\Delta t_2^n = \pm \mu^{n-1} \cdot \Delta t_1^n + \Delta t_2^{v,n} \quad 3.32.$$

Aceasta asigură că după fiecare pas de încărcare este valabilă condiția de alunecare (fig. 3.6):

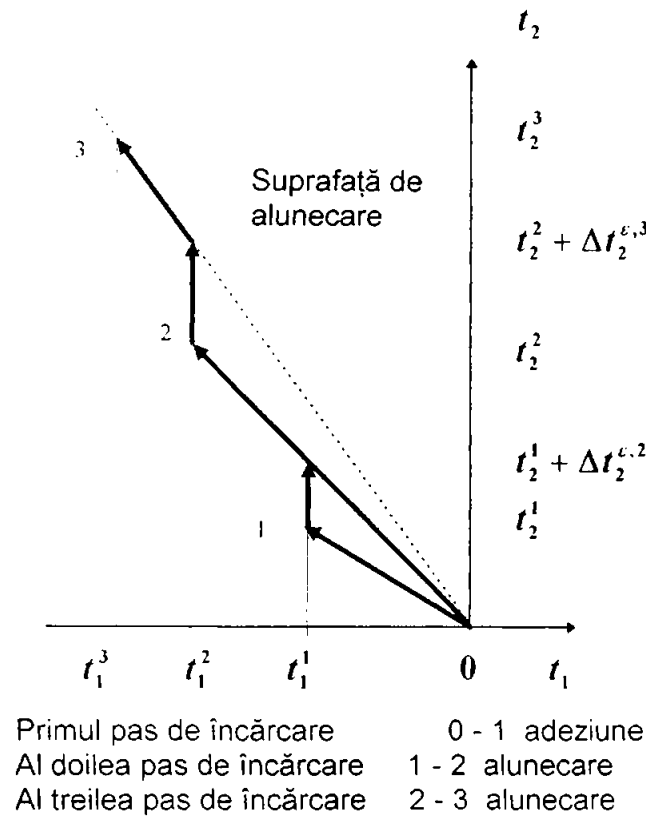


Fig. 3.6

$$t_2 = \pm \mu \cdot t_1$$

Astfel, condițiile de contact sînt următoarele

$$S_c: \quad \Delta v_1^A + \Delta v_1^B = 0; \quad \Delta t_1^A - \Delta t_1^B = 0; \quad t_1^A < 0; \quad t_1^B < 0;$$

$$S_{ca}: \quad \Delta v_2^A + \Delta v_2^B = 0; \quad \Delta t_2^A - \Delta t_2^B = 0; \quad 3.33.$$

$$S_{cs}: \quad \Delta t_2^A - \Delta t_2^B = 0; \quad \Delta t_2^k = \pm \mu \cdot \Delta t_1^k + \Delta t_2^{\varepsilon,k}; \quad k = A, B$$

unde avem relațiile:

$$v_1^A = u_1^A - \alpha \cdot u_1^0; \quad v_2^A = u_2^A;$$

3.34.

$$v_1^B = u_1^B - (1 - \alpha) \cdot u_1^0; \quad v_2^B = u_2^B$$

cu semnificația notațiilor:

u_1^0 - jocul normal dintre suprafețele în contact.

$\alpha \cdot u_1^0$ - distanța dintre S_c^A , S_c .

$(1 - \alpha) \cdot u_1^0$ - distanța dintre S_c^B , S_c .

Rezultă două ecuații integrale necuplate unde variabilele de contact pentru corpul B sunt eliminate folosind condițiile de contact: 3.33

$$\begin{aligned}
 & \int_{S^A - S_c^A} t_{ij}^{*A} \cdot \Delta u_j^A \cdot dS - \int_{S_{ca}^A} t_{ij}^{*A} \cdot \Delta v_j^A \cdot dS - \int_{S_{ca}^A} (t_{i1}^{*A} \cdot \Delta v_1^A - t_{i2}^{*A} \cdot \Delta v_2^A) \cdot dS = \\
 & = \int_{S^A - S_c^A} u_{ij}^{*A} \cdot \Delta t_j^A \cdot dS + \int_{S_{ca}^A} u_{ij}^{*A} \cdot \Delta t_j^A \cdot dS - \int_{S_{ca}^A} (u_{i1}^{*A} = \mu \cdot u_{i2}^{*A}) \cdot \Delta t_1^A \cdot dS - \\
 & - \int_{S_c^A} \alpha \cdot t_{ij}^{*A} \cdot u_1^{0,n} \cdot dS - \int_{S_{ca}^A} u_{i2}^{*A} \cdot \Delta t_2^{0,n} \cdot dS \\
 & \int_{S^B - S_c^B} t_{ij}^{*B} \cdot \Delta u_j^B \cdot dS + \int_{S_{ca}^B} (-t_{ij}^{*B}) \cdot \Delta v_j^B \cdot dS - \int_{S_{ca}^B} (-t_{i1}^{*B} \cdot \Delta v_1^B - t_{i2}^{*B} \cdot \Delta v_2^B) \cdot dS = \\
 & = \int_{S^B - S_c^B} u_{ij}^{*B} \cdot \Delta t_j^B \cdot dS + \int_{S_{ca}^B} u_{ij}^{*B} \cdot \Delta t_j^B \cdot dS - \int_{S_{ca}^B} (u_{i1}^{*B} = \mu \cdot u_{i2}^{*B}) \cdot \Delta t_1^B \cdot dS - \\
 & - \int_{S_c^B} (1 - \alpha) \cdot t_{ij}^{*B} \cdot u_1^{0,n} \cdot dS + \int_{S_{ca}^B} u_{i2}^{*B} \cdot \Delta t_2^{0,n} \cdot dS
 \end{aligned}$$

3.35

În ecuațiile 3.35 există pentru fiecare punct de pe contur perechea de variabile:

$$S^A - S_c^A: (\Delta u_i^A, \Delta t_i^A);$$

$$S_{ca}^A: (\Delta v_i, \Delta t_i);$$

3.36

$$S_{cs}^A: (\Delta v_1, \Delta t_1), (\Delta v_2, = \mu \cdot \Delta t_1)$$

În afara zonei de contact există o relație pentru o necunoscută iar în interiorul zonei de contact există două relații pentru două necunoscute.

Problema este acum rezolvabilă, deoarece pentru fiecare punct de pe contur există o relație pentru fiecare mărime necunoscută.

Parametrul α din ecuația 3.35 reprezintă contactul corect pe frontieră și poate fi calculat dacă Δv_i sînt considerate nule ($u_i^{n,n} = 0$).

Soluția este însă căutată practic prin luarea unor valori de încercare pentru α , de exemplu 0,0; 0,5 sau 1,0 și găsită prin anularea lui Δv_i în suprafața de contact.

Problema este liniară dacă zonele de contact, adeziune sau alunecare sunt considerate constante în timpul incrementării forței.

Prin urmare, principiul suprapunerii este variabil, iar problema poate fi separată în două părți: o parte depinde de ultimele două integrale din fiecare ecuație a sistemului 3.35, iar cealaltă depinde de incrementul forței.

Ultimele două integrale reprezintă lucrul mecanic necesar pentru obținerea unei noi suprafețe de contact, în timp ce forța tangențială reziduală cere ca forța totală să satisfacă $t_2 = \pm \mu \cdot t_1$.

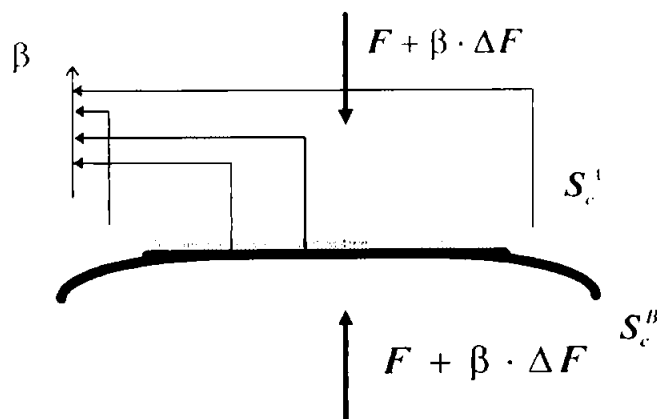


Fig. 3.7

Cu această separare se poate obține soluția pentru incrementul forței până ce rezultă forța totală și factorul de scară.

În cazul discret se determină factorul de scară până se obține punctul în care două noi elemente sunt în contact sau între o

pereche de elemente există o forță normală pozitivă (v. fig. 3.7).

Până acum s-a considerat că zonele de adeziune și alunecare sunt cele corecte, iar forța tangențială de contact în zona de alunecare are semnul corect.

O cale de găsiere a soluției corecte în fiecare increment constă în obținerea unei soluții pentru o condiție de contact care nu se automodifică. În zona considerată de adeziune, forța tangențială totală satisface inegalitatea $|t_2| < \mu \cdot t_1$.

În zona de alunecare forța de frecare este contrară incrementelor relative de deplasare. Prin urmare, este satisfăcută condiția 3.28.

Dacă condițiile de contact nu sunt modificate, forța poate fi incrementată iar deplasările și forța de contact se calculează succesiv cu:

$$t_i^n = \Delta t_i^{e,n} + \beta \cdot \Delta t_i^n + t_i^{n-1}; \quad 3.37.$$

$$u_i^n = \Delta u_i^{e,n} + \beta \cdot \Delta u_i^n + u_i^{n-1}$$

◆ **Discretizarea în elemente.** Pentru rezolvarea numerică a sistemului de ecuații 3.35 integralele sunt divizate într-o sumă de integrale pe elemente.

Pe fiecare element deplasările și forțele de contact variază corespunzător cu funcțiile de interpolare N_m , φ_m , ψ_m .

Funcțiile de interpolare variază pe element în funcție de valorile lor în puncte discrete sau noduri.

Dacă x_{im}^e , Δu_{im}^e , Δt_{im}^e sunt valorile nodale pe element, variația se scrie:

$$x_i = N_m \cdot x_{im}^e, \quad \Delta u_i = \varphi_m \cdot \Delta u_{im}^e, \quad \Delta t_i = \psi_m \cdot \Delta t_{im}^e \quad 3.38.$$

Din condițiile 3.34 și relațiile 3.38 rezultă că Δv_i și $u^{e,n}$ sunt interpolate cu φ_m . Funcțiile de interpolare sunt substituite în ecuațiile integrale 3.35. Integrarea este efectuată pe elemente de contur. Dacă două variabile care aparțin la două elemente diferite acționează în același nod, acțiunile lor se cumulează. Numărul de noduri total este N pe S^A și M pe S^B . Însurarea este efectuată pe $N - N_c$, $M - M_c$ în afara zonei de contact și pe N , M_c noduri în zona de contact. Se notează ca $N_c = M_c$ și aceste noduri sunt în corespondență.

Dacă contactul se înstalează succesiv cu fiecare din cele $N + M$ noduri, se obțin $2 \cdot (N + M)$ relații. Separând variabilele de contact se scrie ecuația matriceală:

$$A[x, \beta \cdot y] = B[c, \beta \cdot d] \quad 3.39.$$

sau:

$$\left[\begin{array}{ccccc|cc} \hat{t}^{*A} & \hat{t}_{1a}^{*A} & \hat{t}_{1p}^{*A} & \hat{t}_{2a}^{*A} & \hat{t}_{2p}^{*A} & 0 & -u_{1a}^{*A} \\ 0 & \hat{t}_{1a}^{*B} & \hat{t}_{1p}^{*B} & \hat{t}_{2a}^{*B} & 0 & \hat{t}^{*B} & -u_{1a}^{*B} \end{array} \right] \cdot \begin{bmatrix} (-u_{1p}^{*A} \pm \mu \cdot u_{2p}^{*A}) & -u_{2a}^{*A} & 0 \\ (-u_{1p}^{*B} \pm \mu \cdot u_{2p}^{*B}) & -u_{2a}^{*B} & \hat{t}_{2p}^{*B} \end{bmatrix}$$

$$\left[\begin{array}{l} \Delta u^A \\ \Delta v_{1a} \\ \Delta v_{1p} \\ \Delta v_{2a} \\ \Delta v_{2p}^A \\ \Delta u^B \\ \Delta t_{1a} \\ \Delta t_{1p} \\ \Delta t_{2a} \\ \Delta v_{2p}^B \end{array} \right] = \left[\begin{array}{ccccc} u^{*A} & 0 & -\hat{t}_{1p}^{*A} & u_{2p}^{*A} & 0 \\ 0 & u^{*B} & 0 & u_{2p}^{*B} & -\hat{t}_{1p}^{*B} \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{cc} 0 & \beta \cdot t^A \\ 0 & \beta \cdot t^B \\ \alpha \cdot u_1^{0,n} & 0 \\ \Delta t_2^{c,n} & 0 \\ (1-\alpha) \cdot u_2^{0,n} & 0 \end{array} \right]$$

3.40.

Din relația 3.40 rezultă două sisteme de ecuații liniare, fiecare având $2 \cdot (M + N)$ ecuații pentru $2 \cdot (M + N)$ necunoscute nodale.

Problema este rezolvabilă dacă sînt suprimate mișcările de corp rigid.

Pentru fiecare pereche de elemente în contact se definește sistemul de coordonate local (ξ, η) . Axa ξ este formată din vectorii normali la cele două elemente \bar{n}_A, \bar{n}_B :

$$\bar{n}_\xi^A = \frac{\bar{n}^A - \bar{n}^B}{|\bar{n}^A - \bar{n}^B|} = -\bar{n}_\xi^B \quad 3.41.$$

Jocul inițial $\Delta u_\xi^{0,n}$ dintre elemente în raport cu sistemul (ξ, η) se calculează cu vectorii nodali ai elementului din ultima incrementare:

$$u_\xi^{0,n} = (\Gamma_{A \ B} \cdot u^A - u^B) \cdot n_\xi^A \quad 3.42.$$

$\Gamma_{A \ B}$ fiind vectorul dintre noduri în starea nedeformată.

Variabilele care aparțin suprafeței de contact sunt transformate în sistemul (ξ, η) . Sistemul celor două ecuații matriceale este în concordanță cu condițiile de contact 3.32 și 3.40. În afara suprafeței de contact forța de contact sau deplasarea sunt cunoscute.

Variabilele sunt rearanjate astfel încât necunoscutele sunt plasate în partea stângă, iar cunoscutele în partea dreaptă. Vectorii din partea dreaptă care apar după înmulțirile de matrice sunt denumiți $[b_1, \beta \cdot b_2]$, iar vectorii necunoscuți $[y_1, \beta \cdot y_2]$.

Deci, dacă matricea sistemului este A sistemul de ecuații se scrie:

$$A[y_1, \beta \cdot y_2] = B[b_1, \beta \cdot b_2] \quad , \quad 3.43.$$

Dacă se suprimă mișcarea de corp rigid, ecuația matriceală 3.43 poate fi rezolvată.

- **Factorul de scară în problema contactului.** Prin folosirea ecuațiilor 3.34 și a relațiilor 3.33 toate incrementele în condițiile de contur sunt cunoscute pentru cele două corpuri. Deplasarea și tracțiunea totală sunt calculate din ecuațiile 3.37. Pentru fiecare pereche de noduri în contact, β se calculează din condiția ca presiunea de contact să fie egală cu zero:

$$\beta = -\frac{(\Delta u^{\xi,n} + t^{n-1})}{\Delta t^n}, \quad \Delta t^n \neq 0 \quad 3.44.$$

Pentru perechea de elemente din imediata vecinătate a zonei de contact, β este calculat din condiția de joc nul, adică acestea sunt noi elemente în contact:

$$\beta = \frac{\left[\bar{\Gamma}_{A-B} - \sum_{k=A,B} (\Delta u^{\xi,n} + \Delta u^{n-1})_k \right] \cdot \bar{n}_\xi^A}{(\Delta u^{n-A} + \Delta u^{n,B}) \cdot \bar{n}_\xi^B} \quad 3.45.$$

După determinarea factorului de scară trebuie să fie verificate condițiile considerate pentru adeziune, alunecare și semnul forței de frecare conform relațiilor 3.27,3.28.

Dacă aceste condiții sunt satisfăcute, se determină soluția exactă.

Dacă nu sunt satisfăcute, atunci se aleg noi condiții de contact și se repetă căutarea.

După mai multe iterații se obține soluția de contact corectă pentru starea de încărcare.

3.2.3. Elastohidrodinamica (EHD) lubrificației unei EF

Funcționarea EF are loc în condițiile existenței unei scurgeri mai mici sau mai mari, deci la un regim de frecare mergând de la limită-mixt până la fluid.

Existența unui film de lubrifianț în interfață și a unui debit circumferențial antrenat într-o curgere Quette, va duce la apariția unei sustentații HD cauzată în cazul unei EF obișnuite de neregularitățile suprafețelor de alunecare, ondulații, porozități, deformații termice, etc., iar în cazul EF speciale de prelucrările adecvate pe interfață.[B3, C14, C15, B13, B14, A17, M2, M3, M4, M17, P2, P3].

EF la care se ating viteze periferice mari trebuie să funcționeze cu film fluid complet pentru a asigura o durabilitate acceptabilă astfel încât, deși este vorba de o etanșare, caracteristicile funcționale sunt aceleași ca la orice cuplă de frecare fluidă:

- ◆ forța axială de deschidere;
- ◆ rigiditatea filmului;
- ◆ debitul de scăpări de fluid prin neetanșeități;
- ◆ momentul de frecare.

Lubrificația elastohidrodinamică se fundamentalizează în contextul următoarelor ipoteze de lucru:

Între două suprafețe rigide cu mișcare relativă (\vec{v}) în regim staționar și izoterme se scurge laminar un fluid newtonian incompresibil (a cărei vâscozitate variază doar cu temperatura $\eta(T)$).

Întrucât înălțimea peliculei continue și stabile de lubrifianț este foarte redusă în raport cu celelalte dimensiuni curgerea se poate considera biaxială (fig.3.8.).

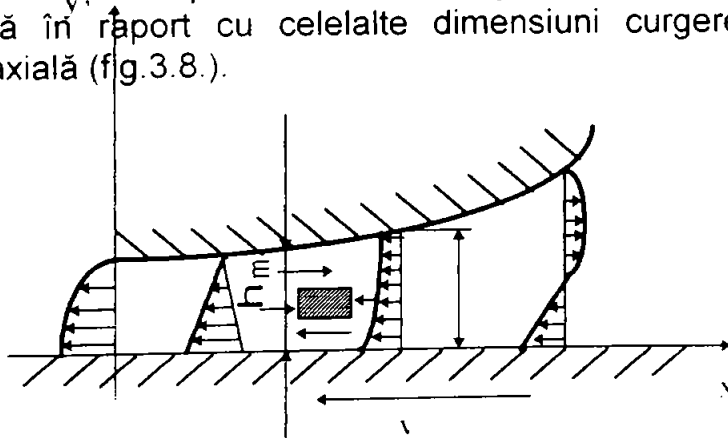


Fig.3.8.

Regimul de ungere hidrodinamică apare în cuplele obișnuite de frecare drept urmare a unor ondulații prezente pe suprafețele de alunecare, a unei precizii insuficiente de alunecare sau a deformațiilor de presiune, forță și / sau temperatură (fig.3.9.).

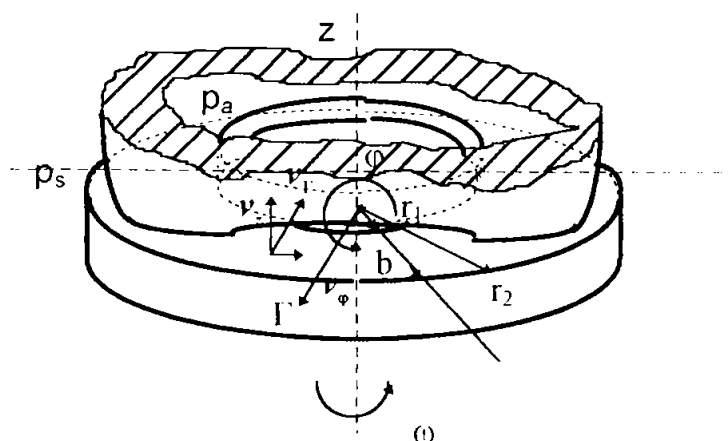


Fig.3.9. Model de calcul pentru o suprafață ondulată și cealaltă plană

În jocul existent între inelele de alunecare la etanșările frontale, acționează forțe hidrodinamice relativ mari; în consecință se mărește jocul dintre inele și apar debite de pierderi mari. De regulă, acest lucru nu este de dorit. În cazul unor parametri de lucru (p, v, T) destul de mari, este folosită mărirea grosimii filmului de lubrifiant pentru scăderea intensității uzurii, frecării și degajării căldurii.

Sistemele de ecuații diferențiale pentru lagărul de alunecare scurt poate fi obținut din ecuațiile Navier-Stokes, dacă neglijăm în ele membrii b/r și mai mari, astfel încât ecuațiile devin:

$$\begin{aligned} 0 &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \cdot \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2}; \\ 0 &= \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2}; \quad 0 = \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad 3.46.$$

$$0 = \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z}$$

Condițiile limită sunt:

$$\begin{aligned} \text{când } z=0, \quad v_r=0; \quad v_\varphi=0; \quad v_z=0 \\ \text{când } z=h, \quad v_r=0; \quad v_\varphi=0; \quad v_z=0 \end{aligned} \quad 3.47.$$

când $r=r_1$, $p=p_a$

când $r=r_2$, $p=p_s$

iar $h=h(\varphi)$.

Presiunea lichidului în filmul de lubrifiant este:

$$p = \frac{3}{2} \eta \omega \cdot \frac{1}{\ln(r_2 / r_1)} \cdot \left(r^2 \ln \frac{r_2}{r_1} - r_1^2 \ln \frac{r_2}{r_1} - r_2^2 \ln \frac{r}{r_1} \right) \cdot \frac{1}{h^3} \frac{dh}{d\varphi} + \frac{(p_s - p_a) \ln(r / r_1)}{\ln(r_2 / r_1)} \quad 3.48.$$

Componenta radială a vitezei de curgere a lichidului este:

$$v_r = - \left[\frac{3}{4} \omega \cdot \frac{1}{\ln(r_2 / r_1)} \cdot \left(2r \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1^2 - r_2^2}{r} \right) \cdot \frac{1}{h^3} \frac{dh}{d\varphi} + \frac{(p_s - p_a)}{2\eta \ln(r_2 / r_1)} \cdot \frac{1}{r} \right] \cdot (h_z - z^2) \quad 3.49.$$

Din relația 3.48 reiese că în condițiile unui film continuu în joc forța hidrodinamică totală a cuplei de frecare este zero. Dacă se consideră că în unele zone ale spațiului dintre inelele de alunecare apar zone de cavitate a stratului, atunci pentru o suprafață cu un număr mare de undulații i , forța hidrodinamică este:

$$F = \frac{3}{16} \eta \omega_i \cdot \left(\frac{1}{h_1^2} - \frac{1}{h_2^2} \right) \cdot \left[r_2^2 - r_1^2 - (r_2^2 + r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1} \right] \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2 / r_1)} \quad 3.50.$$

unde h_1 și h_2 sunt jocul minim și maxim.

Momentul de frecare calculat în condițiile continuității filmului de lubrifiant în jocul cuplului de materiale este:

$$M = \frac{1}{4} \eta \omega \cdot (r_2^4 - r_1^4) \cdot \int_0^{2\pi} \frac{d\varphi}{h} \quad 3.51.$$

Debitul de lichid scăpat se determină cu relația:

$$Q = \frac{i \cdot (p_s - p_a)}{12\eta \cdot r_1 \ln(r_2 / r_1)} \cdot \int_0^{\varphi_0} h^3 d\varphi \quad 3.52.$$

unde φ_0 este unghiul care cuprinde părțile jocului unde grosimea se micșorează.

Pentru toate cazurile este importantă repartiția presiunii în interstițiu. Ca urmare a înălțimii reduse a acestuia, curgerea fluidului poate fi socotită ca laminară și fără inerție.[Y2] Condițiile unei scurgeri laminare pe direcție radială și circumferențială :

$$Re_r < Re_{rce}; \quad Re_\omega < Re_{ocr} \quad 3.53.$$

unde :

$$Re_r = \frac{2v_r h}{\nu} \quad Re_\omega = \frac{\omega_r h}{\nu}$$

Aceste condiții fiind îndeplinite, repartiția presiunii în interstițiu se scrie cu ecuațiile diferențiale ale lui Reynolds :

$$\frac{\partial}{r \partial r} \left(r h^3 \frac{p}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r^2 \partial \varphi} \left(h^3 \frac{p}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + 12 f(r, \varphi) p v_z = 6 \left(\omega \frac{\partial}{\partial \varphi} + 2 \frac{\partial}{\partial \varphi} \right) (p h) \quad 3.55.$$

În această ecuație primii doi termeni caracterizează curgerea prin interstițiu în direcție radială și circumferențială. Al treilea termen însumează curgerea lichidului în interstițiu cu porțiuni penetrabile (funcția $f(r, \varphi) = 0$, pentru porțiunile nepenetrabile).

Termenul din dreapta al egalității reflectă procesele HD și nestaționarea corespunzătoare.

Pentru rezolvarea ecuației diferențiale (3.54) se pun condițiile limită:

$$\blacklozenge \text{ pentru : } \quad r = r_e, p = p_1$$

$$\blacklozenge \text{ pentru : } \quad r = r_i, p = p_2$$

precum și condițiile de periodicitate :

$$p(r, \varphi) = p(r, \varphi + 2\pi) \quad 3.55.$$

Când repartiția presiunii în interstițiu $p = p(r, \varphi)$ este detrimată, se calculează forța care tinde să desfacă etanșarea :

$$F_d = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_e} (p - p_2) r d\varphi dr \quad 3.56.$$

Această forță depinde de înălțimea interstițiului h (fig. 3.10) a cărei valoare în condițiile de echilibru a EF rezultă din condiția de egalitate a forțelor de deschidere și închidere a EF. ($F_i = F_{ar} + F_H$). Se determină apoi debitul de scurgeri :

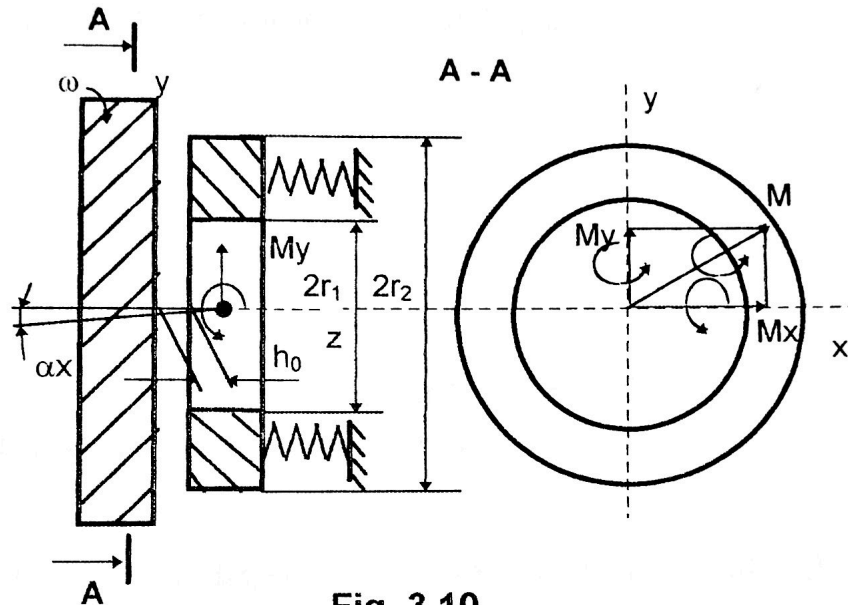


Fig. 3.10

$$Q = \frac{1}{12\eta} \int_0^{2\pi} \left[rh^3(r, \varphi) \frac{\partial p}{\partial r} \right]_{r=r_1} d\varphi \quad 3.57.$$

repectiv :

$$Q_m = p \cdot Q$$

Momentele care se opun deformațiilor unghiulare a inelelor:

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \end{bmatrix} = - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} pr^2 \begin{bmatrix} \sin \varphi \\ \cos \varphi \end{bmatrix} d\varphi dr \quad 3.58.$$

Rigiditatea axială hidromecanică:

$$K_{zz} = - \frac{\partial F_d}{\partial h_0} \quad 3.59.$$

Rigiditatea unghiulară:

$$K_{LN} = - \frac{\partial M_L}{\partial \alpha_N} \quad 3.60.$$

unde : L, N - sunt coordonatele axelor x respectiv y.

Coeficienții de amortizare axiali și unghiulari ai inelelor mobile :

$$B_{zz} = -\frac{\partial F_d}{\partial h_0} ; \quad B_{LN} = -\frac{\partial M_{LN}}{\partial \alpha_N} \quad 3.61.$$

unde punctul reprezintă derivarea în raport cu timpul.

Puterea disipată prin frecare în interstițiu :

$$P_f = \eta \cdot \omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_e} h(r, \varphi) r^3 d\varphi dr \quad 3.62.$$

3.3. Termohidrodinamica EF în regim staționar neizoterm analizată prin FEM

Ca și în cazul lagărelor, problematica EF a fost abordată inițial în condiții izoterme. Creșterea continuă a parametrilor funcționali, în special a vitezei de alunecare, a adus în prim plan importanța aspectelor termice. O abordare realistă a fenomenologiei EF nu se poate face decât printr-o analiză Termohidrodinamică (THD) sau chiar Termoelastohidrodinamică (TEHD). [A10, B11, C7, D6, G3, G10, K3, M11, P1, P4, P5].

Consecințele hotărâtoare ale optimizării funcționării unei EF rezultate din găsirea compromisului între durabilitatea ridicată și debite de scăpări mici sunt:

- ◆ grosime foarte mică a filmului de fluid care conduce la producerea unei cantități apreciabile de căldură în interfața etanșării primare;
- ◆ deformațiile termoelastice ale inelelor, deși reduse în valoare absolută, sunt comparabile cu grosimea filmului, influențând sensibil configurația geometrică a interstițiului.

Principala sursă de producere a căldurii într-o EF este frecarea din interstițiu (fig.3.11.). Evacuarea căldurii din etanșare se realizează în principal prin transportul ei de către fluidul etanșat.

Dacă pelicula din interfață este încălzită peste punctul de fierbere la presiunea din peliculă, atunci se va evapora producând operare defectuoasă și eventual etanșarea se distruge.

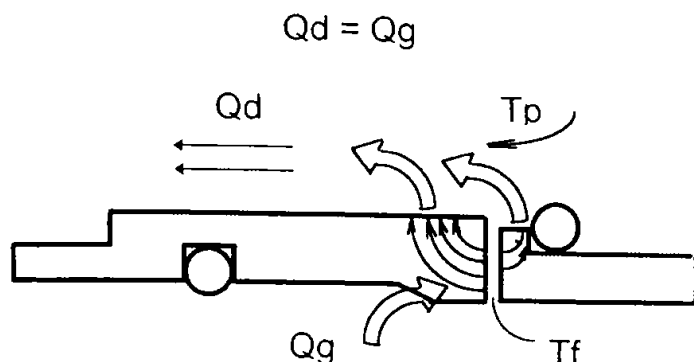


Fig. 3.11

O analiză numerică elementară arată că rolul debitului de scăpări în răcirea interstițiului este nesemnificativ astfel că întreaga cantitate de căldură este practic preluată de către cele două inele ale etanșării primare.

În acest context un aspect esențial al

studiului transferului de căldură îl reprezintă cantitățile produse în interstițiu între inelul de presiune și cel de fricțiune. În cazul în care temperatura fluidului etanșat este cunoscută, modelarea câmpului de temperaturi poate fi restrânsă la cele două inele cu considerarea convecției cu fluidul.

Dacă se are în vedere corelarea geometriei interstițiului cu deformațiile termice ale inelelor (problema THD) atunci în sistemul de ecuații ale modelării EF cu film fluid trebuie adăugate ecuațiile termoelasticității, asociate cu condiția de rezemare ale celor două inele.

Instabilitățile de orice natură sunt principala cauză a ieșirii din uz premature a EF care funcționează teoretic cu film fluid [B11.]. Efectul temperaturii se manifestă pe trei planuri, toate influențând sensibil funcționarea EF :

- ◆ prin schimbarea de fază a fluidului în interstițiu (vaporizarea);
- ◆ asupra forței de deschidere prin variația vâscozității fluidului;
- ◆ asupra deformațiilor elastice ale inelelor.

Toate modelele THD analitice ale EF cu film fluid apelează la o simplificare a traiectoriilor liniilor de flux de căldură din inelul de presiune al etanșării, și neglijează conducția căldurii în inelul de fricțiune.

De aici rezultă că conductivitatea termică a materialului inelului de fricțiune ar fi lipsită de importanță.

Extinderea folosirii FEM ca instrument eficient de analiză a comportării structurilor din punct de vedere mecanic și termic are drept consecință îmbogățirea continuă a cunoașterii fenomenelor intime care guvernează comportarea EF.

Ansamblul etanșării frontale indică aceeași poziție pentru încărcarea termică și pentru cea mecanică. Din această cauză simetriile geometrice vor fi și simetrii de încărcare termică.

La determinarea prin calcul folosind FEM există avantajul determinării temperaturii într-un număr mare de puncte interioare ale inelelor etanșării primare, rezultatele depinzând de măsura în care condițiile de contur au fost adoptate corespunzător condițiilor reale de exploatare.

Bazele teoretice ale FEM în probleme bidimensionale și axial-simetrice de transfer de căldură în regim staționar.

a). Probleme bidimensionale. Schimbul de căldură în regim staționar al unui corp cu mediul înconjurător, în cazul problemelor bidimensionale (fig. 3.12) este exprimat de ecuația

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + M - q + \alpha(\theta - \theta_c) = 0, \quad 3.63.$$

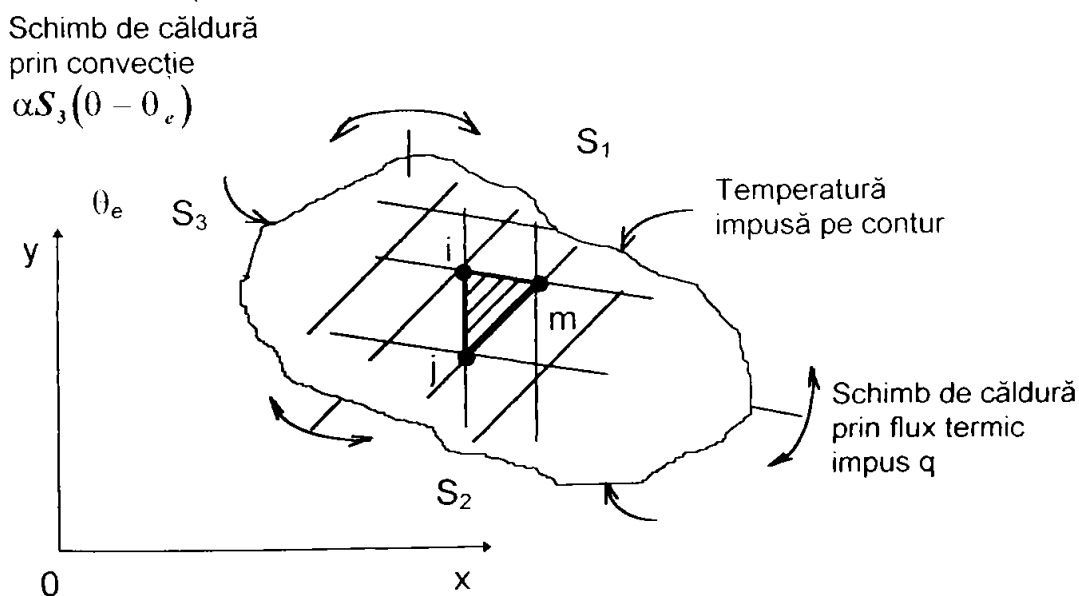


Fig. 3.12. Cazul general al schimbului de căldură bidimensional al unui corp cu mediul înconjurător.

cu condițiile la limită

$\theta = \theta_0(x, y)$, temperatură impusă pe suprafața S_1 .

$\lambda_x \frac{\partial \theta}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial \theta}{\partial y} n_y = q$, flux termic unitar impus pe suprafața S_2 ;

$\lambda_x \frac{\partial \theta}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial \theta}{\partial y} n_y + \alpha(\theta - \theta_e) = 0$, schimb de căldură prin convecție pe suprafața S_3 .

În relația 3.63 :

- θ - reprezintă temperatura;
- λ_x, λ_y - coeficienți de conductivitate termică ai materialului din care este alcătuit corpul;
- M - fluxul termic unitar al surselor interioare de căldură;
- q - fluxul termic unitar prin suprafața de separație S_2 ;
- α - coeficientul de schimb de căldură prin convecție între suprafața S_2 și mediul înconjurător;
- θ_e - temperatura mediului înconjurător.

Potrivit teoriilor din calculul variațiunilor, rezolvarea ecuației diferențiale 3.63 este echivalentă cu minimizarea unei mărimi funcționale, respectiv cu determinarea valorilor parametrilor θ , pentru care mărimea funcțională ia valoare minimă. Funcționala corespunzătoare în acest caz este:

$$J = \int_V \left[\frac{1}{2} \left\{ \lambda_x \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)^2 \right\} - M\theta \right] dV + \int_{S_2} \alpha \theta \left(\frac{1}{2} \theta - \theta_e \right) dS - \int_{S_2} q \theta dS. \quad 3.64.$$

Primul termen al funcționalei corespunde schimbului de căldură prin conducție. În elementul diferențial $dV = dx dz dz$, $\int_0^h dz = h$ grosimea constantă a corpului, care se ia de obicei egală cu 1. Termenul al doilea corespunde schimbului de căldură prin convecție prin suprafața S_3 , iar termenul al treilea corespunde schimbului de căldură prin flux termic impus prin suprafața S_2 .

Minimizarea funcționalei 3.64 se face pe elemente finite, efectul de ansamblu obținându-se prin cumularea efectelor parțiale corespunzătoare fiecărui element finit în parte. Din numeroasele tipuri de elemente finite folosite în prezent, cele triunghiulare au avantajul simplității.

Variația temperaturii pe suprafața elementului finit este descrisă de funcțiile de formă sau de interpolare, care sunt caracteristice fiecărui tip de element finit. Aceste funcții exprimă temperatura de pe element în

raport de temperaturile din noduri. Pentru elementul finit triunghiular (fig.3.12) :

$$\theta = [N_i N_j N_m] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix}, \quad 3.65.$$

în care funcțiile de formă sunt relații liniare de tipul :

$$\begin{aligned} N_i &= (a_i + b_i x + c_i y) / 2\Delta \\ N_j &= (a_j + b_j x + c_j y) / 2\Delta \\ N_m &= (a_m + b_m x + c_m y) / 2\Delta \end{aligned} \quad 3.66.$$

Coeficienții a, b, c sunt mărimi constante, în expresia cărora intră numai coordonatele nodurilor elementului finit :

$$\begin{aligned} a_i &= x_j y_m - x_m y_j & a_j &= x_m y_i - x_i y_m & a_m &= x_i y_j - x_j y_i \\ b_i &= y_i - y_m & b_j &= y_m - y_i & b_m &= y_i - y_j \\ c_i &= x_m - x_j & c_j &= x_i - x_m & c_m &= x_j - x_i \end{aligned}$$

Minimizarea funcționalei 3.64 înseamnă anularea derivatei funcționalei în raport cu parametrul θ , adică :

$$\frac{\partial J}{\partial \theta} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial J}{\partial \theta_i} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_j} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_m} \end{Bmatrix} = \text{sau} \frac{\partial J}{\partial \theta_i} = \frac{\partial J}{\partial \theta_j} = \frac{\partial J}{\partial \theta_m} = 0. \quad 3.67.$$

În cele ce urmează se arată cum a fost stabilită ecuația structurală de chilibru termic pornind de la această condiție.

Derivând 3.64 în raport cu θ_i și egalând cu zero se obține :

$$\begin{aligned} \frac{\partial J}{\partial \theta_i} \iint \left\{ \lambda_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \lambda_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right) - M \frac{\partial \theta}{\partial \theta_i} \right\} h dx dy + \\ \int_{s_1} \left(\alpha \theta \frac{\partial \theta}{\partial \theta_i} - \alpha \theta_e \frac{\partial \theta}{\partial \theta_i} \right) dS - \int_{s_2} q \frac{\partial \theta}{\partial \theta_i} dS = 0 \end{aligned} \quad 3.68.$$

Din 3.65 și 3.66 rezultă :

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{1}{2\Delta} [b_i b_j b_m] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix},$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{1}{2\Delta} [c_i c_j c_m] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix},$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = b_i / 2\Delta, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right) = c_i / 2\Delta,$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \theta_i} = N_i = \frac{1}{2\Delta} (a_i + b_i x + c_i y)$$

Înlocuind în 3.68 se obține :

$$\frac{h}{4\Delta^2} \iint \left\{ \lambda_x b_i [b_i b_j b_m] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix} + \lambda_y c_i [c_i c_j c_m] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix} \right\} dx dy +$$

$$+ \alpha \int_{S_1} N_i [N_i N_j N_m] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix} dS = h \iint MN_i dx dy + \theta_e \alpha \int_{S_1} N_i dS + q \int_{S_1} N_i dS$$

3.69.

S-a presupus că pe laturile elementului care schimbă căldură prin convecție $\alpha = const.$ și $\theta_e = const.$, iar pe laturile pe care se schimbă căldură prin flux impus $q = const.$

În continuare se vor examina succesiv termenii cei doi membri ai ecuației 3.69.

1. Membrul stâng

Termenul 1 reprezintă matricea coeficienților de conductivitate termică. Admițând că limitele unui element finit λ_x și λ_z sunt constanți și ținând seama că $\iint dx dz = \Delta$, primul termen se scrie sub forma :

$$\frac{h}{4\Delta} \left[(\lambda_x b_i b_i + \lambda_z c_i c_i) (\lambda_x b_i b_j + \lambda_z c_i c_j) (\lambda_x b_i b_m + \lambda_z c_i c_m) \right] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix}$$

Termenul 2 reprezintă contribuția datorită schimbului de căldură prin convecție.

$$\alpha \int_{S_3} \left[N_i N_i \quad N_i N_j \quad N_i N_m \right] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix} dS$$

$$\alpha \int_{S_3} N_i N_j dS = \frac{\alpha}{4\Delta^2} \int_{S_3} (a_i + b_i x + c_i y)(a_j + b_j x + c_j y) dS =$$

$$\frac{\alpha}{4\Delta^2} \left\{ \int_{S_3} a_i a_j dS + \int_{S_3} (a_i b_j + a_j b_i) x dS + \int_{S_3} (a_i c_j + a_j c_i) y dS + \right.$$

$$\left. + \int_{S_3} (b_i c_j + b_j c_i) x y dS + \int_{S_3} b_i b_j x^2 dS + \int_{S_3} c_i c_j y^2 dS = \right.$$

$$\frac{\alpha}{4\Delta^2} \left\{ a_i a_j \int_{S_3} dS + (a_i b_j + a_j b_i) \int_{S_3} x dS + (a_i c_j + a_j c_i) \int_{S_3} y dS + \right.$$

$$\left. + (b_i c_j + c_i b_j) \int_{S_3} x y dS + b_i b_j \int_{S_3} x^2 dS + c_i c_j \int_{S_3} y^2 dS \right\} =$$

$$= \frac{\alpha}{4\Delta^2} [a_i a_j I_0 + (a_i b_j + a_j b_i) I_1 + (a_i c_j + a_j c_i) I_2 + (b_i c_j + b_j c_i) I_3 +$$

$$+ b_i b_j I_4 + c_i c_j I_5] = \frac{\alpha}{4\Delta^2} d_i d_j.$$

În această expresie integralele $I_0 \dots I_5$ au următoarele valori :

$$I_0 = \int_{S_3} dS = hL_{kl}$$

$$I_1 = \int_{S_3} x dS = \frac{1}{2} hL_{kl} (x_k + x_l)$$

$$I_2 = \int_{S_3} y dS = \frac{1}{2} hL_{kl} (y_k + y_l)$$

$$I_3 = \int_{S_3} x y dS = \frac{1}{6} hL_{kl} (x_k y_l + x_l y_k + 2x_k y_k + 2x_l y_l)$$

$$I_4 = \int_{S_3} x^2 dS = \frac{1}{3} hL_{kl} (x_k^2 + x_l^2 + x_k x_l)$$

$$I_5 = \int_{S_3} y^2 dS = \frac{1}{3} hL_{kl} (y_k^2 + y_l^2 + y_k y_l),$$

în care

$L_{kl} = \sqrt{(x_k - x_l)^2 + (y_k - y_l)^2}$ este lungimea laturii care schimbă căldura prin convecție;

h - grosimea corpului (fig. 3.12)

Membrul stâng al ecuației 3.69 este prima linie a matricei $[k]_e$ a elementului .

Celelalte linii, se obțin analog făcând $\frac{\partial J}{\partial \theta_j} = 0$ și $\frac{\partial J}{\partial \theta_m} = 0$, astfel că în final membrul stâng devine :

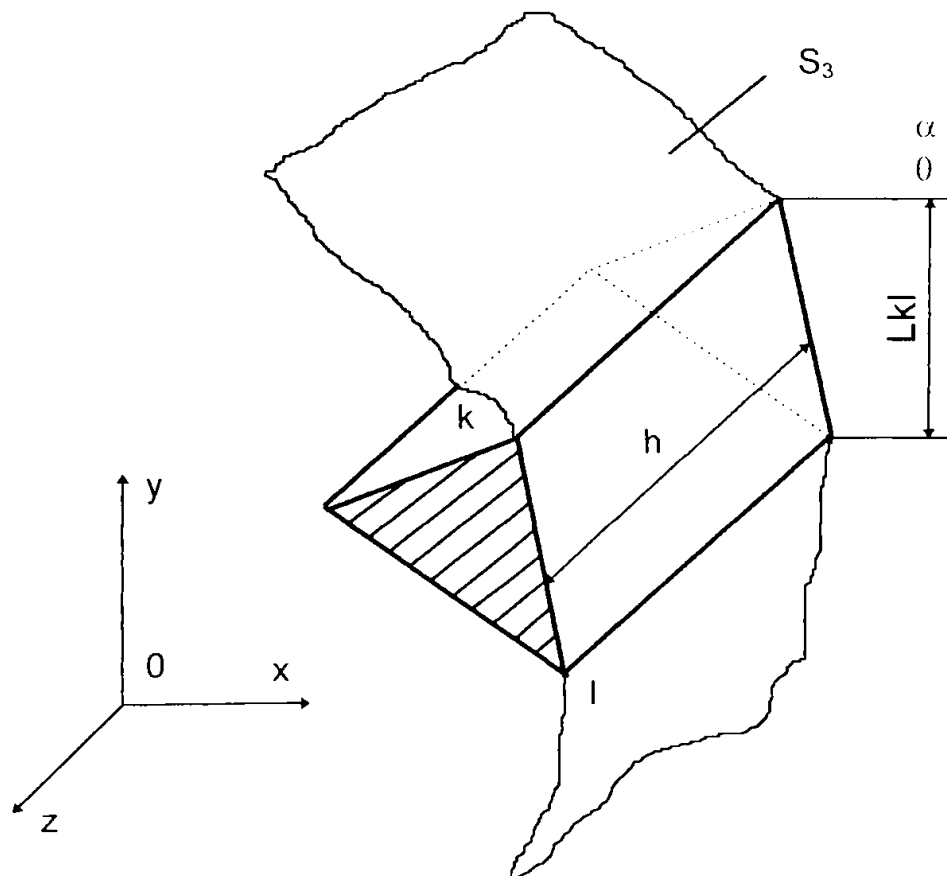


Fig. 3.13. Element finit triunghiular cu grosime constantă h în direcția axei z , având schimb de căldură prin convecție prin suprafața $h \times L_{kl}$

$$\frac{1}{4\Delta} \begin{bmatrix} h(\lambda_x b_i b_i + \lambda_y c_i c_i) + \frac{\alpha}{\Delta} d_i d_i & h(\lambda_x b_i b_j + \lambda_y c_i c_j) + \frac{\alpha}{\Delta} d_i d_j & h(\lambda_x b_i b_m + \lambda_y c_i c_m) + \frac{\alpha}{\Delta} d_i d_m \\ h(\lambda_x b_j b_i + \lambda_y c_j c_i) + \frac{\alpha}{\Delta} d_j d_i & h(\lambda_x b_j b_j + \lambda_y c_j c_j) + \frac{\alpha}{\Delta} d_j d_j & h(\lambda_x b_j b_m + \lambda_y c_j c_m) + \frac{\alpha}{\Delta} d_j d_m \\ h(\lambda_x b_m b_i + \lambda_y c_m c_i) + \frac{\alpha}{\Delta} d_m d_i & h(\lambda_x b_m b_j + \lambda_y c_m c_j) + \frac{\alpha}{\Delta} d_m d_j & h(\lambda_x b_m b_m + \lambda_y c_m c_m) + \frac{\alpha}{\Delta} d_m d_m \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_m \end{Bmatrix} = [k]_e \cdot \{\theta\}_e \quad (a)$$

2. Membrul drept.

Termenul 1 reprezintă fluxul termic al surselor interioare de căldură

$$h \iint MN_i dx dy$$

Admițând că pe suprafața unui element finit $M = \text{const.}$ și evaluând funcția de formă în centrul de greutate al elementului de coordonate \bar{x} și \bar{y} , adică exprimând funcția de formă $N_i = a_i + b_i \bar{x} + c_i \bar{y}$ se obține o valoare suficient de exactă sub forma

$$\frac{M \Delta h}{3} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

care exprimă repartizarea egală a fluxului M pe cele trei noduri ale elementului. Dacă în locul fluxului termic unitar al surselor interioare se cunoaște fluxul repartizat pe noduri M_1, M_2, M_3 , atunci

$$M = N_1 M_1 + N_2 M_2 + N_3 M_3,$$

astfel că primul termen al membrului drept se scrie sub forma :

$$\begin{aligned}
 h \iint (N_1 M_1 + N_2 M_2 + N_3 M_3) dx dy &= \\
 &= \frac{\Delta h}{12} \begin{Bmatrix} 2M_1 & M_2 & M_3 \\ M_1 & 2M_2 & M_3 \\ M_1 & M_2 & 2M_3 \end{Bmatrix}
 \end{aligned}$$

Termenul 2 reprezintă schimbul convectiv prin suprafața laterală

$$\begin{aligned}
 \theta_e \alpha \int_{s_j} N_i dS &= \theta_e \alpha \int_{s_j} \frac{1}{2\Delta} (a_i + b_i x + c_i y) dS = \\
 &= \frac{\alpha \theta_e}{2\Delta} a_i \int_{s_j} dS + \frac{\alpha \theta_e}{2\Delta} b_i \int_{s_j} x dS + \frac{\alpha \theta_e}{2\Delta} c_i \int_{s_j} y dS = \\
 &= \frac{\alpha \theta_e}{2\Delta} (a_i I_0 + b_i I_1 + c_i I_2)
 \end{aligned}$$

Termenul 3 reprezintă schimbul de căldură prin flux termic impus

$$\begin{aligned}
 q \int_{s_j} N_i dS &= \frac{q}{2\Delta} \int_{s_j} (a_i + b_i x + c_i y) dS = \\
 &= \frac{q}{2\Delta} (a_i I_0 + b_i I_1 + c_i I_2)
 \end{aligned}$$

În ansamblu pentru întregul element, membrul al doilea al ecuației 3.69 este un vector coloană de forma

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{M\Delta h}{3} + \frac{\alpha\theta_e + q}{2\Delta} (a_i I_0 + b_i I_1 + c_i I_2) \\ \frac{M\Delta h}{3} + \frac{\alpha\theta_e + q}{2\Delta} (a_j I_0 + b_j I_1 + c_j I_2) \\ \frac{M\Delta h}{3} + \frac{\alpha\theta_e + q}{2\Delta} (a_m I_0 + b_m I_1 + c_m I_2) \end{array} \right\} = \{F\}_e \quad (b)$$

Egalând membrul stâng cu cel drept, respectiv (a) cu (b), se obține ecuația de echilibru termic pentru un element finit :

$$[k]_e \{0\}_e = \{F\}_e \quad 3.70.$$

Însumând pentru toate cele m elemente finite, se obține ecuația de echilibru termic pentru întreaga secțiune (corp) :

$$\left(\sum_1^m [k]_e \right) \{ \theta \} = \{ F \}$$

sau

$$[K] \{ \theta \} = \{ F \}, \quad 3.71.$$

în care $[K]$ este matricea de conductivitate termică, $\{ \theta \}$ - vectorul - coloană al temperaturilor nodale, iar $\{ F \}$ - vectorul - coloană al fluxurilor termice interioare și exterioare în toate nodurile secțiunii. Rezolvarea sistemului de ecuații 3.71 conduce la determinarea temperaturii în toate nodurile secțiunii.

b). Probleme axialsimetrice. În cazul acestor probleme, în care se încadrează corpurile cu simetrie axială geometrică și termică, funcționala care trebuie minimizată este :

$$J = \int_V \left[\frac{1}{2} \left\{ r \lambda_x \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + r \lambda_y \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)^2 \right\} - M \theta \right] dV + \int_{S_2} \alpha \theta \left(\frac{1}{2} \theta - \theta_e \right) dS - \int_{S_1} q \theta dS \quad 3.72.$$

Elementul finit este un tor cu secțiune triunghiulară (fig. 3.14).

În expresia funcționalei apare raza r , variabilă pe suprafața elementului finit. Rezultate suficient de exacte se obțin utilizând raza în centrul de greutate, \bar{r} . Cum elementul diferențial este $dV = 2\pi \bar{r} dA$, din $\int_V \bar{r} dV$ se obține $2\pi \bar{r}^2 \int_A dA = 2\pi \bar{r}^2 \iint dx dy$.

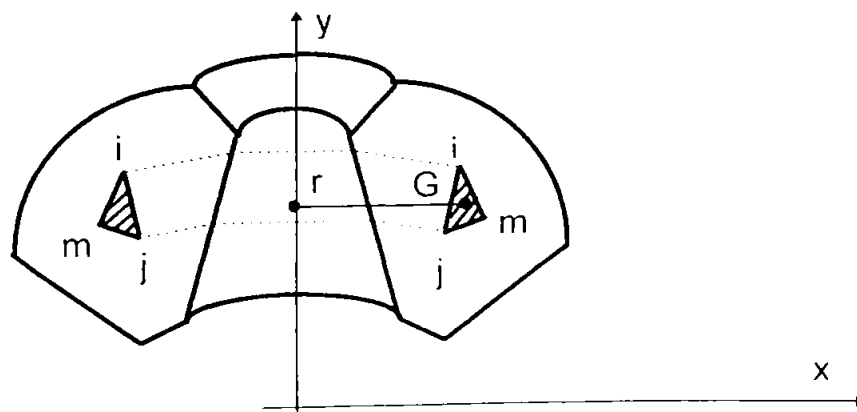


Fig. 3.14. Corp simetric și element finit toroidal cu secțiune triunghiulară.

Rezultate mai precise se obțin folosind în loc de r expresia R dată de

$$R = \frac{1}{12} \begin{bmatrix} r_i & r_j & r_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} r_i \\ r_j \\ r_m \end{Bmatrix}$$

Dacă se ia în considerare și fenomenul de radiație termică, forma generală a ecuației echilibrului termic în regim staționar devine :

$$[K]\{u\} + [R]\{u + Tabs\}4 = \{P\} + \{N\} \quad 3.73.$$

unde :

- [K] - matricea conductibilității termice
- [R] - matricea schimbului de căldură prin radiație
- {u} - vectorul temperaturilor necunoscute
- Tabs - datele de ieșire de la absolut ale temperaturilor cerute pentru calculele schimbului de căldură prin radiație
- {P} - vectorul fluxurilor de căldură constante aplicate
- {N} - vectorul temperaturilor dependent de fluxurile de căldură.

Ecuația este neliniară datorită prezenței a patru termeni ai legii de distribuție a puterii dezvoltate prin radiație.

În plus pot apărea neliniarități datorate coeficienților matriciali și condițiilor la limită.

Aceste neliniarități sunt introduse prin specificarea proprietăților materialelor și condițiilor la limită dependente de temperatură.

Programul de calcul HASTRAN aplică schema de iterare Newton - Raphson pentru soluționarea acestor ecuații neliniare.

Procedura conduce la următoarea formă a ecuației de echilibru termic :

$$[KT]_i \{Du\}_i = \{R\}_i \quad 3.74.$$

unde :

$[KT]_i$ - matricea conductibilității tangențiale dz / du

$$[KT]_i = [K]_i + 4[R]_i \{u_i + Tabs\}3 - \{dN / du\}_i$$

$\{R\}_i$ - vectorul rezidual

$$\{R\}_i = \{P\}_i + \{N\}_i - [K]\{u\}_i - [R]_i \{u_i + Tabs\}4$$

La fiecare iterare matricea din membrul stâng și vectorul din membrul drept sunt calculate pe baza vectorului temperatură rezolvând pentru vectorul necunoscut noile valori ale temperaturii :

$$\{du\}_i = \{ui + 1 - ui\} \quad 3.75.$$

Programul urmărește atingerea soluțiilor de convergență în sens optimal, echilibrând aspecte variate ale soluțiilor incluzând încărcarea, datele anterioare reziduale, datele anterioare ale matricii tangențiale, etc.

3.4. Determinarea forțelor de frecare, a puterii pierdute prin frecare și a căldurii rezultate în cupla inelară de frecare a EF.

La o încărcare dată Fax , legile de distribuție, valorile maxime ale presiunilor de contact p_{max}^* și pierderile prin frecare (M_{fr}) sunt dependente de geometria cuplei de frecare.

Vogelpohl [V6] a determinat legea de variație a presiunilor și portanța peliculei de lubrifianț din interstițiul a două suprafețe rigide, plane, cu unghiul de incidență $\alpha \neq 0$ și lățimea după Oz infinită ($h = x \cdot tg\alpha \cong \alpha x$; $v_z = 0 \Rightarrow$ scurgerea este plană), (fig. 3.15) :

$$p_x^* = 6\eta v \int_{x_0}^{x_1} \frac{h - h_m}{h^3} dx = \frac{6\eta v}{a \left(\frac{h_0}{m \cdot a} \right)^2} \Phi_0 \cup \quad 3.76.$$

$$\Phi_0 = \frac{(1 - \xi)\xi}{(2m + 1)(m + \xi)^2}$$

$$F_{1\infty} = \int_{x_0}^{x_1} p_x^* dx = \frac{6\eta v}{\left(\frac{h_0}{m \cdot a} \right)^2} \Phi_{1p} \cup \Phi_{1p} = m^2 \left(h \frac{m+1}{m} - \frac{2}{2m+1} \right)$$

unde :

- ♦ x_m - abscisa secțiunii unde presiunea devine maximă $\left(\frac{d^* p}{dx} = 0 \right)$ iar înălțimea peliculei
$$h_m = - \frac{2}{v} v_{1x} \cong \alpha \cdot x_m$$

♦ pentru $x = x_0$ grosimea minimă a peliculei este

$$h_0 = \alpha x_0 = \alpha m a \text{ iar } \xi = \frac{x - x_0}{a}; \quad m = \frac{x_0}{a}.$$

Din relația 3.76, se observă că secțiunea unde se atinge presiunea maximă (x_m) precum și punctul de aplicație al portanței sunt deplasate din mijlocul plăcii spre muchia de ieșire.

Presupunând cunoscută distribuția presiunilor de contact (vezi 3.2), momentul de frecare la nivelul interfeței etanșării primare va avea valoarea :

$$M_{fr} = 2\pi\mu p'_{max} \int_r^R r^2 dr = \frac{2}{3} \pi\mu (R^3 - r^3) \cdot p'_{max} = \mu \cdot F_{ax} \cdot r_m$$

$$\cup r_m = \frac{2 R^3 - r^3}{3 R^2 - r^2}$$

3.77.

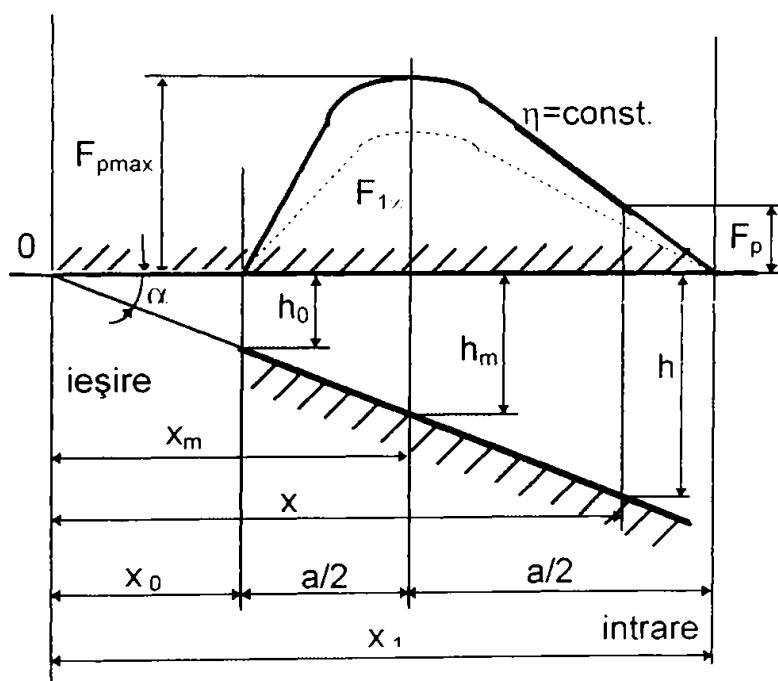


Fig. 3.15.

Din analiza expresiei se observă că dacă în regim permanent sau tranzitoriu apare frecarea limită (mixtă) minimizarea pierderilor de energie este condiționată strict de calitățile de autofricțiune ale cuplei inelare de frecare. Forța de frecare și coeficientul de frecare se determină asociind relațiilor 3.76 ecuațiile lui Newton și Reynolds.

$$\begin{aligned}\tau &= \eta \frac{dv_x}{dy} \Rightarrow F_{f_{1\infty}} = \int_0^a [\tau(h) / \tau(0)] dv = \\ &= \int \eta v \left(\frac{4}{h} - 3 \frac{h_m}{h^2} \right) dn\end{aligned}\quad 3.78.$$

$$\mu = \frac{F_{f_{1\infty}}}{F_{1\infty}} = \frac{h_0}{a} \phi_{1\mu} \cup \phi_{1\mu} = \frac{1}{3} \left(\frac{2}{m} + \frac{m}{2m+1} \cdot \frac{1}{\phi_{1p}} \right)$$

Cazul lățimii finite se poate aproxima prin punerea a două curgeri plane : prima pe direcția Ox cu distribuția presiunii din cazul lungimii infinite și a doua pe direcția Oz cu o variație parabolică a presiunii.

Din expresia puterii disipate prin frecare :

$$D_{fr} = \mu F_{ax} v \quad 3.79.$$

se observă că produsul $(p_m^* v_m)$ poate fi folosit drept criteriu global pentru controlul încălzirii cuplei inelare de frecare :

$$(p_m^* v_m) = \frac{F_{ax} \cdot \omega}{\pi(D-d)} \leq (p_m^* v_m)_a \quad 3.80.$$

unde :

ω - viteza unghiulară

$$v_m = \omega \cdot r_m \cup$$

$$r_m = \frac{1}{4}(D + d_0)$$

valorile admise p_a^* și $(p_m^* v_m)_a$ fiind cu (10 ÷ 30)% mai reduse decât cele utilizate la calculul lagărelor de alunecare radiale de exemplu, întrucât suprafața plană de contact a cuplei inelare înrăutățește mult condițiile de ungere - răcire.

Relațiile anterioare nu permit însă precizarea regimului de frecare ce se instalează la funcționarea stabilizată a EF.

Conform studiilor lui Vogelpohl [V6], trecerea prin regimul de frecare limită se produce la viteza relativă (v_{lim}) :

$$v_{lim} = \frac{2 p_m \dot{\Psi}}{3 c_p \eta} \quad (3.81)$$

$$\omega_{lim} = \frac{v_{lim}}{r} \cdot 10^3 \quad \cup r = \frac{d}{2}$$

unde :

c_p - factor convențional de portanță dependent de perechea de materiale în contact.

În general $c_p \in (1,0 \div 4) \cdot 10^{-3}$

Conform ipotezei lui Falz [V6], regimul de frecare fluidă, pentru care coeficientul de frecare trece printr-un minim (fig.3.1) se instalează la o valoare limită a invariabilului Sommerfeld [S_0], în consecință, acest salt calitativ, apare la viteza unghiulară [ω] :

$$[S_0] = \frac{p_m \Psi^2}{\eta[\omega]} \cup p_m \dot{\Psi} \Rightarrow \quad (3.82)$$

$$[\omega] = \frac{p_m \cdot \Psi^2}{\eta[S_0]} \quad ; \quad [v] = [\omega] r \cdot 10^{-3}$$

Vâscozitatea dinamică a lubrifiantului η din (3.58) corespunde temperaturii de regim la EF. Valoarea minimă a coeficientului de frecare poate fi determinată, cu suficientă aproximație, din relația lui Falz :

$$[\mu] \cong 3 \left(\frac{\eta[\omega]}{p_m \dot{\Psi}} \right)^{1/2} \cup p_m \dot{\Psi} \quad (3.83)$$

În domeniul frecării limită se acceptă aproximativ variația liniară a coeficientului de frecare :

$$\mu = \frac{\mu_{lim} ([\omega] - \omega) + \mu([\omega] - \omega_{lim})}{[\omega] - \omega} \cong \quad (3.84)$$

$$\cong \mu_{lim} - \frac{\omega}{[\omega]} ([\mu] - \mu_{lim})$$

unde :

$$\omega \in (\omega_{lim}; [\omega])$$

$$\omega_{lim} \langle [\omega]$$

Temperatura de regim a EF cu frecare limită în cazul răcirii naturale rezultă din ecuația de echilibru termic :

$$P_{fr} = \mu \cdot Fax \cdot v = k \cdot A_T \cdot \Delta t$$

$$t_f = t_0 + \frac{P_{fr}}{k \cdot A_T} \leq t_{max} \quad 3.85.$$

unde :

k - coeficientul transferului termic
 A_T - suprafața liberă (schimbătoare de căldură) a etanșării primare.

Regimul de frecare și echilibrul termic sunt procese interdependente. Ca urmare coeficientul efectiv de frecare (μ) și temperatura de regim a cuplei inelare de frecare (t_f) se determină iterativ funcție de variația vâscozității lubrifianțului cu temperatura.

3.5. Factorii care influențează parametrii funcționali ai EF.

Se introduce noțiunea de **putere de etanșare** ca factor global al performanțelor unei EF. Aceasta va fi definită prin debitul de pierderi înregistrat la un anumit regim de lucru al EF : presiunea și temperatura mediului etanșat "p", "T" și viteza unghiulară de regim " ω ".

Pierderile prin neetanșeități ale EF sunt direct legate de legile mișcării fluidului în interfață.

Aceste legi sunt influențate de :

- ◆ proprietățile mediului etanșat,
- ◆ micro și macrogeometria interstițiului,
- ◆ frecarea din cupla inelară,

care la rândul lor sunt determinate de regimul de lucru al EF.

3.5.1. Mediul etanșat.

Mediile etanșate au diferite proprietăți legate de compoziția chimică, proprietățile fizico-mecanice și starea de agregare.

O influență hotărâtoare asupra comportării la etanșeitate a mediilor o are vâscozitatea.

O vâscozitate mai mare a mediului etanșat are ca urmare o rezistență mai mare a moleculelor de fluid în interstițiul etanșării și deci pierderi mai mici.

Vâscozitatea ridicată determină însă și pierderi datorită frecării vâscoase.

Un regim optim se poate obține prin alegerea vâscozității fluidului de lucru astfel încât suma dintre pierderile de putere prin scurgerile de fluid prin neetanșeități și pierderile de putere aferente pierderii de presiune la curgerea prin conducte să prezinte o valoare minimă.

Lichidele se comportă în interstițiu ca un film care îl închide, cu particule antrenate, produse de coroziune sau de precipitarea substanțelor dizolvate. Soluțiile acide și bazice au însă tendința să spele particule solide care obturează micile secțiuni neetanșe.

Pentru exprimarea variației vâscozității cu temperatura s-a optat pentru varianta simplificată a relației lui Slotte (dependență polinomială) :

$$\eta = \frac{\eta_f}{1 + c^*(T - T_f)} \quad 3.86.$$

unde :

η_f - vâscozitatea fluidului la temperatura de referință T_f

c^* - coeficient caracteristic fiecărui fluid în parte.

Dacă se admite liniarizarea temperaturii pe direcție radială în interstițiu [D3] și considerând că sensul de creștere a temperaturii în interstițiu coincide cu direcția curgerii (fig. 3.16) :

$$\begin{aligned} T &= T_0 + (T_i - T_0)x / b \quad \text{pentru curgere spre interior } (p_0 > p_i) \\ T &= T_i + (T_0 - T_i)x / b \quad \text{pentru curgere spre exterior } (p_i > p_0) \end{aligned} \quad 3.87.$$

Variația vâscozității în funcție de coordonata radială locală, are forma adimensionată unitară:

$$\eta = \frac{\eta_{max}}{1 + \left(\frac{\eta_{max} - \eta_{min}}{\eta_{max} - \eta_{min}} \right) x} \quad 3.88.$$

De menționat că temperatura dezvoltată în interfață influențează implicit debitul de scurgeri prin neetanșeități prin intermediul vâscozității fluidului etanșat.

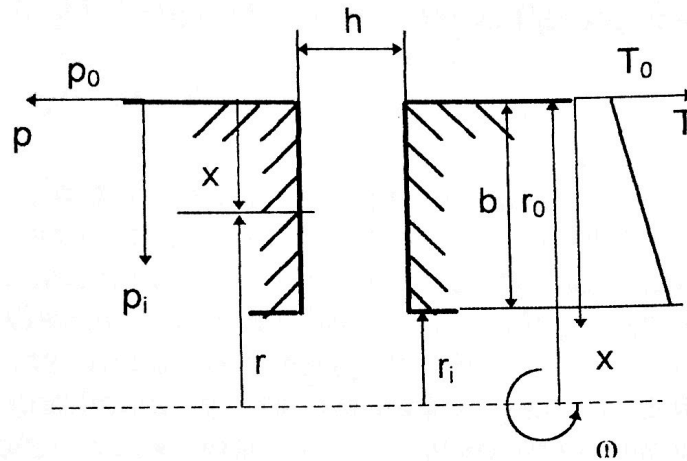


Fig.3.16

3.5.2. Geometria interstiului.

Cercetările efectuate pe cuple de frecare inelare au arătat că în interstiul etanșării primare se găsesc macrozone de cavitație a fluidului, explicate prin legile ungerii. Concomitent cu aceasta, modelul suprafeței ondulate cu rugozități (fig. 3.17) admite contacte de microneregularități în zonele jocului minim al cuplei de frecare.

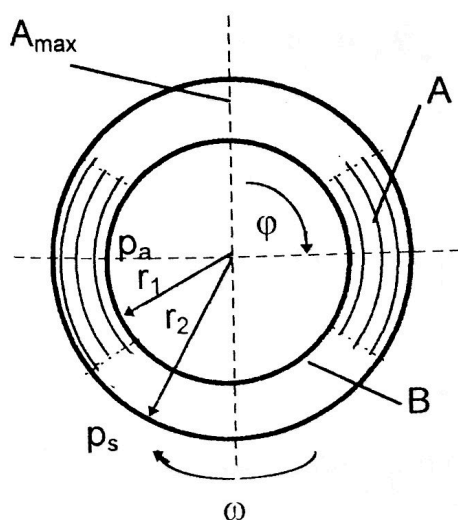


Fig. 3.17. Modelul suprafeței de contact a cuplei de frecare : A - zona contactelor microneregularităților; B - zona cavitației.

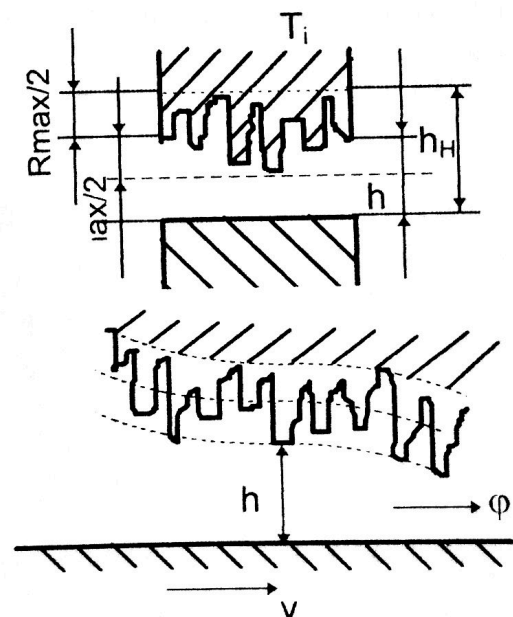


Fig.3.18. Rugozitatea și caracterul ondulatoriu al suprafeței inelului în secțiune axială și tangențială.

Problema curgerii unui lichid vâscos incompresibil prin jocul existent între inelele de alunecare, la care o suprafață este plană și netedă, iar cealaltă ondulată și cu rugozități (fig. 3.18) este spațială. Grosimea stratului lichidului în jocul cuplei de frecare este :

$$h = h_n(r, \varphi) + h_s \quad 3.89.$$

unde :

h_n este grosimea nominală a stratului;

h_s este grosimea aleatorie a stratului condiționată de rugozitate (se acceptă că h_s are o densitate de probabilitate conform unei distribuții Gauss de aprox. $(140 / R_{\max}^7) [(R_{\max} / 2)^2 - h_s^2]^3$, unde R_{\max} este înălțimea maximă a microneregularităților).

Ecuația modificată a lui Reynolds pentru distribuția presiunii lichidului în jocul dintre inele în condițiile unei rugozități izotrope în variabile adimensionale, are forma :

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} m(\bar{h}^3) \bar{S} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[r \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} m(\bar{h}^3) \bar{S} \right] = \\ = 6\bar{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[m(\bar{h}) \bar{S} \right] \end{aligned} \quad 3.90.$$

unde :

$$\bar{r} = r / r_2; \quad \bar{h} = 2h / R_{\max}; \quad \bar{h}_n = 2h_n / R_{\max}; \quad \bar{p} = pR_{\max}^2 / (4r^2\omega\eta);$$

\bar{S} - partea nominală relativă a suprafeței pe care nu apar contacte între microneregularități.

$$\text{Când } h_n > 0,5R_{\max}, \quad m(\bar{h}) = \bar{h}_n;$$

$$m(\bar{h}^3) = \bar{h}_n^3 + \bar{h}_n / 3, \quad \bar{S} = 1;$$

$$\text{Când } h_n < 0,5R_{\max},$$

$$m(\bar{h}) = \frac{35}{32} \left(\frac{1}{8} + \frac{16}{35} \bar{h}_n + \frac{1}{2} \bar{h}_n^2 - \frac{1}{4} \bar{h}_n^4 + \frac{1}{10} \bar{h}_n^6 + \frac{1}{56} \bar{h}_n^8 \right)$$

$$S = \frac{1}{32} (16 + 35h_n - 35h_n^3 + 21h_n^5 - 5h_n^7) \quad 3.91.$$

Condiții la limită : când $r = r_2$, $p = p_s$; când $r = r_1$, $p = p_a$. În afară de aceasta, la frontiera zonei cavitației se dau presiunea și derivata ei pe direcția normalei la frontieră.

Forța adimensională totală receptată de filmul de lichid și de contactele microneregularităților din joc este dată de relația :

$$\bar{F} = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} [p + p_{si}(1 - \bar{S})] r dr d\varphi \quad 3.92.$$

unde :

$$\bar{F} = \frac{FR_{max}^2}{4r^2\omega\eta}; \quad \bar{p}_{si} = \frac{p_{si}R_{max}^2}{4r^2\omega\eta} \quad 3.93.$$

p_{si} este presiunea (tensiunea) mediată a comprimării contactelor microneregularităților.

Debitul de pierderi, adimensional, este dat de relația :

$$\bar{Q} = \int_0^{2\pi} - \frac{m(\bar{h}^3)}{12} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right)_{r=r_1} r_1 d\varphi \quad 3.94.$$

$$\bar{Q} = 2Q / (r_2^2 \omega R_{max}) \quad 3.95.$$

Din expresiile 3.94, 3.95 se observă că pierderile prin neetanșeități depind de microgeometria suprafețelor în contact (R_{max}) și de viteza unghiulară a inelului de presiune (ω).

Ecuția lui Reynolds în acest caz poate fi simplificată astfel :

$$\frac{d}{d\bar{r}} \left(\bar{r} \bar{h}^3 \frac{d\bar{p}_{ns}}{d\bar{r}} \right) = 0 \quad 3.96.$$

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\bar{h}^3 \frac{d\bar{p}_{np}}{d\varphi} \right) = \lambda \varepsilon \bar{r}^2 \frac{d\bar{h}}{d\varphi} \quad 3.97.$$

unde :

$$\lambda = 6\eta\omega r_2 b / p_3 h_m^2$$

Integrând ecuația 3.89 de două ori se obține presiunea hidrostatică adimensională :

$$p_{ns} = c_1 \phi(r, \varphi) + c_2 \quad 3.98.$$

unde :

$$\phi(\bar{r}, \varphi) = \frac{1}{a^3} \left(\ln \frac{\bar{r}}{a + br} + \frac{a^2}{2(a + br)} + \frac{a}{a + br} \right)$$

$$a = 1 + \frac{h_0}{h_m} \cos n_s \varphi \frac{h_{rs}}{h_m} \cdot \frac{\bar{r}_m}{1 - \bar{r}_\lambda}$$

$$b = \frac{h_r}{h_m(1 - \bar{r}_\lambda)}$$

$c_1, c_2 =$ funcții de φ

Integrând ecuația 3.97 se obține presiunea HD adimensională :

$$\bar{p}_{HD} = \Lambda \cdot \varepsilon \cdot \Omega(\bar{r}, \varphi) + c_3 \quad 3.99.$$

unde :

$$\Omega(\bar{r}, \varphi) = \int \left[\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h^3} \left(1 + \frac{h_r}{h_m} \cdot \frac{\bar{r} - \bar{r}_m}{1 - \bar{r}_\lambda} \right) \right] d\varphi$$

$$\varepsilon = r_2 / b$$

Presiunea totală în filmul de fluid se obține prin însumarea celor două presiuni :

$$\bar{p} = \bar{p}_{HS} + \bar{p}_{HD} = c_1 \phi(\bar{r}, \varphi) + \Lambda \cdot \varepsilon \cdot \bar{r}^2 \cdot \Omega(\bar{r}, \varphi) + c' \quad 3.100.$$

unde :

$c' = c_2 + c_3$, c_1 și c' sunt definite de condițiile limită

$$c_1 = \frac{1 - \bar{p}_2 + \lambda \varepsilon \left[\bar{r}_\lambda^2 \Omega(\bar{r}, \varphi) - \Omega(1, \varphi) \right]}{\phi(1, \varphi) - \phi(\bar{r}, \varphi)}$$

$$c' = 1 - c_1 \phi(1, \varphi) - \lambda \cdot \varepsilon \cdot \Omega(1, \varphi)$$

Când forțele axiale care acționează pe inelul de presiune sunt în echilibru :

$$p_{arc} \cdot A + p_1 \cdot A_H \pm p_f \cdot A = \int p dA + p_c \cdot A \quad 3.101$$

Înlocuind relația 3.93 în relația 3.94 se obține coeficientul de presiune în film :

$$\Lambda = \frac{1}{u_2 \varepsilon} \left[\frac{A}{r_2 p_s^2} (p_{arc} + k p_1 - p_c) - u_1 \right] \quad 3.102$$

unde :

$$u_1 = \int_A \left[(1 + \bar{p}_a) \frac{\Phi(r, \varphi) - \Phi(1, \varphi)}{\Phi(1, \varphi) - \Phi(\bar{r}_\Lambda, \varphi)} \right] dA$$

$$u_2 = \int_A \left\{ \frac{\Phi(r, \varphi) - \Phi(1, \varphi)}{\Phi(1, \varphi) - \Phi(\bar{r}_\Lambda, \varphi)} \left[\bar{r}_\Lambda^2 \Omega(\bar{r}_\Lambda^2, \varphi) - \Omega(1, \varphi) \right] + r^2 \Omega(r, \varphi) - \Omega(1, \varphi) \right\} dA$$

Se observă că presiunea în filmul de fluid este afectată mai mult de mărimea undulațiilor și numrul lor decât de mărimea evazării radiale.

Ținând seama că presiunea fluidului din interstițiu are o anumită distribuție pe suprafața frontală de etanșare, rezultă că există o rotație a inelului care se agaugă la cea inițială. De aceea se admite o conicitate a interstițiului (fig.3.19) de mărimea :

$$\begin{aligned} \phi_{pp} &= K_{pp} p_0 \\ \phi_{pm} &= K_{pm} p_0 \end{aligned} \quad 3.103.$$

unde :

K_{pp} , K_{pm} sunt coeficienți care afectează înclinarea suprafețelor datorită presiunii fluidului din interstițiu.

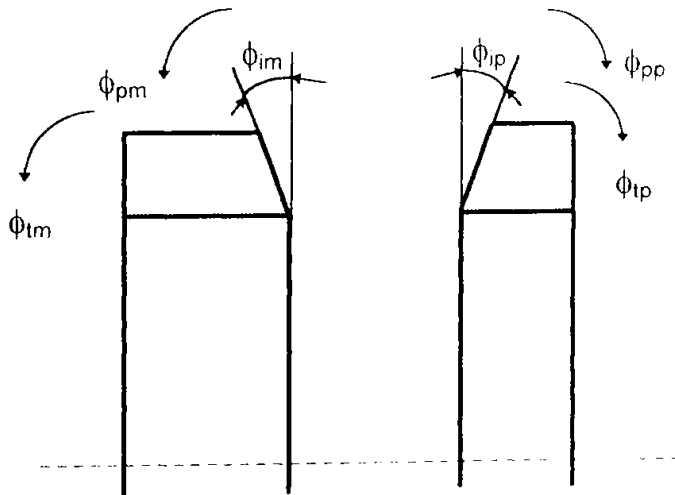


Fig. 3.19.

3.5.3. Frecarea din cupla inelară a EF.

Datorită faptului că în timpul funcționării etanșarea dezvoltă căldură ca urmare a frecării în interfața etanșării primare, se produce o rotație a inelelor datorată temperaturii înmagazinate, proporțională cu puterea pierdută prin frecare (fig. 3.19) :

$$\phi_{tp} = K_{tp} \cdot P_{fr}$$

$$\phi_{tm} = K_{tm} \cdot P_{fr}$$

3.104.

unde : K_{tp} , K_{tm} sunt coeficienți determinați experimental.

Efectul termic este foarte important în aprecierea conicității totale, deoarece creșterea vitezei provoacă creșterea puterii ($P_{fr} = \mu \cdot r_m \cdot \omega \cdot F_{av}$) care la rândul ei determină creșterea conicității cauzate de încălzirea neuniformă a interstițiului.

Dintre factorii care influențează frecarea unei cuple inelare pot fi ușor puși în evidență cuplul de materiale în contact (μ) și geometria interstițiului.

Există de asemenea factori mai greu de stabilit și reprodus experimental cum ar fi condițiile de montaj, modul de conservare al geometriei interstițiului în prezența fluidului de etanșat sub presiune și a temperaturii.

În concluzie funcționarea stabilă a unei EF poate fi modificată atunci când distorsiunile termice și mecanice care pot să apară se combină cu nealinierea unghiulară.

De asemenea presiunea hidrodinamică suplimentară datorată nealinierei suprafețelor poate fi la originea instabilității dinamice.

Exceptând regimul de ungere fluidă EHD care poate apărea în anumite condiții, pentru cupla inelară de frecare a EF este normală inițial și acceptarea regimului funcțional de ungere HS și mixt.

În consecință în interfață au loc contacte ale microneregularităților care împreună cu particolele abrazive conținute eventual în fluidul de etanșat provoacă uzura suprafețelor active ale cuplei inelare.

Factorii care influențează un asemenea regim de funcționare sunt :

- ◆ hidrodinamici și hidrostatici : presiunea, viteza relativă de alunecare, vâscozitatea și densitatea fluidului macro și microgeometria suprafețelor de frecare, deformațiile acestora;
- ◆ caracteristicile fizico - mecanice a materialelor inelelor, rigiditatea, structura, stabilitatea chimică și termică;
- ◆ fenomenele calorice legate de frecare, de temperatura fluidului, de temperatura critică, de conductibilitatea termică a materialelor, de condițiile de evacuare a căldurii.

Cele mai multe EF sunt proiectate să funcționeze în regim HS, HD sau THD unde intensitatea uzurii trebuie să fie foarte mică și durabilitatea foarte mare.

Procesul de uzare este un proces dinamic, dependent de mai mulți factori și de timp. Toate schimbările factorilor de influență principale cum ar fi starea de frecare, temperatura, proprietățile lubrifiante ale fluidului,

cuplul de materiale al inelelor EF, oscilațiile, proporția de factori agresivi în fluidul de lucru, oscilațiile, etc., influențează uzura.

Procesele de uzare se pot clasifica în :

- ◆ mecanice
 - uzarea de adeziune
 - uzarea abrazivă
 - uzarea de coroziune
 - uzarea de oboseală
- ◆ termice
 - temofisurarea
 - gripajul
- ◆ chimice
 - coroziune chimică
 - coroziune electrochimică
 - coroziune tribochimică

Formele principale de uzare trebuie combătute prin proiectarea corectă a EF și alegerea corespunzătoare a cuplului de materiale în contact.

Aplicațiile concrete ale noțiunilor teoretice dezvoltate în acest capitol **și consecințele lor** sunt prezentate în capitolul 4.

Modelul fizic și analitic acceptat este cel al curgerii elasto-hidrodinamice (EHD) și termohidrodinamice (THD).

4 Simularea

pe calculator prin FEM a funcționării etanșărilor frontale

Comportarea unei etanșări frontale în funcționare poate fi simulată și ilustrată pe calculator [A7, A8, A9].

Etanșările care fac obiectul prezentului studiu sînt de fabricație S.C. ROSEAL S.A. Odorheiul Secuiesc. Configurația și tipodimensiunile sînt conform prospectului de firmă Anexa 1 și 2.

Pentru oricare din tipodimensiunile considerate structura de bază constă din etanșarea primară, alcătuită din:

- inelul de presiune, elastic și/sau în mișcare de rotație;
- inelul de fricțiune fix.

Atît din punct de vedere al geometriei cît și al încărcării mecanice și termice ansamblul etanșărilor prezintă simetrie axială.

Structural inelul de presiune montat elastic are 5 grade de libertate și asupra sa acționează mai multe forțe: hidrodinamică, elastică, a presiunii din interstițiu, centrifugă etc.

Simularea pe calculator este bazată pe o soluție a ecuațiilor de mișcare ale elementului montat elastic asociată cu interacțiunea celor două inele datorată contactului de suprafață cu frecare.

Analiza prin FEM permite detectarea instabilităților și determinarea parametrilor funcționali ai etanșării frontale.

Cel mai important parametru din punct de vedere al performanței este debitul de pierderi prin neetanșeități Q proporțional cu h^3 (mărimea interstițiului).

Mentținerea unei distanțe prestabilite între suprafețele active ale inelelor etanșării primare, dependentă la rindul ei de cinematica inelului de presiune, sistemul de forțe și momente cărora li se opun o combinație de forțe HS, HD, THD sau EHD¹ și mecanice prin contactul de suprafață cu frecare, este factorul cheie în proiectarea acestora.

¹ hidrostatice, hidrodinamice, termohidrodinamice sau elastohidrodinamice.

4.1 Etanșarea frontală - problemă axial simetrică de modelare

4.1.1 Element finit de tip axial simetric Structurile axisimetrice sînt corpuri tridimensionale de revoluție.

În cazul în care și încărcările mecanice și termice sînt axial simetrice, componentele deplasărilor într-o secțiune ce trece prin axa de simetrie definesc complet starea de deformație și de tensiuni din structură.

Această particularitate face ca în analiza stării de tensiune aceste structuri să nu fie tratate după procedeele analizei tridimensionale, ci ca un caz particular al problemelor bidimensionale în starea de deformație plană.

În numeroase situații este posibilă reprezentarea comportamentului unui solid printr-un model bidimensional, exploatînd caracteristicile specifice ale stării de tensiune sau de deformație sau introducînd ipoteze. Este cazul problemelor de deformații plane, ale stării plane de tensiune, ale torsiunii (modelul lui Saint-Venant) în probleme de învelișuri subțiri și în probleme axisimetrice.

În tabloul din Fig. 4.1 [B4, B5] amintim ipotezele utilizate pentru obținerea modelelor bi sau unidimensionale în coordonate carteziene sau cilindrice. Analiza simetrică este o tehnică foarte puternică de modelare permițînd reducerea mărimii modelului pe baza simetriei fără a prejudicia acuratețea rezultatelor.

Această tehnică cere geometrie, proprietăți și condiții la limită simetrice însă nu presupune simetrie obligatorie în aplicarea încărcărilor.

Odată ce modelul este creat, condițiile la limită și suprapunerea efectelor pot fi utilizate pentru obținerea soluțiilor în cazul încărcărilor asimetrice. Prin utilizarea unor componente de încărcări simetrice și/sau antisimetrice a căror efecte se suprapun poate fi realizată încărcarea reală asimetrică. Discretizarea unui corp de revoluție de formă oarecare se face în elemente finite de tip special, de forma unor inele cu secțiune transversală constantă.

Aceste elemente numite axisimetrice sînt elemente bidimensionale utilizate pentru a reprezenta volume de revoluție.

Elementele axisimetrice pot fi definite în planul x, y sau x, z al sistemului de coordonate global, postprocesarea efectuîndu-se pentru întregul volum al structurii.

În acest caz pentru studiul structurii este suficient studiul unei secțiuni care conține axa de revoluție a corpului reprezentarea făcîndu-se în sistemul de axe x, y Fig. 4.2.

Pentru un asemenea element, nodurile devin cercuri nodale, cu centrul pe axa de revoluție.

Secțiunea transversală a elementului inelar este definită într-o secțiune transversală oarecare ce conține axa de revoluție.

Datorită simetriei nu se produc deplasări pe direcție circumferențială. Vectorul deplasare are deci numai componente pe direcție radială u și axială v .

Modele 3D, 2D, 1D in coordonate cilindrice

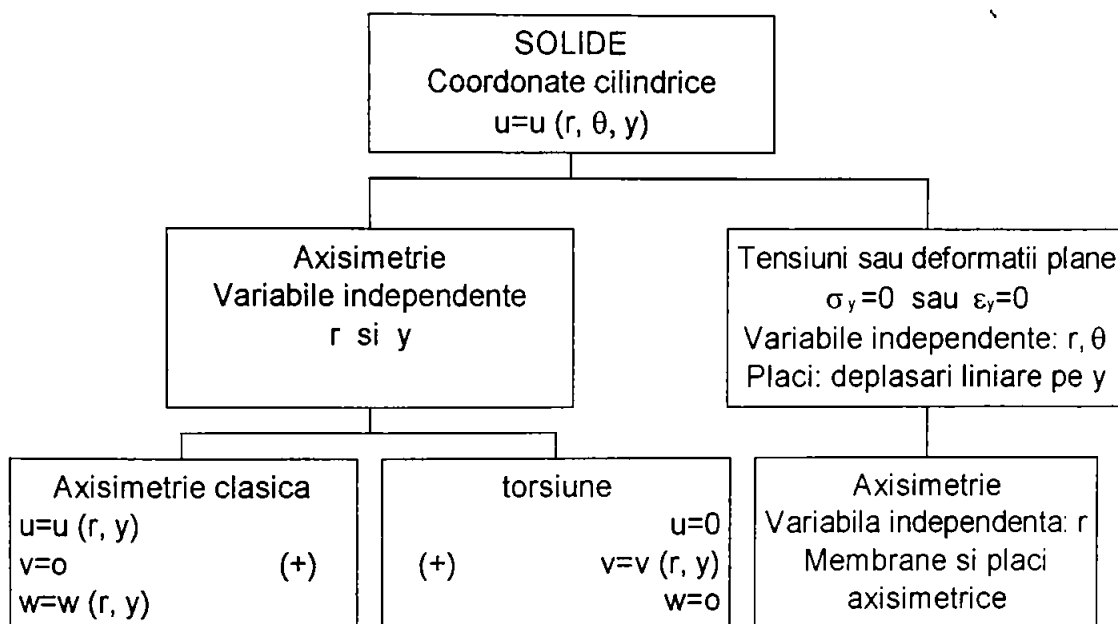


Fig. 4.1²

Ca urmare, gradele de libertate atașate elementului sînt valorile nodale ale acestor deplasări.

Funcțiile de aproximare exprimă deci variația acestor componente pe domeniul elementului:

$$\begin{Bmatrix} u(r, y) \\ v(r, y) \end{Bmatrix} = [N] \cdot \{\delta\} \quad 4.1$$

unde: $\{\delta\}$ constituie vectorul deplasărilor nodale;

Dacă se utilizează coordonatele naturale s, t relația devine:

$$\begin{Bmatrix} u(s, t) \\ v(s, t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & \dots & N_n & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & \dots & 0 & N_n \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \vdots \\ u_n \\ v_n \end{Bmatrix} \quad 4.2$$

² În graful arborescent traseul urmat este cel colorat.

unde $n = 4$ în cazul elementelor tridimensionale cuadrilaterale.

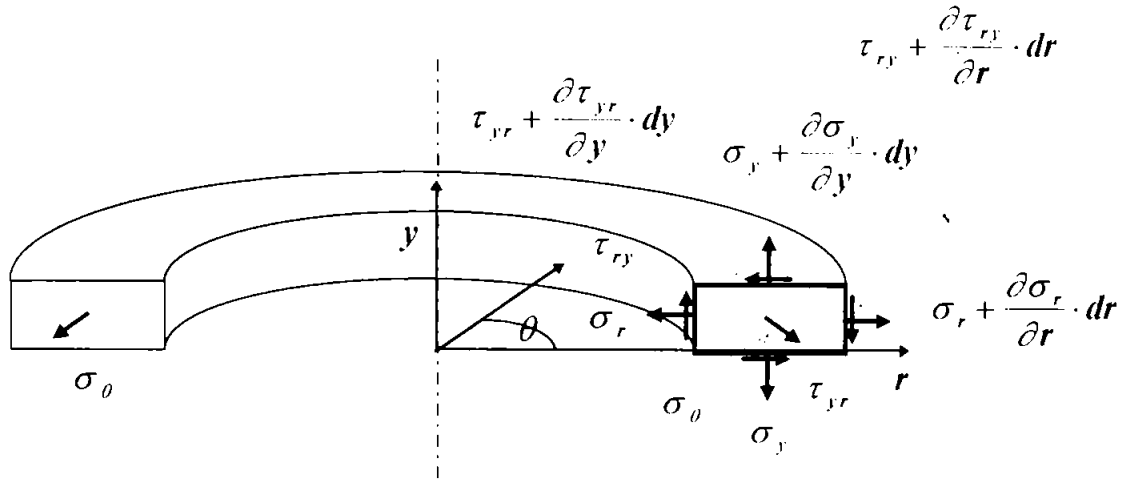


Fig. 4.2

Coordonatele naturale sînt coordonate normalizate obținute prin raportarea coordonatelor globale ale întregului domeniu discretizat, la mărimi caracteristice ale elementului finit.

Problema axisimetrică diferă de starea de deformare plană prin faptul că deformarea specifică normală pe planul secțiunii de lucru ε_θ nu este zero și trebuie explicitată în vectorul deformațiilor specifice $\{\varepsilon\}$.

Valoarea lui se exprimă sub forma:

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r} \quad 4.3$$

Relația dintre deformațiile specifice și deplasări are forma:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_\theta \\ \gamma_{ry} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{r} \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \\ \frac{\partial v}{\partial r} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ u \end{Bmatrix} \quad 4.4$$

Legătura dintre tensiuni și deformațiile specifice este:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_y \\ \sigma_\theta \\ \tau_{ry} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu) \cdot (1-2\nu)} \cdot \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_\theta \\ \gamma_{ry} \end{Bmatrix} \quad 4.5$$

unde: E -modulul de elasticitate longitudinal
 ν -coeficientul lui Poisson.

Dacă $[J]$ este matricea Jacobianului transformării și $[\bar{J}]$ inversa acesteia, atunci derivatele deplasărilor u, v în raport cu sistemul global r, y se exprimă sub forma:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \\ \frac{\partial v}{\partial r} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{J}_{11} & \bar{J}_{12} & 0 & 0 & 0 \\ \bar{J}_{21} & \bar{J}_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{J}_{11} & \bar{J}_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \bar{J}_{21} & \bar{J}_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial s} \\ \frac{\partial u}{\partial t} \\ \frac{\partial v}{\partial s} \\ \frac{\partial v}{\partial t} \\ u \end{Bmatrix} \quad 4.6$$

în care vectorul derivatelor în raport cu sistemul natural s, t se calculează din relația 4.2:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial s} \\ \frac{\partial u}{\partial t} \\ \frac{\partial v}{\partial s} \\ \frac{\partial v}{\partial t} \\ u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial s} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial s} & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial s} & 0 \\ \frac{\partial N_1}{\partial t} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial t} & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial t} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial s} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial s} & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial s} \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial t} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial t} & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial t} \\ N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_n & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \vdots \\ u_n \\ v_n \end{Bmatrix} \quad 4.7$$

Relația 4.7 are o formă generală fiind valabilă atât pentru elemente finite liniare cât și pentru cele de ordin superior.

În cazul particular al modelării etanșărilor frontale $n = 4$ elementul are patru noduri în planul r, y .

Relațiile 4.4, 4.6 și 4.7 permit calculul matricei $[B(s, t)]$ din relația: $\{\varepsilon\} = [B] \cdot \{\delta\}$.

De remarcat că matricea $[B]$ conține patru linii față de numai trei din problema plană. Matricea de elasticitate este la rândul ei de 4×4 fiind dată de relația 4.5.

Pentru calculul matricei de rigiditate se utilizează de asemenea integrarea numerică a expresiei:

$$[k] = \int_V [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV.$$

4.1.2 Modelul etanșării frontale realizat prin elemente finite axial simetrice

Cunoașterea configurației stării de tensiune pentru întreaga structură este necesară pentru ca, eventual, să se poată opera unele modificări ale acesteia, astfel încât aceasta să satisfacă mai bine condițiile impuse de solicitare, material, fiabilitate, etc..

Problema fundamentală a modelării avînd ca destinație analiza tensiunilor este satisfacerea cerinței de a determina stările de tensiuni în zone în care gradientul acestora este mare.

Modelele de calcul care folosesc metoda deplasărilor - în această categorie fiind inclusă și metoda elementului finit - utilizează ca entitate de bază matricea de rigiditate a structurii, necunoscutele primare ale modelului fiind deplasările nodurilor rețelei de discretizare, tensiunile fiind necunoscute secundare.

Deci se poate afirma că pentru astfel de modele se face, de fapt, o analiză a rigidității structurii.

Metodele de calcul utilizate în simularea pe calculator pentru probleme neliniare, prin FEM sînt prezentate în Anexa 5.

Etanșările frontale prezintă din punct de vedere geometric atît simetrie axială, fiind compusă din corpuri de revoluție Fig. 4.3.

Această simetrie face ca problema modelării să poată fi redusă la descrierea semisecțiunii prin etanșare.

Modelele analizate cu FEM corespund dimensional și constructiv pieselor componente ale etanșărilor frontale¹ utilizate în cadrul analizei experimentale și anume:

- **EFS 103-S cu dimensiunea nominală 020**

- **EF 19x45,4x13,3**

¹ Din gama tipodimensională de produse S.C. ROSEAL S.A.

Materialele curent utilizate de producători la confecționarea inelelor etanșării primare sînt redate în Anexele 1 și 2 (prospect ROSEAL) iar proprietățile lor fizico mecanice și termice în Anexa 4.

De asemenea starea de încărcare și fluidul de etanșat din programul experimental coincid cu cele modelate prin FEM: $p = 0.1MPa$; apă la $80^{\circ}C$.

Modelarea contactului cu frecare între componentele etanșării ține cont de mișcarea relativă care apare între acestea în timpul funcționării ($n=3000rot/min$).

Coeficienții de frecare corespunzători acceptați în modelare sînt cei evaluați în urma măsurării rugozităților suprafețelor active ale cuplelor inelare de frecare cît și rezultați din programul experimental.

Discretizarea în elemente finite
inelare axisimetrice pentru
etanșarea primară EFS 103-S

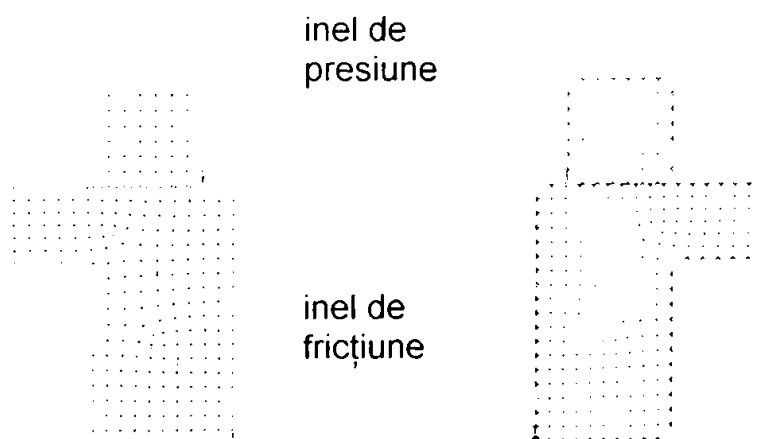


Fig. 4.3

S-au utilizat în modelarea cu FEM pe lângă materialele din care sînt confecționate etanșările din producția curentă autohtonă și încercate experimental și alte perechi de materiale dintre care unele sînt utilizate de firme străine iar altele se propun de autoarea tezei.

Combi-națiile de materiale pentru inelele etanșării primare ale etanșării frontale tip EFS 103-S sînt prezentate în Tabelul 4.1.

În urma calculului cu FEM s-a urmărit determinarea parametrilor ce caracterizează funcționarea etanșărilor frontale alcătuite din perechi de materiale identice cu ale celor încercate.

Concordanța rezultatelor a dus la concluzia că modelarea este corectă și prin aplicarea ei la alte perechi de materiale rezultatele modelării pot fi luate în considerare ca valabile în vederea optimizării funcțional constructive.

Tabel 4.1

Cod ROSEAL ¹	Material inel de presiune					
Material inel de fricțiune	B1	B14	Y2	G10	V1	U2
G10	○ ●	○ ●	○ ●	●		
V1	○ ●	○ ● ●			●	
U2	○ ● ●	○ ● ●				○ ● ● ●
B1	●					
B14		●				
Y2			●			

○ - SC ROSEAL SA ● - BURGMANN ● - HECKER AEGIRA ● - Soluții noi propuse

Pentru etanșarea frontală de tip EF19x45,4x13,3 s-a luat în considerare la modelarea pentru analiza pe în FEM numai cele două perechi de materiale utilizate în producția curentă autohtonă (G10-Y2 și G10-B1).

¹ G10 - oțel inox 40C130
V1 - Al₂O₃ (89%)
U2 - carbură de siliciu SiC
B1 - material carbogرافitic legat cu rășină
B14 - cărbune dur împregnat cu rășină
Y2 - politetrafluoretilenă PTFE + 25% pulbere grafit

Rezultatele analizelor sînt ilustrate pe secțiuni ca cele din Fig. 4.4a și Fig. 4.4b. Analiza modelului se repetă pentru fiecare din cele două tipuri

EFS 103-S

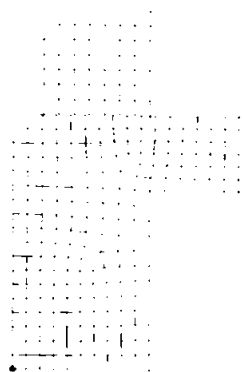


Fig. 4.4a

"slide line" care include datele de rigiditate / frecare, factorul de scară și coeficientul de frecare dintre suprafețele în contact.

EF19x45,4x13,3

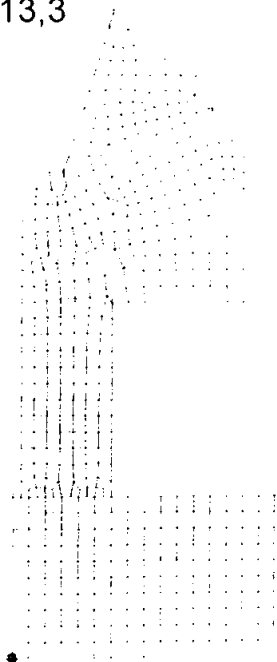


Fig. 4.4b

Fiecare zonă de contact din ansamblul îmbinării este definită prin cîte un element "slide line".

constructive
confectionate din
perechi de
materiale ca și cele
din programul
experimental și în
plus pentru noi
variante de perechi
de materiale.
Contactul este
descriș printr-un
nou tip de element

Definirea geometrică a suprafețelor în contact include o serie de noduri numite "master" și "slave" ¹ care aparțin suprafețelor finite de alunecare ale corpurilor deformabile și care au fost definite odată cu discretizarea modelului.

Elementul "slide line" este elemntul de interacțiune între corpurile în contact, reprezentarea sa în modelul analizat apare ca linia de legătură între nodurile "master" și "slave". Sistemul de coordonate atașat elementului "slide line" se definește prin sistemele de coordonate locale aferente nodurilor "master" și "slave".

¹ "master" se consideră suprafața corpului spre care se transmite apăsarea dată prin suprafața corpului "slave" dinspre care se apasă.

Tipul de analiză efectuat este neliniar specific problemelor de contact cu frecare constând dintr-un sistem de programe Fig. 4.5.

S-au efectuat postprocesări referitoare la discretizarea geometrică și la rezultatele analizei pentru efectuarea controlului și validarea analizei:

- verificarea dimensiunilor reale ale pieselor, a volumului total și a masei totale;
- verificarea aplicării corecte a sarcinilor și a proprietăților fizico-mecanice utilizate (în intensitate și distribuție luând în considerare caracterul eterogen al ansamblului);
- controlul amplitudinii deplasărilor în raport cu dimensiunile pieselor corespunzătoare liniarității geometrice;

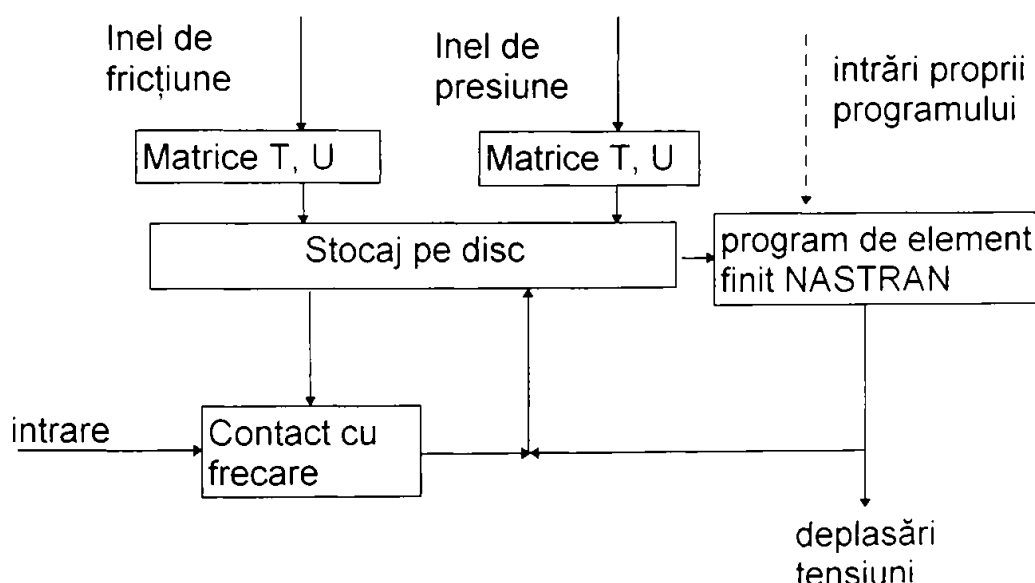


Fig. 4.5¹

-controlul intensității deformațiilor și tensiunilor pentru asigurarea respectării ipotezei liniarității legii de comportare a materialului fără a depăși valorile limită (deformații mai mici de 0,002 pentru oțel, de exemplu);

-verificarea condițiilor echilibrului global utilizând sarcinile și reacțiunile calculate;

-verificarea stabilității elastice a pieselor solificate local sau global la compresiune;

-verificarea concordanței valorilor tensiunilor principale cu orientarea geometriei ansamblului.

¹ U reprezintă tensorul deplasărilor; T reprezintă tensorul tensiunilor.

4.2 Rezultatele simulării

Modelarea reproduce comportarea în funcționare a etanșărilor frontale EFS 130-S respectiv EF19x45,4x13,3. Presiunea axială aplicată inelului de presiune va induce un câmp de presiune de contact manifest în interfața cuplei inelare de frecare a etanșărilor. De asemenea aceasta determină starea de tensiune și deplasările ce apar în inelul etanșării frontale.

Din punct de vedere *termic* modelarea presupune cunoașterea:

- caracteristicilor termice ale materialelor inelelor (Anexa 4),
- temperaturii fluidului de etanșat;
- temperaturii rezultate în urma frecării în interfață.

Mărimea și distribuția presiunilor de contact a deplasărilor axiale care determină mărimea și forma interstițiului, harta temperaturilor teoretice respectiv a fluxului termic preluat de inelele etanșării primare rezultă în urma analizei prin FEM.

În momentul în care temperaturile teoretice coincid cu cele experimentale se obține modelul termic al etanșării iar prototipurile vor fi înlocuite de programul de analiză prin FEM.

Parametri funcționali -de performanță- a etanșărilor frontale depind de distribuția presiunii și temperaturii din interfață și inele.

Programul de calcul aplicat permite în dialogul cu utilizatorul stabilirea apriori a unuia din cele patru modele de calcul pentru probleme neliniare prezentate în paragraful 2.7.

Dacă metoda de calcul aleasă este inadecvată cu problema supusă analizei, programul trece automat la cea proprie situației date.

FEM aplicată la analiza modelelor etanșărilor frontale studiate a dat rezultate multiple ale distribuției tensiunilor, deplasărilor, temperaturii și fluxurilor termice ilustrate în Fig. 4.6, ..., 4.26¹. Fiecare hartă corespunde perechilor de materiale din Tabelul 4.1².

În urma postprocesării s-a obținut de asemenea distribuțiile presiunii de contact din interfață a deplasărilor și încărcării termice a inelelor Fig. 4.27, ..., 4.35.

4.3 Evaluarea debitului de scurgeri prin neetanșeități

În cazul curgerii neizoterme a unui fluid incompresibil pentru o configurație axial simetrică ecuația Reynolds are forma:

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dr} \right) = 0 \quad 4.8$$

unde: $r=d/2$; h -vîscozitatea dinamică a fluidului de lucru;

¹ Zonele izoparametrice pot fi identificate prin bara legendă atașată figurii.
² Materialele au fost precizate prin codurile lor conform S C ROSEAL S.A.

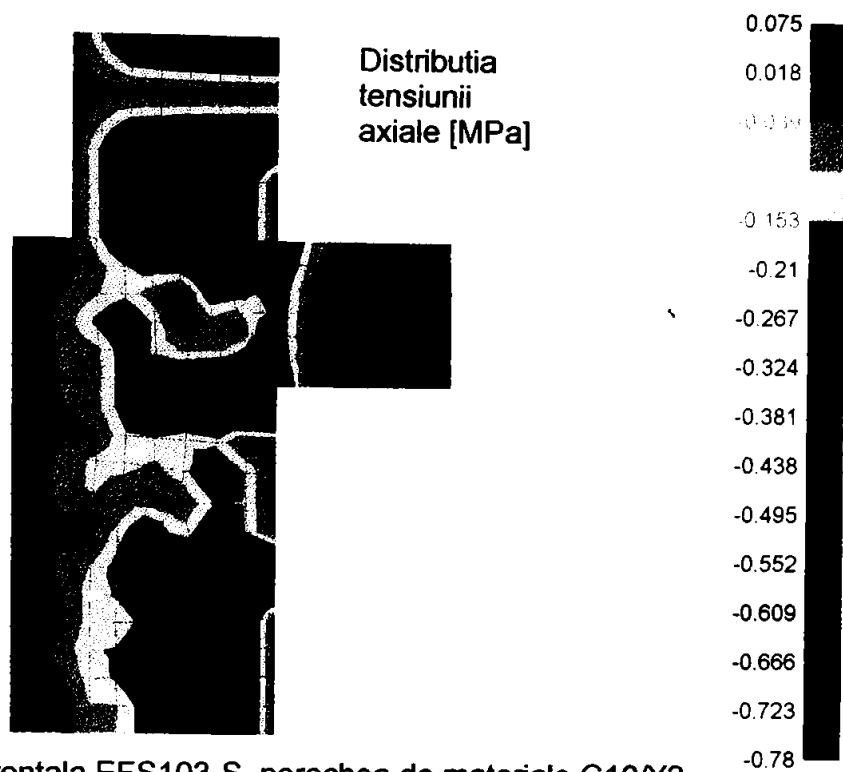


Fig. 4.6 Etansare frontala EFS103-S, perechea de materiale G10/Y2

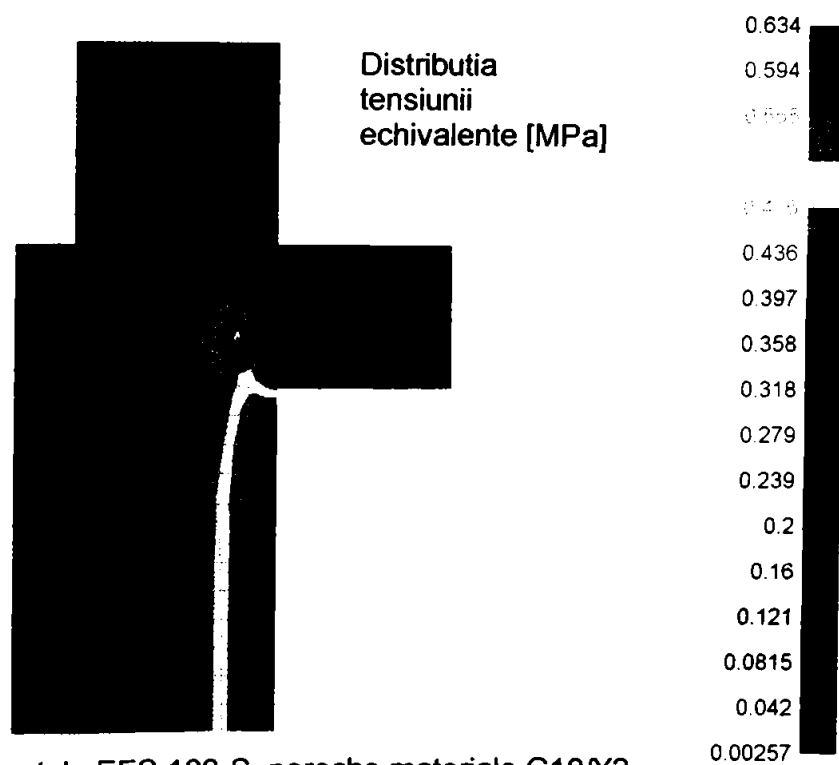


Fig. 4.7 Etansare frontala EFS 103-S, pereche materiale G10/Y2

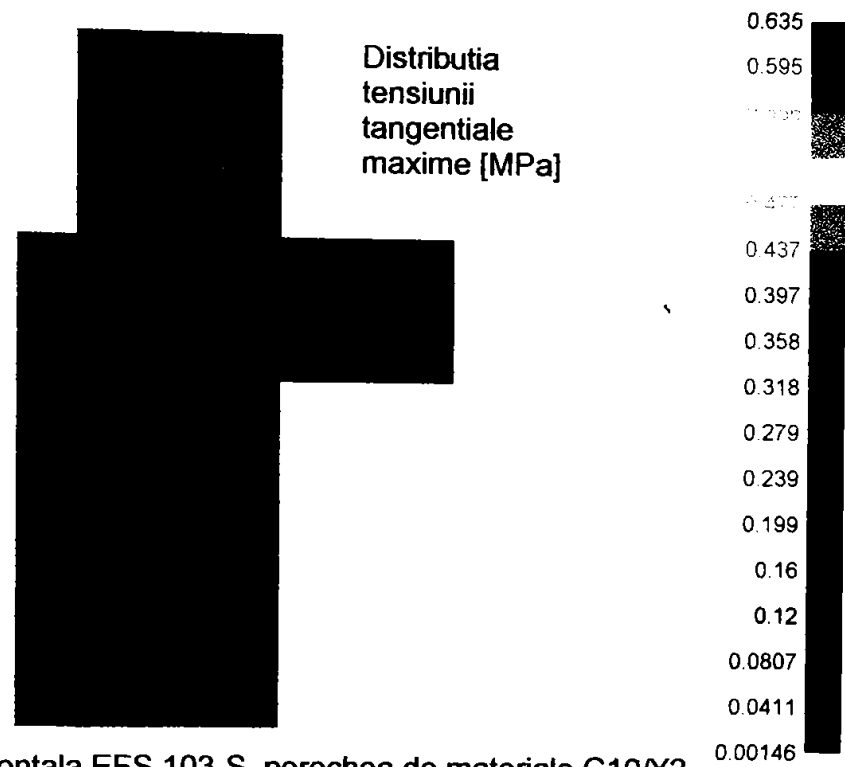


Fig.4.8 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale G10/Y2

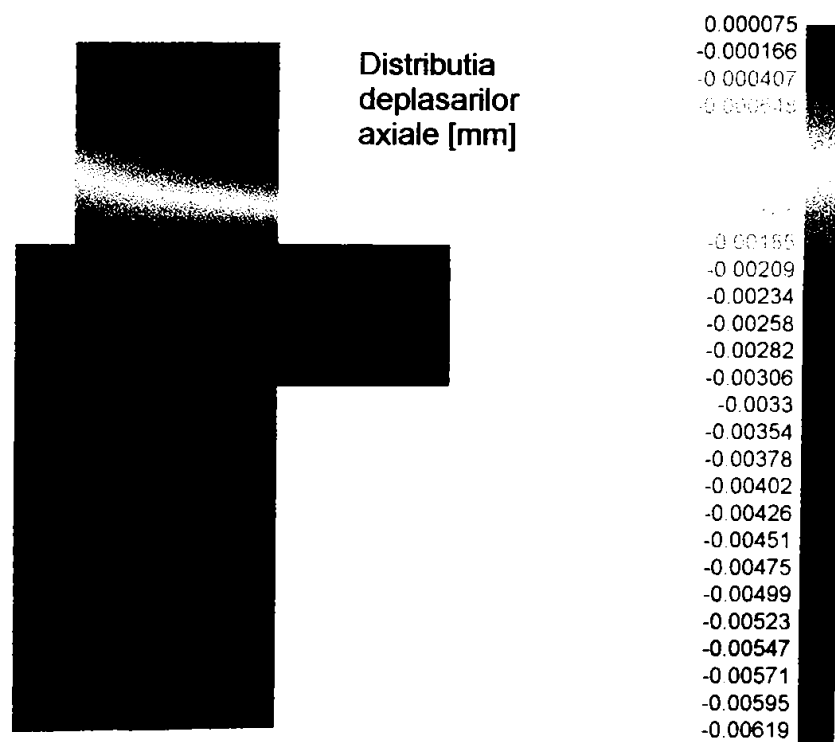


Fig.4.9 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale G10/Y2

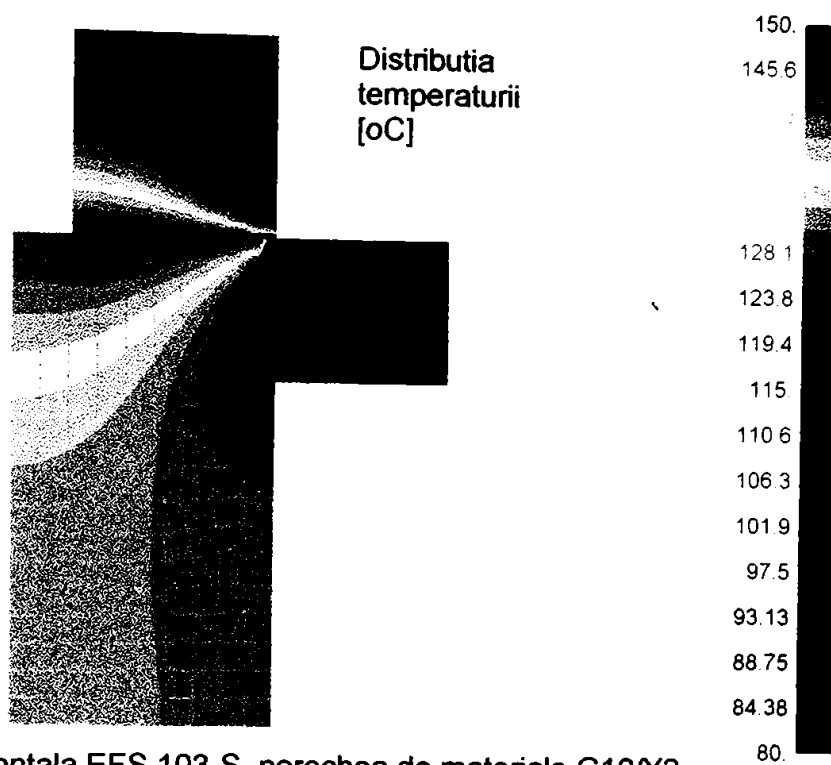


Fig. 4.10 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale G10/Y2

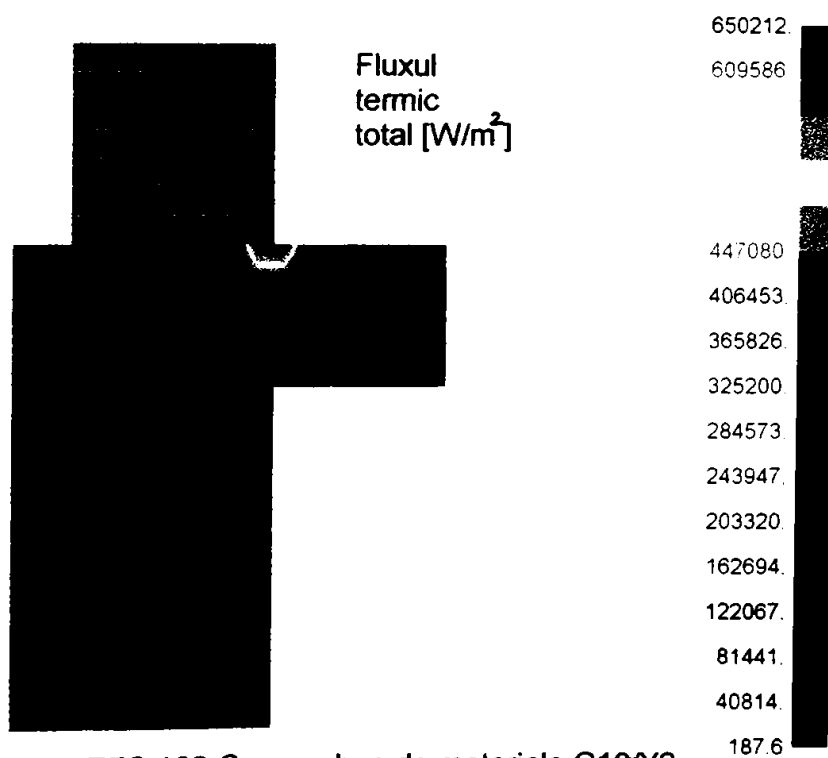


Fig. 4.11 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale G10/Y2

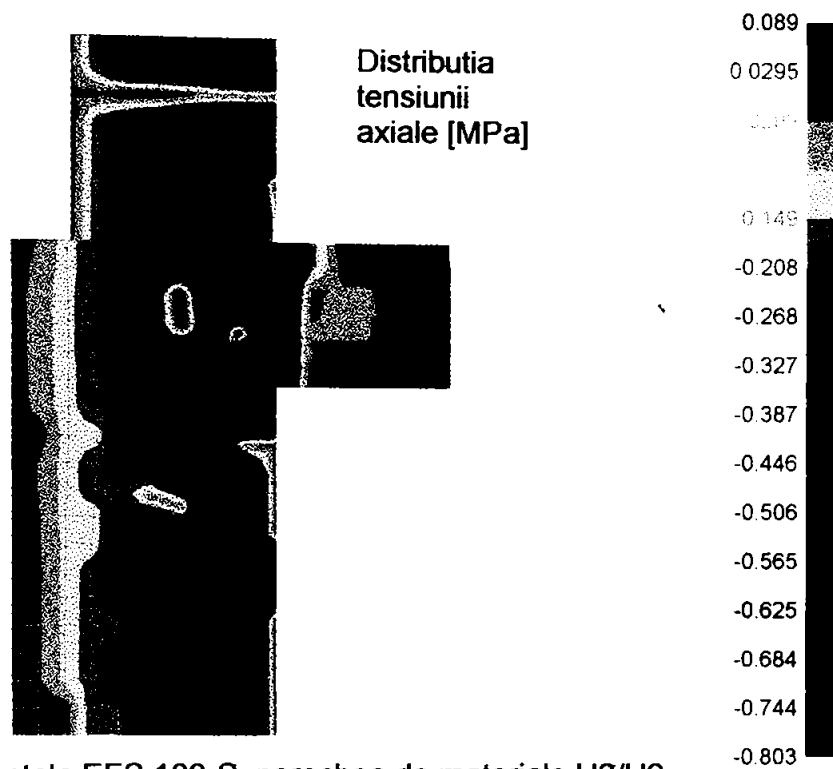


Fig.4.12 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale U2/U2

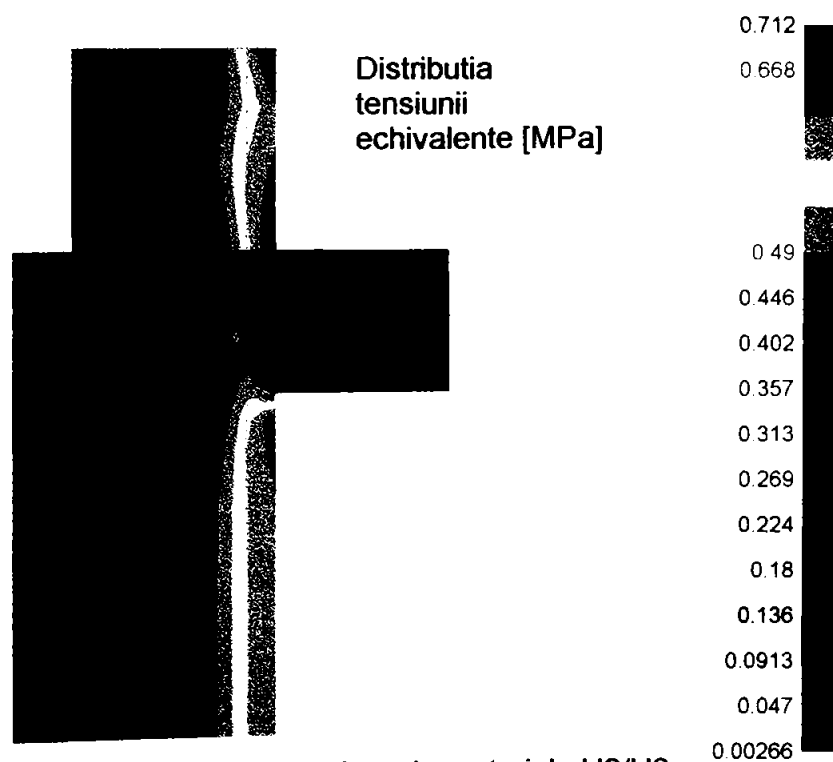


Fig. 4.13 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale U2/U2

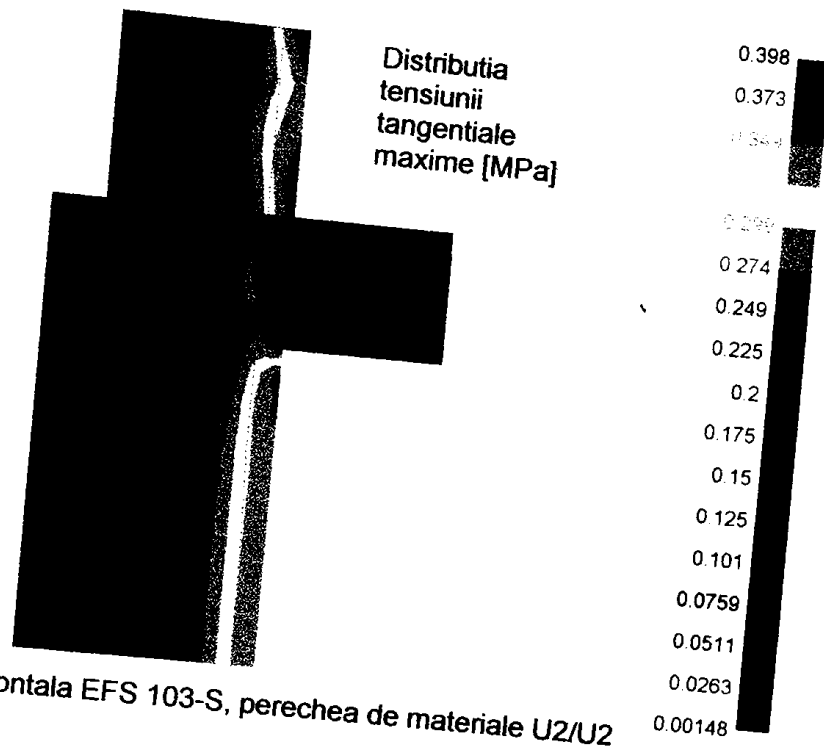


Fig. 4.14 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale U2/U2

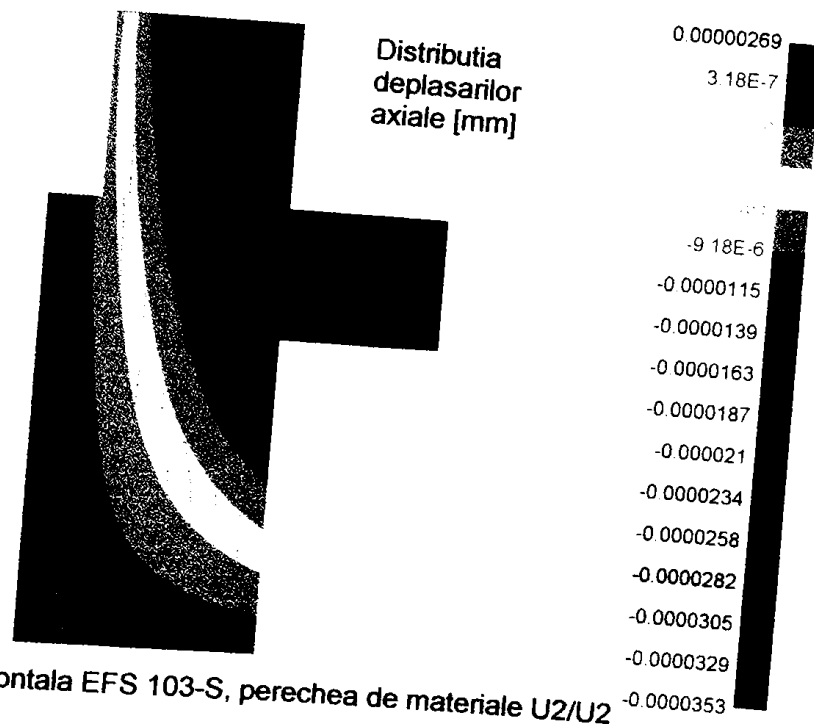


Fig. 4.15 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale U2/U2

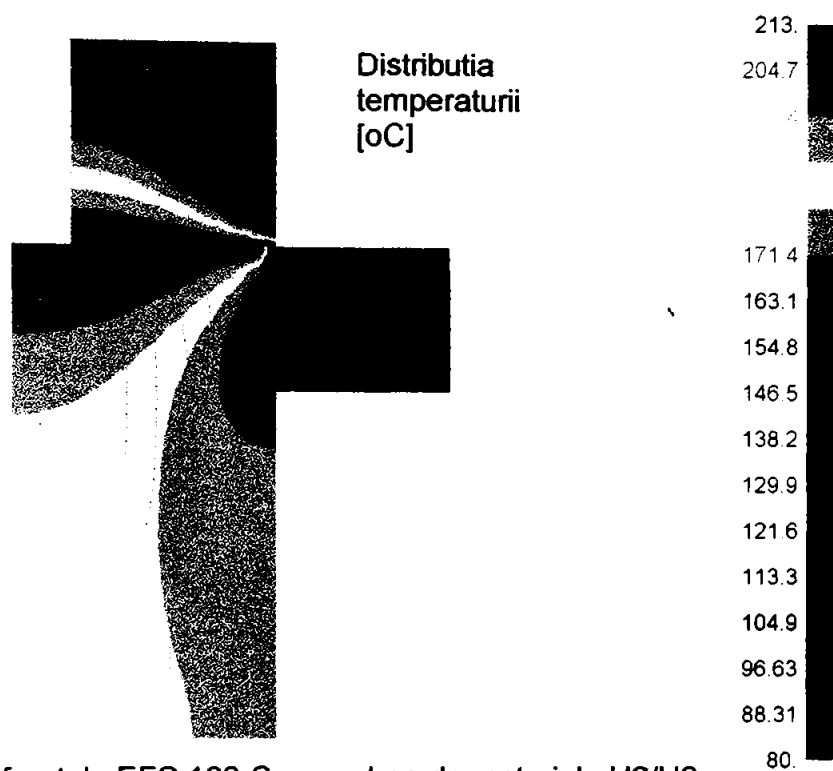


Fig. 4.16 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale U2/U2

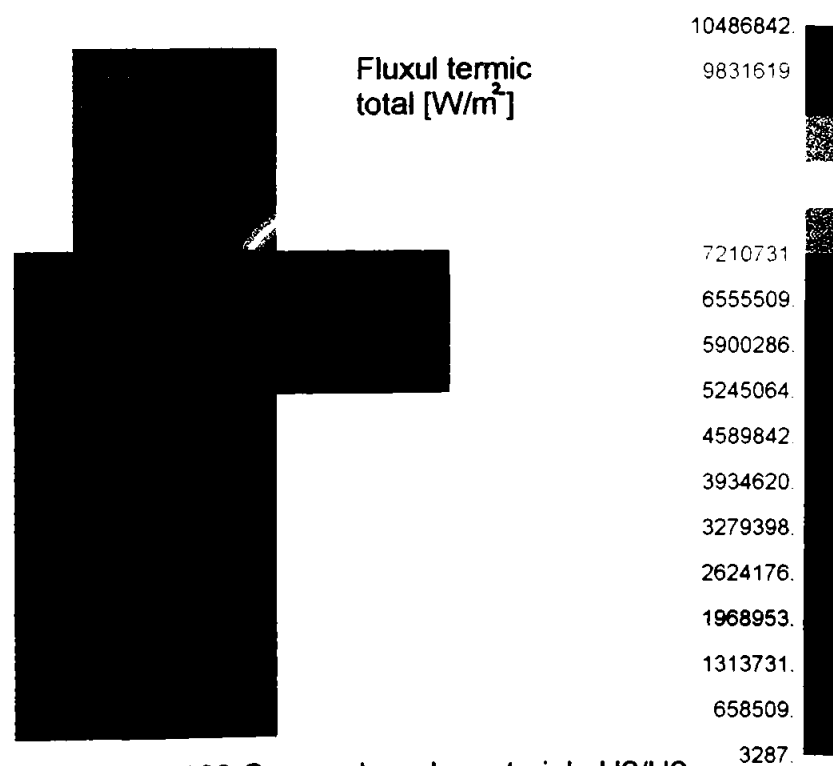


Fig.4.17 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale U2/U2

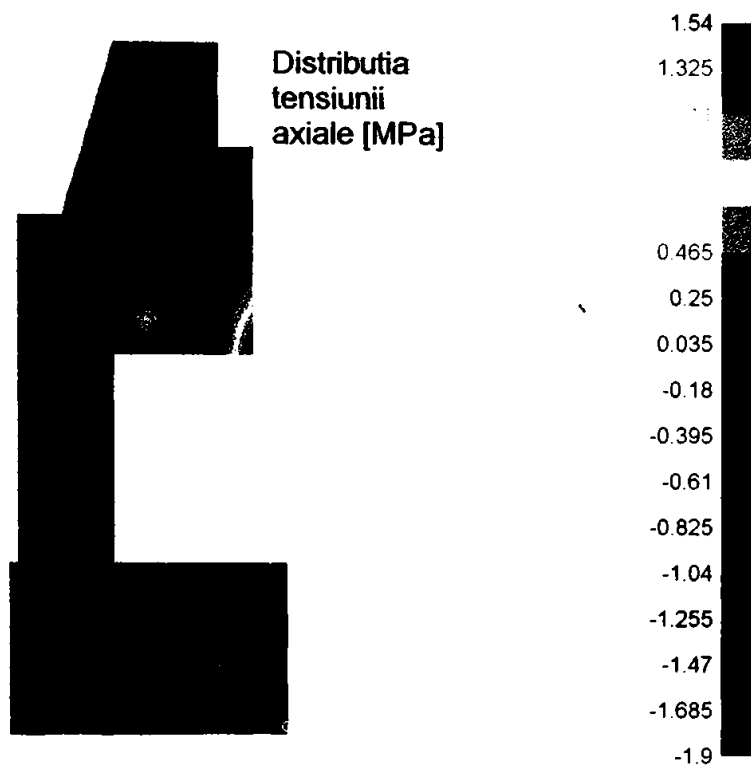


Fig. 4.18 Etansare frontala EF19x45,4x13,3; perechea de materiale G10/B1

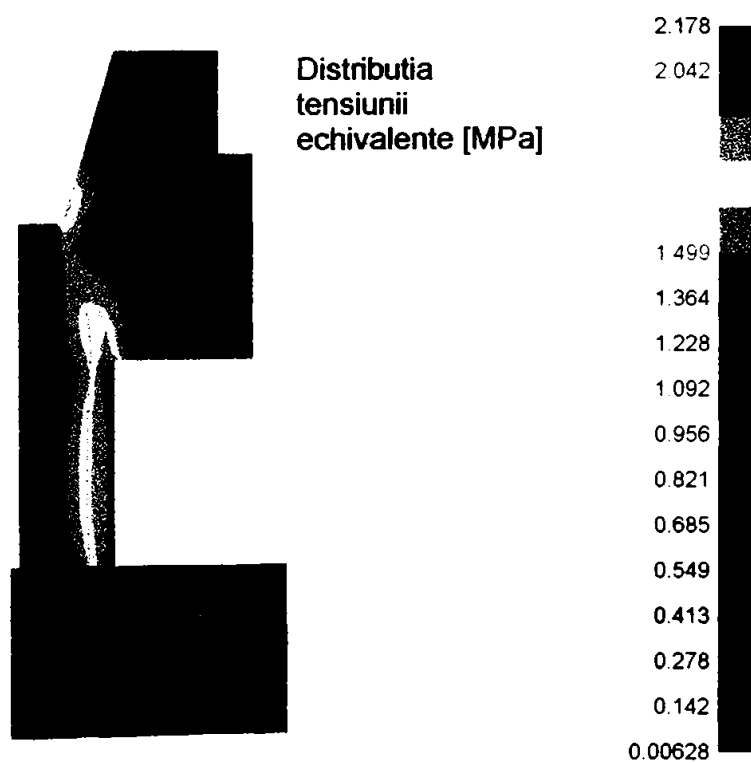


Fig. 4.19 Etansare frontala EF19x45,4x13,3; perechea de materiale G10/B1

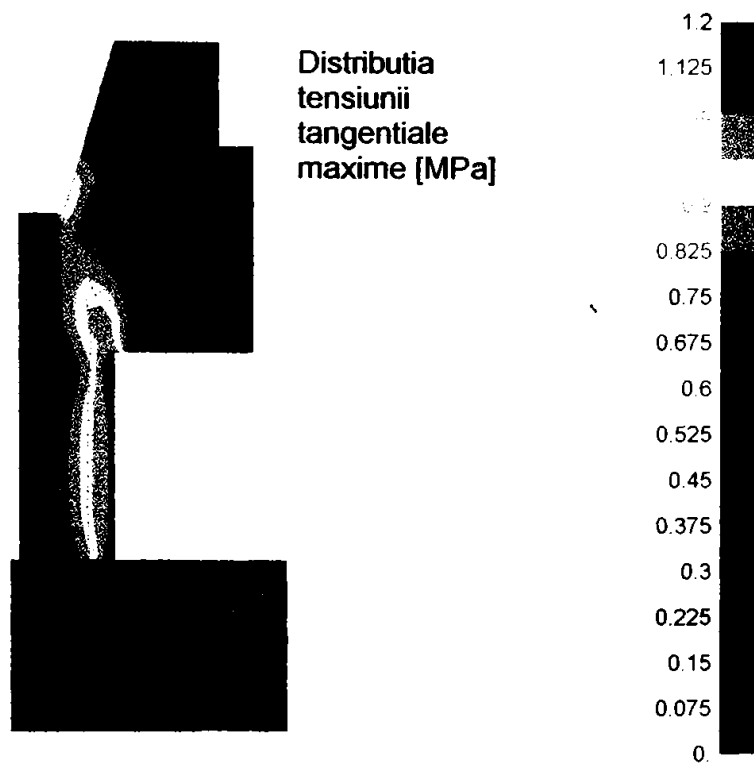


Fig. 4.20 Etansare frontala EF19x45,4x13,3; perechea de materiale G10/B1

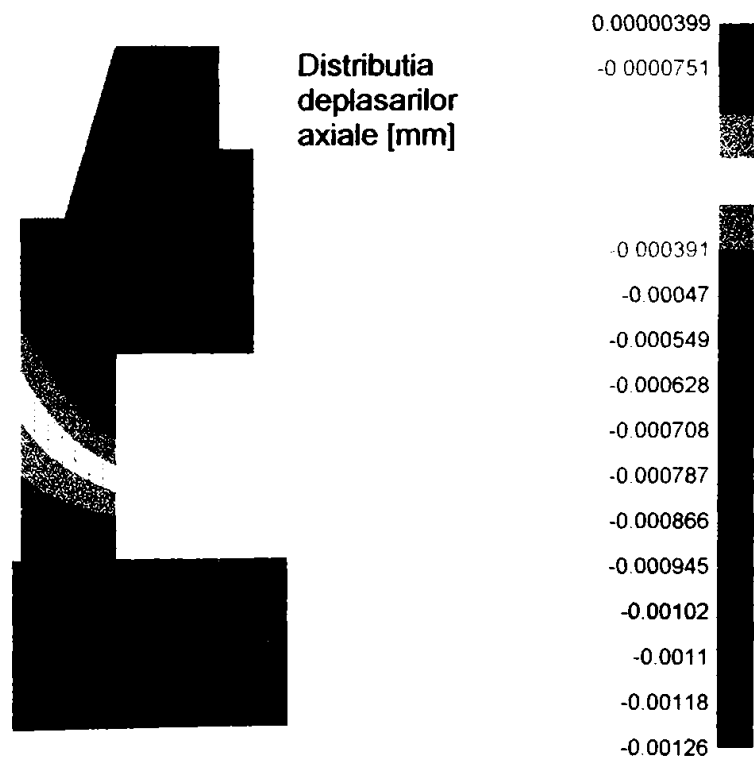


Fig.4.21 Etansare frontala EF19x45,4x13,3; perechea de materiale G10/B1

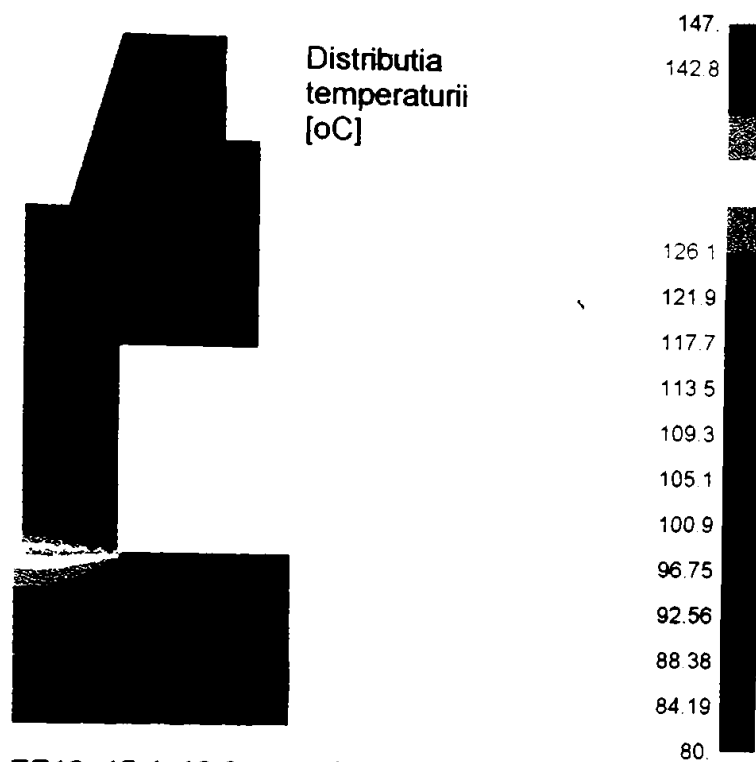


Fig. 4.22 Etansare frontala EF19x45,4x13,3; perechea de materiale G10/B1

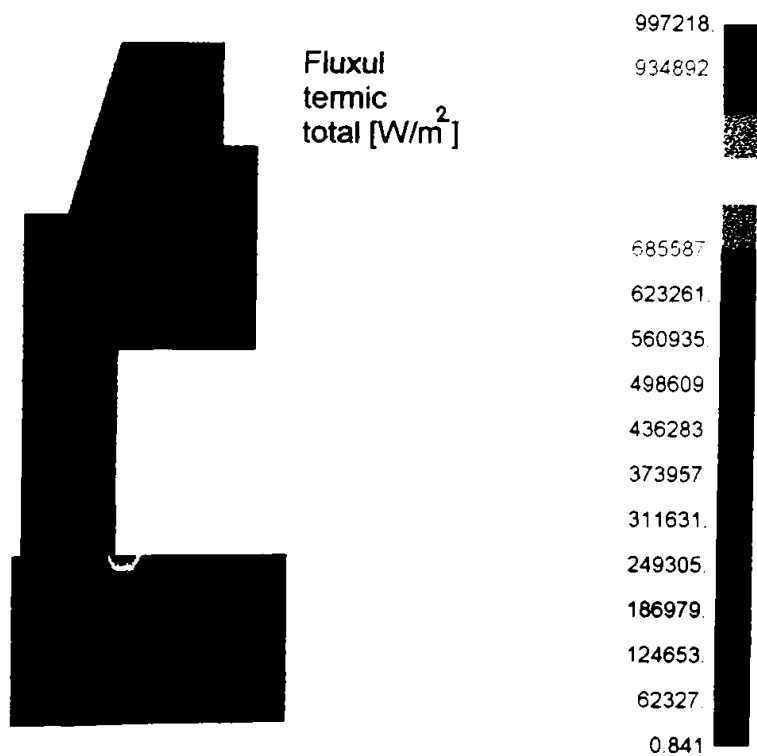


Fig 4.23 Etansare frontala EF19x45,4x13,3; perechea de materiale G10/B1

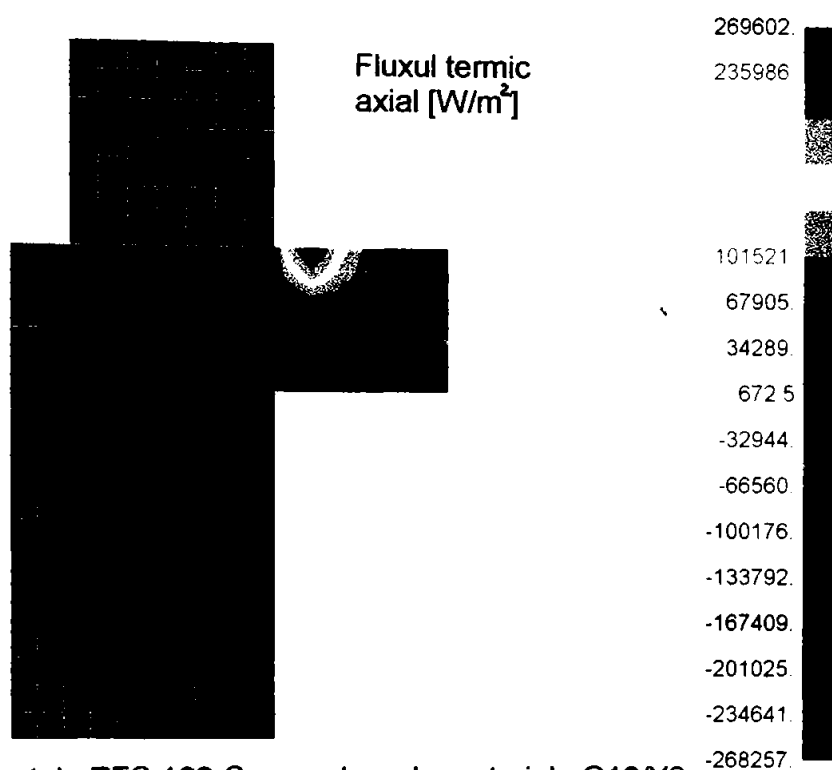


Fig. 4.24 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale G10/Y2

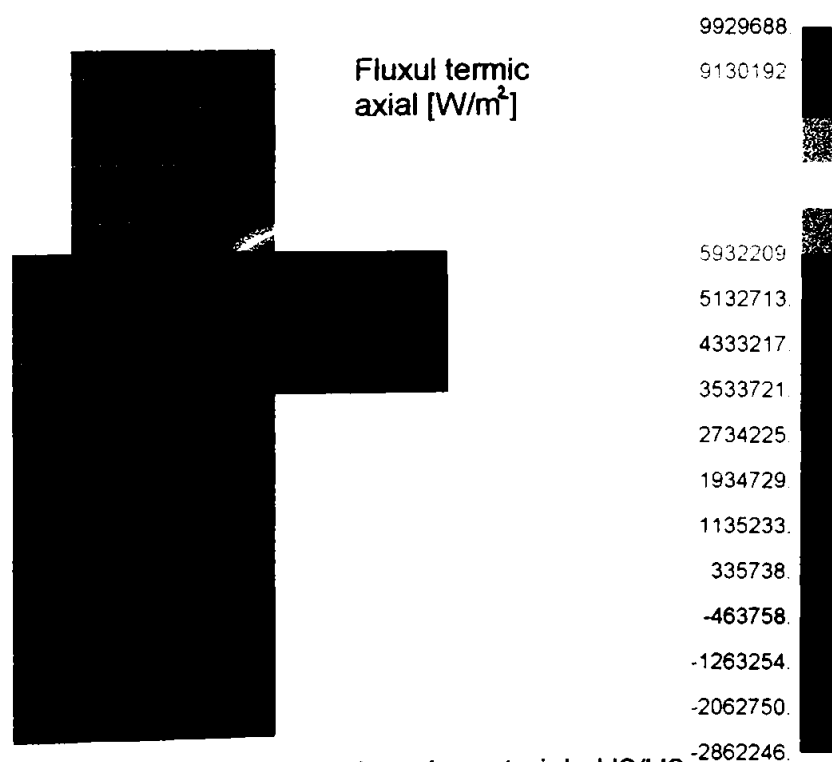


Fig.4.25 Etansare frontala EFS 103-S, perechea de materiale U2/U2

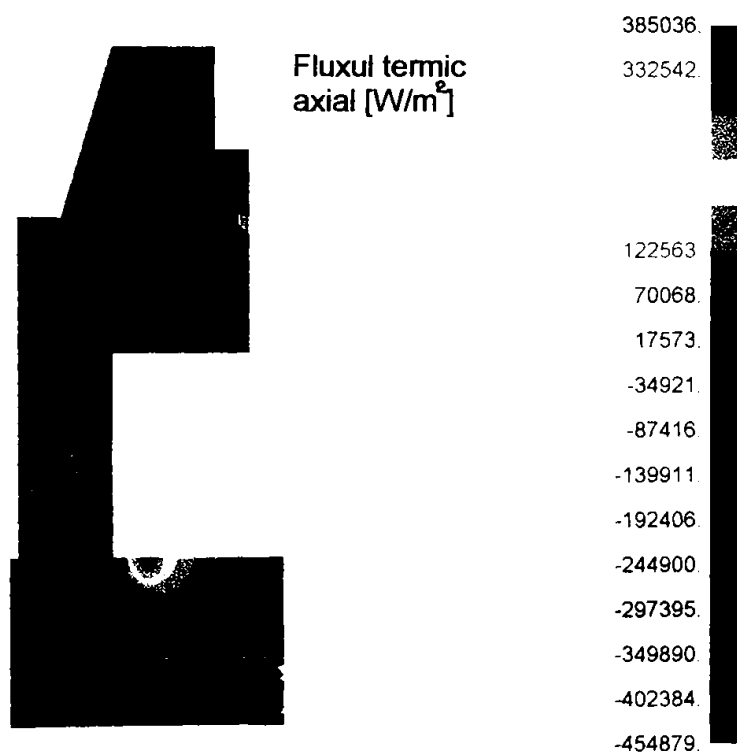


Fig. 4.26 Etansare frontala EF19x45,4x13,3; perechea de materiale G10/B1

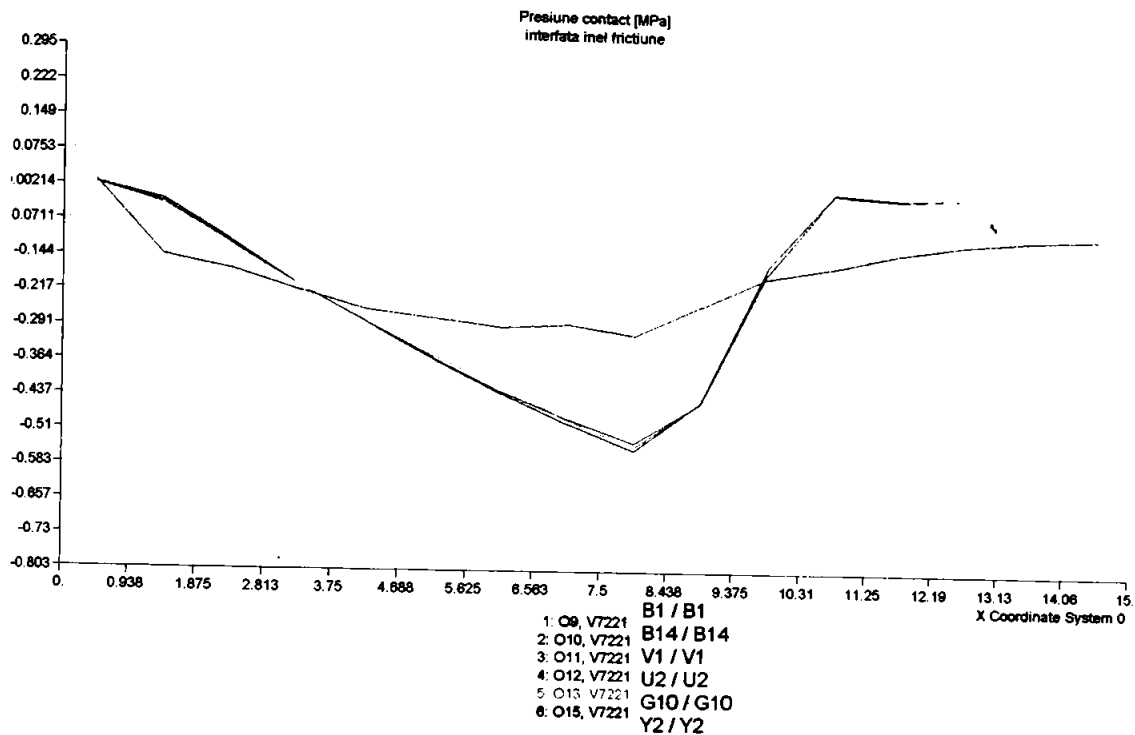


Fig. 4.27a

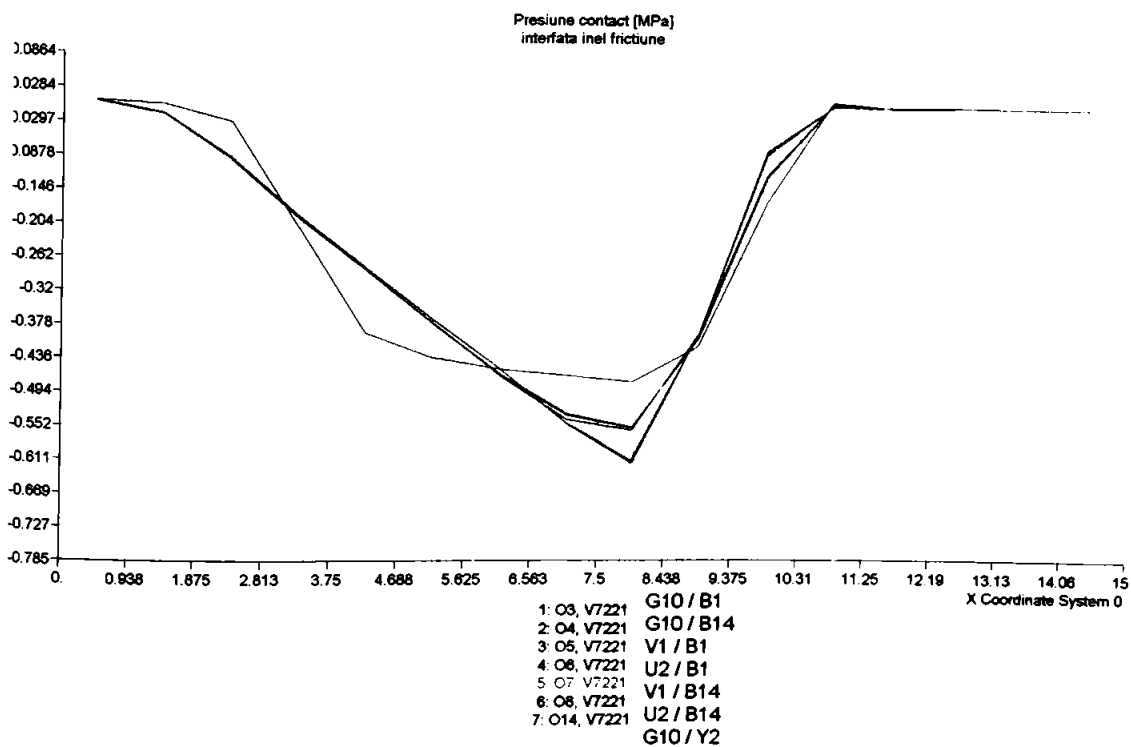


Fig. 4.28a

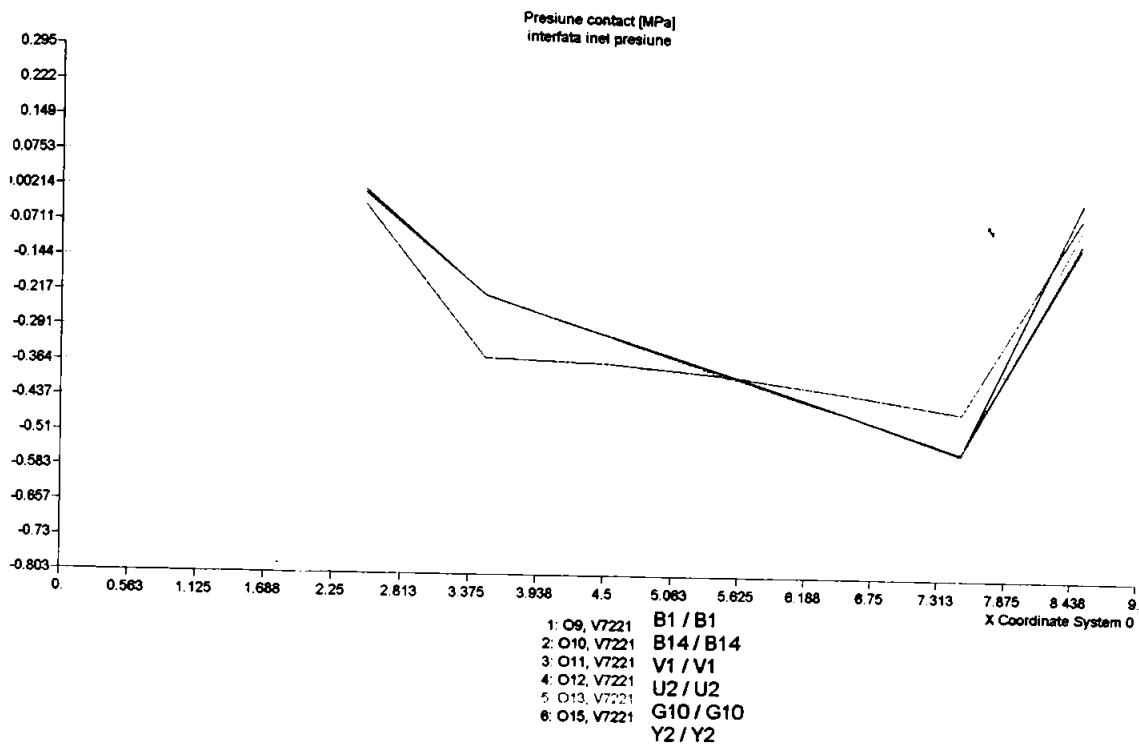


Fig. 4.27b

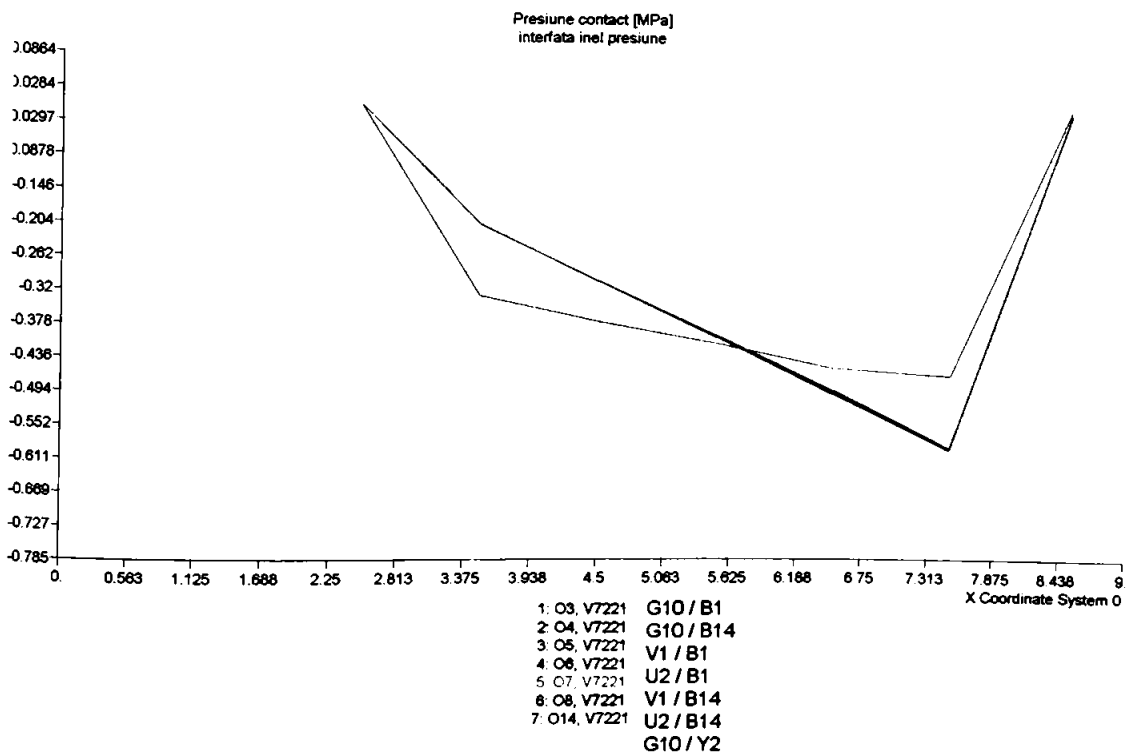


Fig. 4.28b

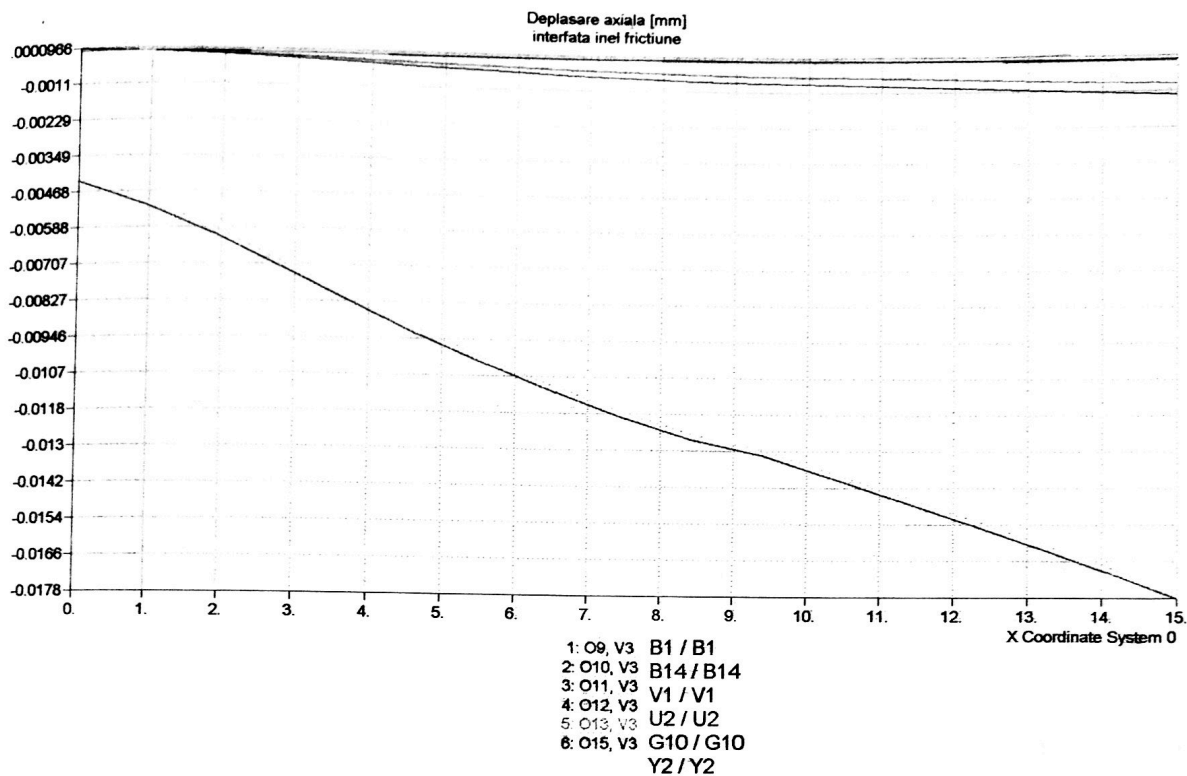


Fig. 4.29a

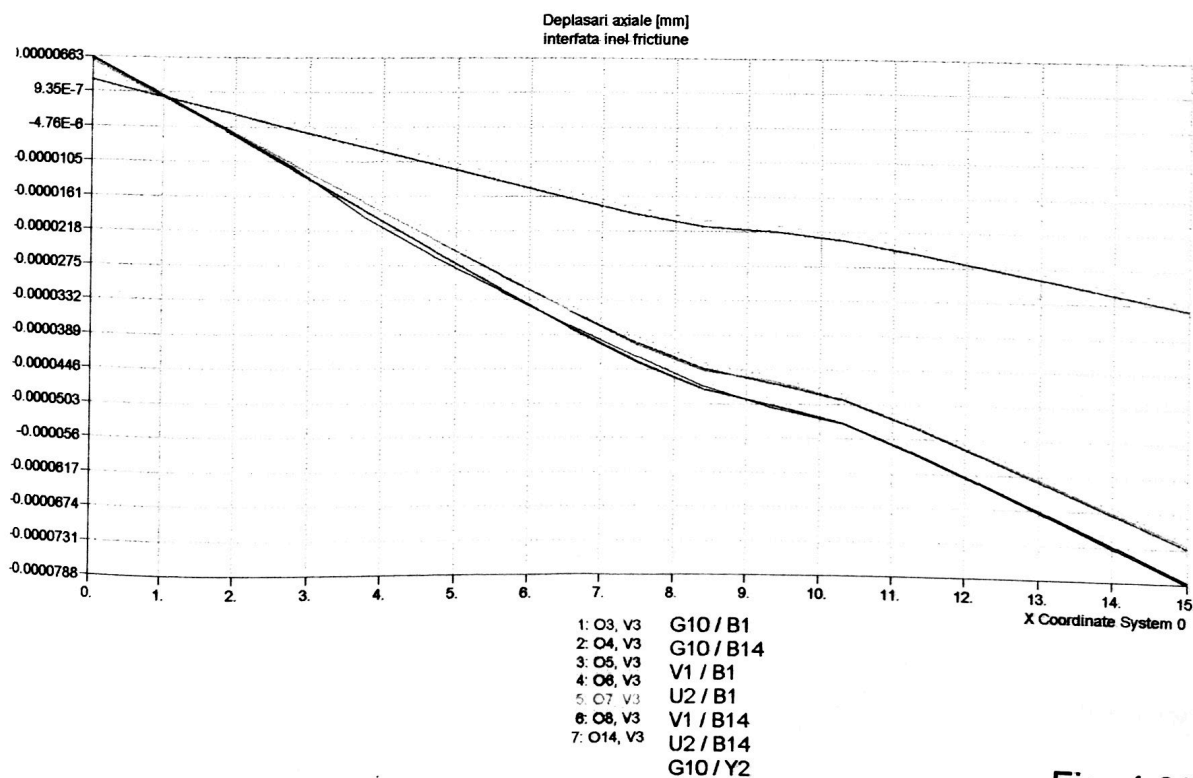


Fig. 4.30a

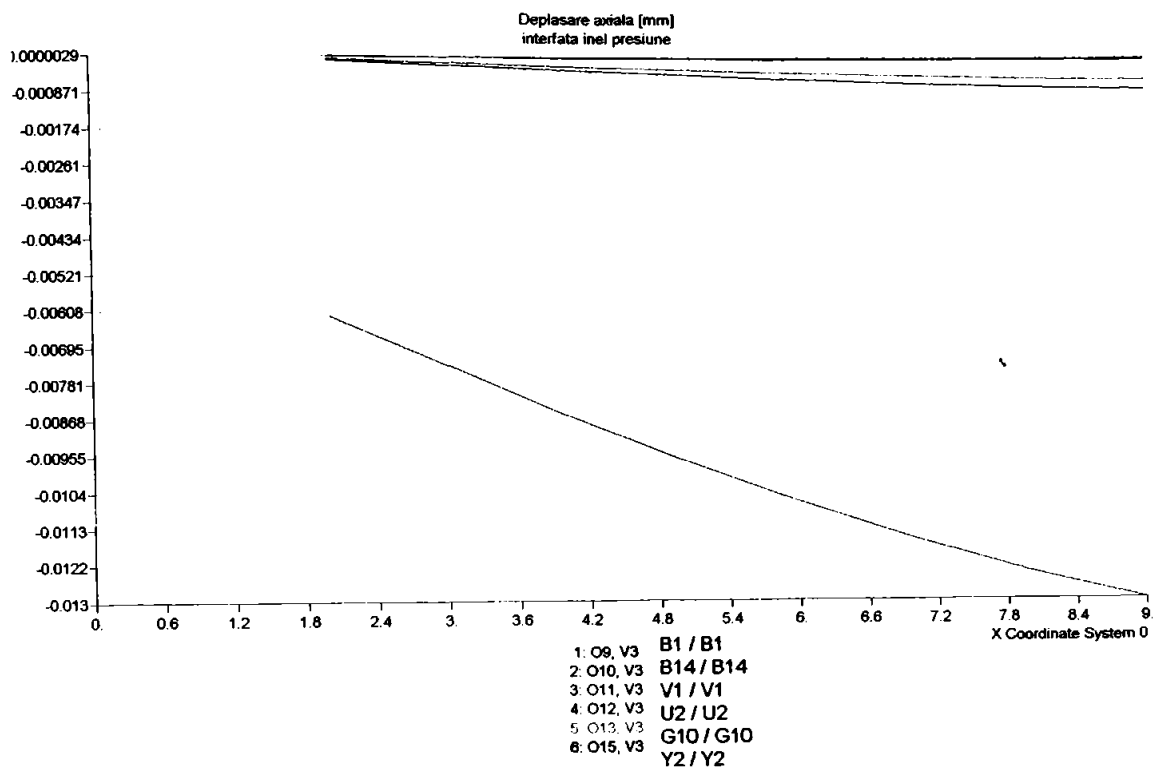


Fig. 4.29b

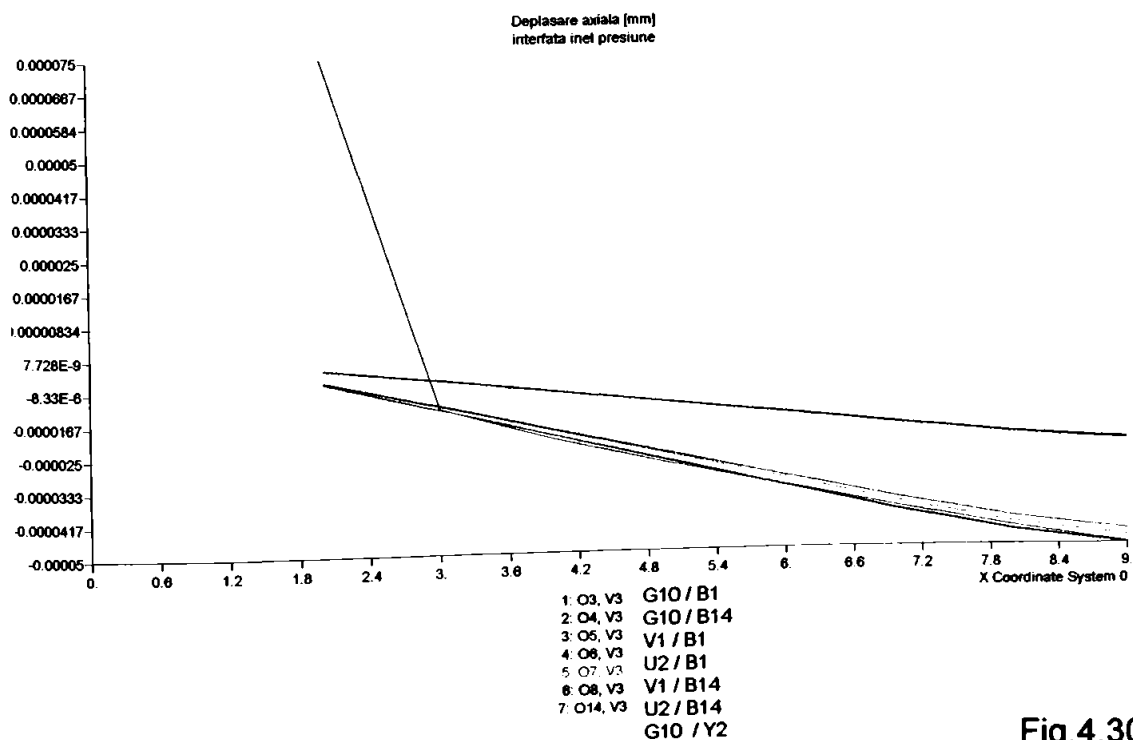


Fig.4.30b

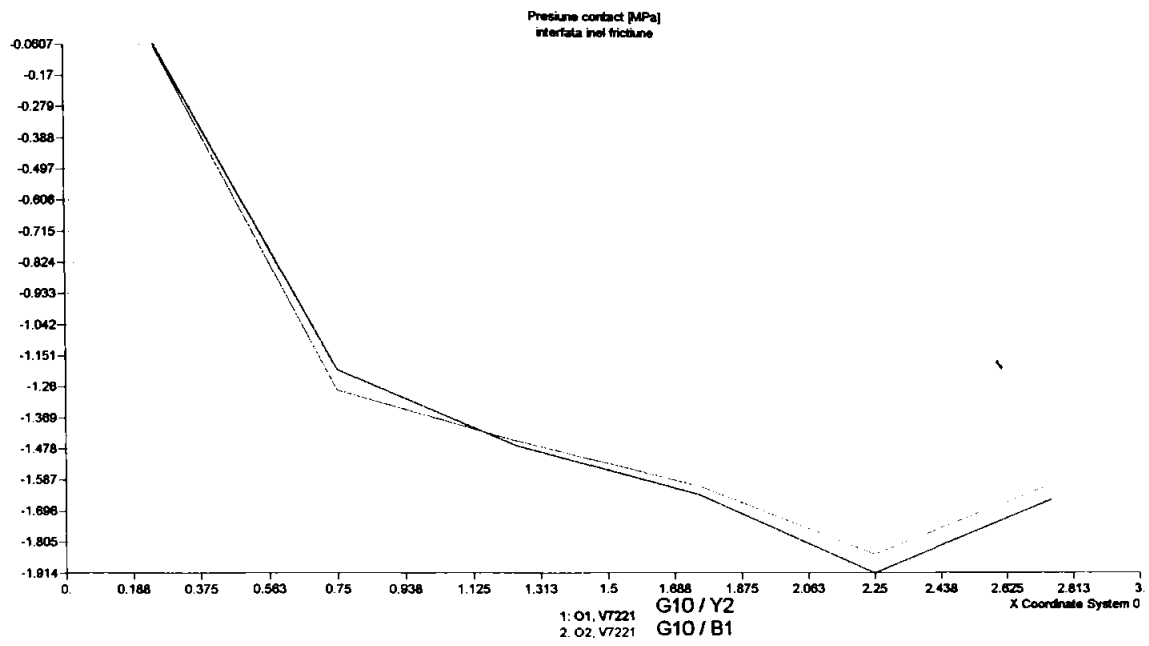


Fig. 4.31a

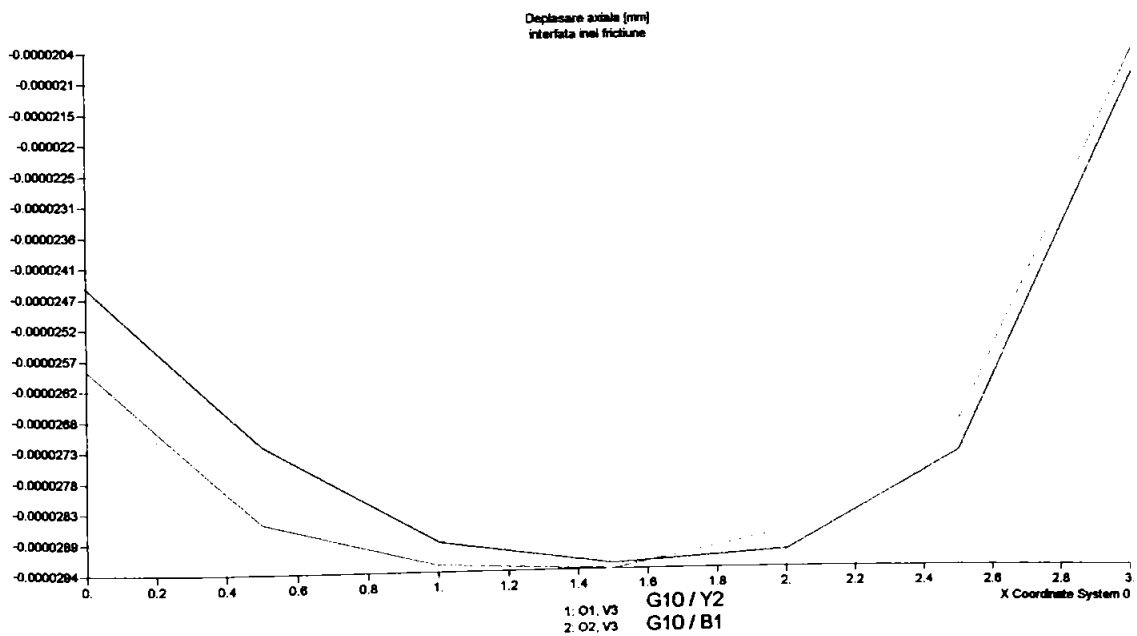


Fig. 4.32a

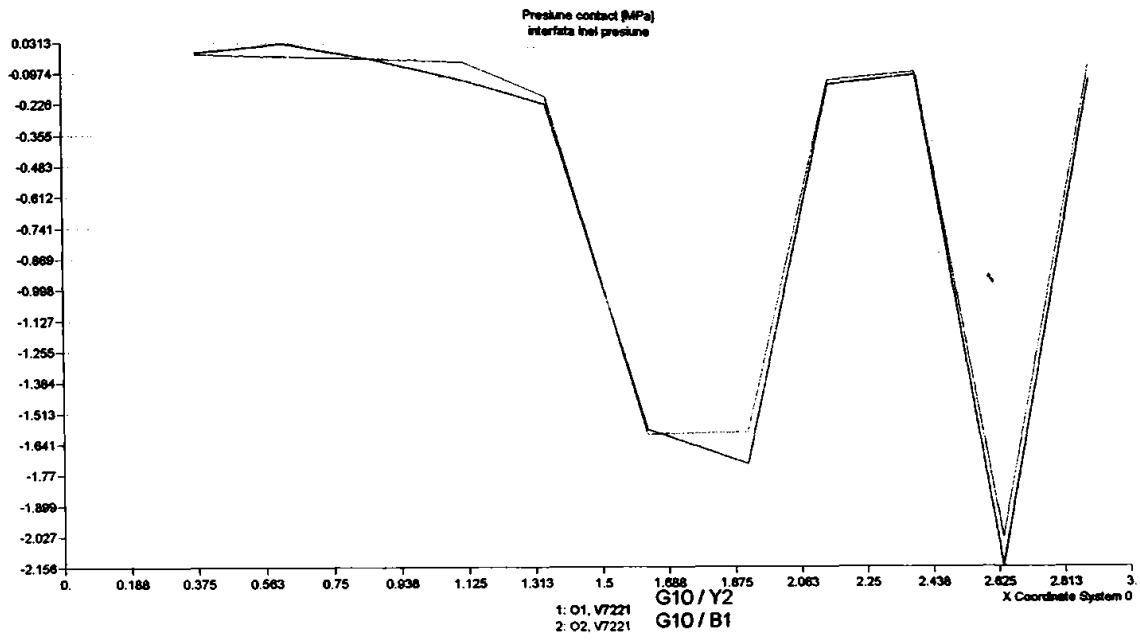


Fig. 4.31b

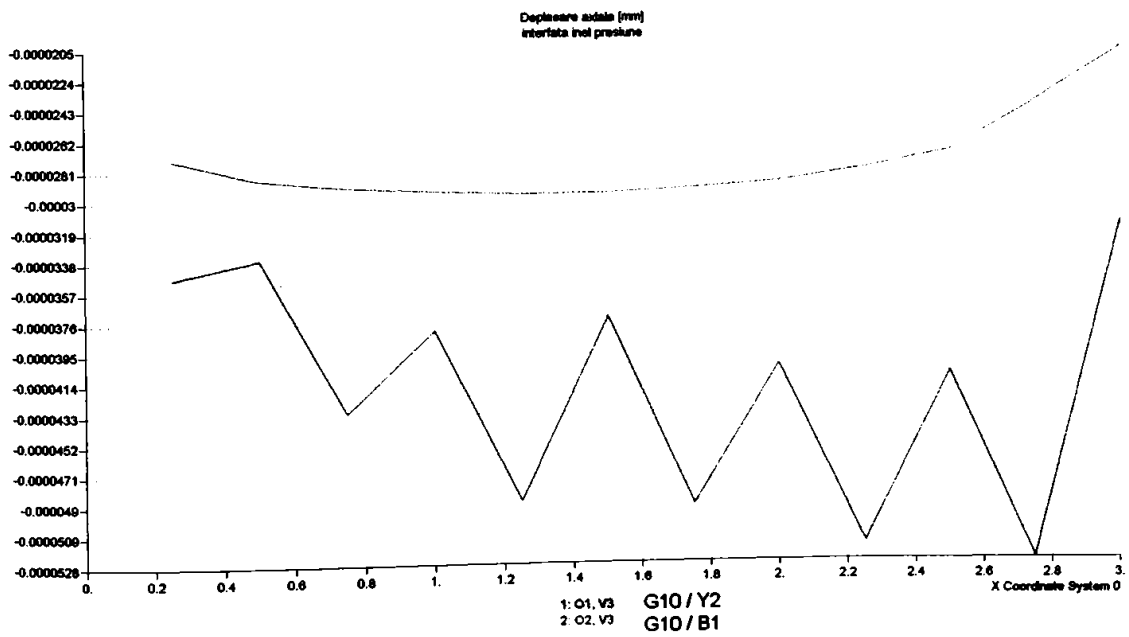


Fig. 4.32b

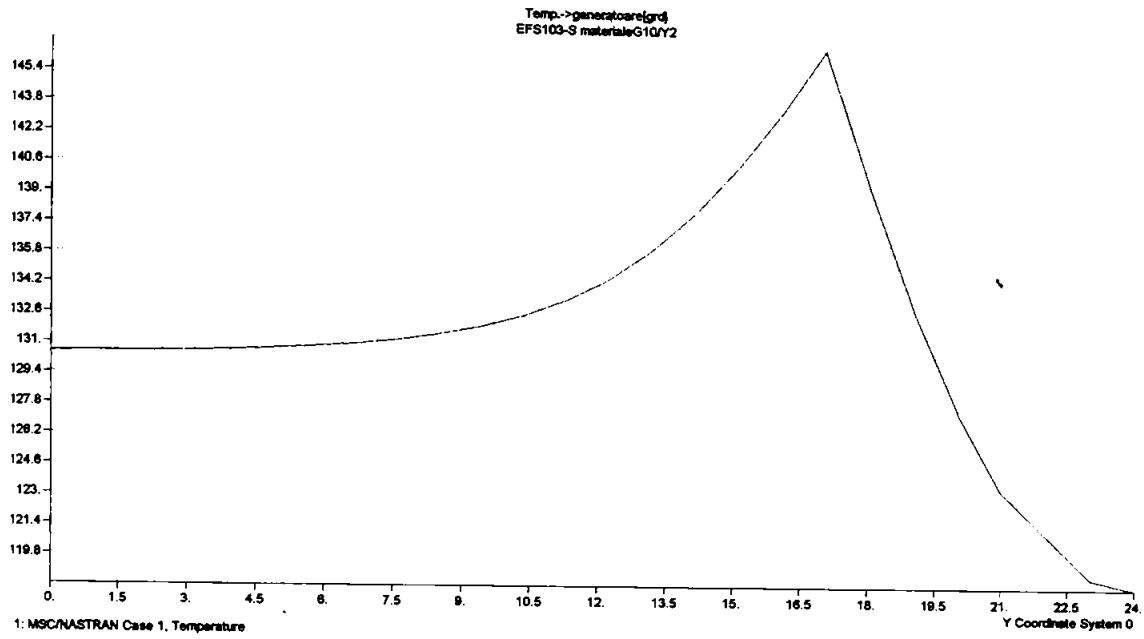


Fig. 4.33

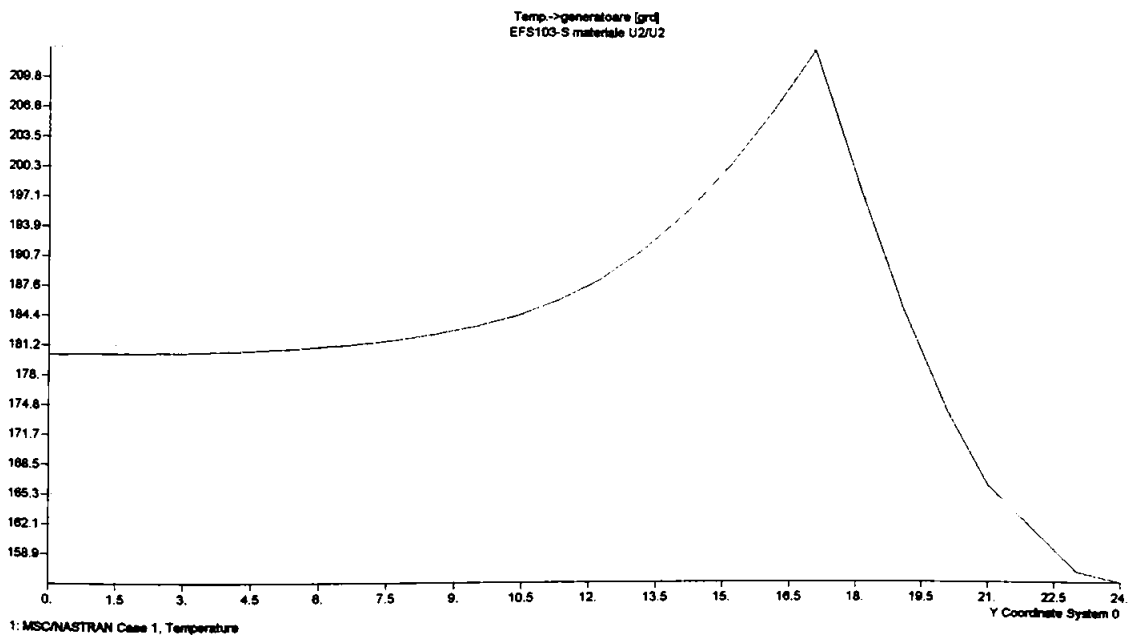


Fig. 4.34

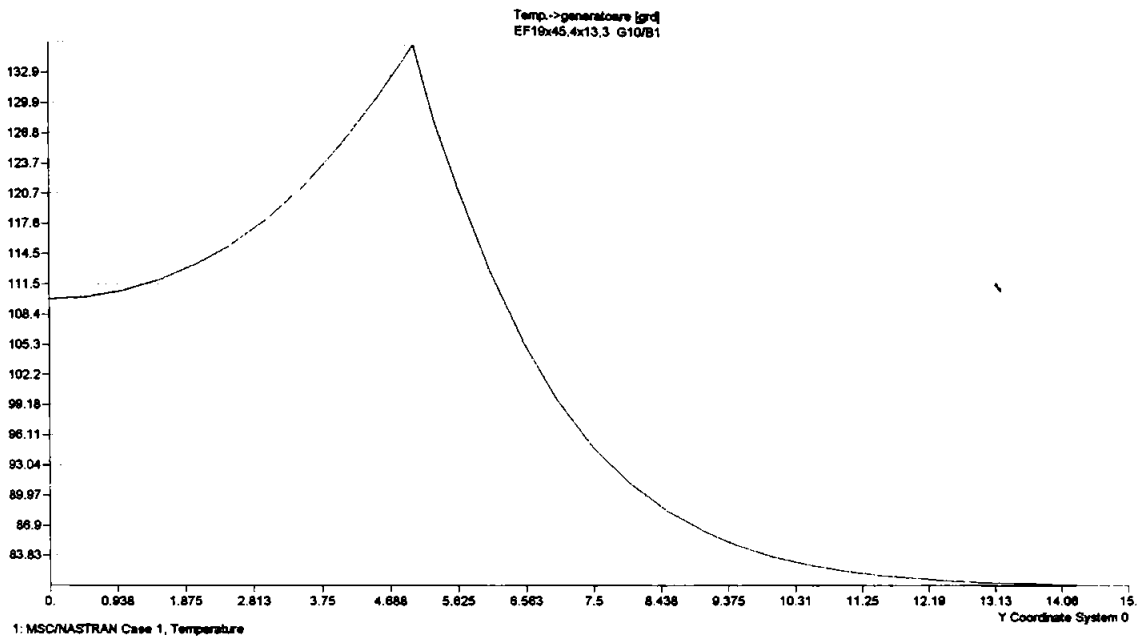


Fig. 4.35

Avînd în vedere că:

- la limită, în cazul menționat, debitul de scurgeri în interstițiu este dat de relația:

$$Q = \frac{\pi d_m \Delta p h^3}{12 \eta b} \quad 4.9$$

unde:

$$d_m = 0.5(d+D)$$

$$b = 0.5(D-d)$$

$$h = 0.5(R_{z1} + R_{z2}^1)$$

Δp -căderea de presiune din interfață;

- vîscozitatea dinamică variază funcție de temperatura (T) a fluidului după o dependență Slotte (polinomială):

$$\eta = \frac{\eta_f}{1 + (T - T_f)} \quad 4.10$$

unde η_f este vîscozitatea dinamică a fluidului la temperatura de referință T_f .

- puterea pierdută prin frecare în interfață este:

$$P_{fr} = \mu \cdot p_a A_T r_m \omega \quad 4.11$$

unde:

μ -coeficientul de frecare în interfață;

$$A_T = \pi(D^2 - d^2)/4$$

ω -viteza unghiulară a inelului de presiune;

și se transformă în căldură:

$$P_{fr} = k_T A_T (T - T_f) \quad 4.11'$$

unde:

$$k_T = \frac{\lambda_1}{l_1} + \frac{\lambda_2}{l_2};$$

$\lambda_{1,2}$ - conductibilitatea termică a materialelor inelelor

$l_{1,2}$ - dimensiunile axiale ale inelelor

relația debitului devine:

$$Q = \frac{A_T h^3}{12 b^2} \frac{\Delta p}{\eta_f} \left(1 + \frac{\mu p_a A_T \omega}{2 \pi b k_T} \right) \quad 4.12$$

sau

$$Q = \frac{A_T h^3}{12 b^2} \cdot \frac{\Delta p}{\eta_f} \cdot \left[1 + \frac{\mu}{k_T} \cdot (pv) \right] \quad 4.13$$

¹ rugozitățile suprafețelor în contact

Din relațiile 4.12 și 4.13 se poate observa dependența directă dintre debitul de scurgeri Q , produsul (pv) și coeficientul transferului termic k_T , mărimi care caracterizează pe rînd funcționarea unei etanșări, a unui lagăr de alunecare respectiv a unui schimbător de căldură.

Particularizînd relația 4.12 pentru etanșările frontale analizate se obțin dependențele debit-viteză unghiulară (v.Fig. 4.36 și 4.37) pentru diverse perechi de materiale (v.Tabelul 4.1).

Valorile căderilor de presiune în interfață utilizate ca parametru sînt calculate prin FEM (v.Fig. 4.27, 4.28 respectiv 4.31, 4.32).

Variația debitului de pierderi prin scurgeri la o etansare frontala EFS103-S functie de viteza unghiulara si pentru diferite cupluri de materiale

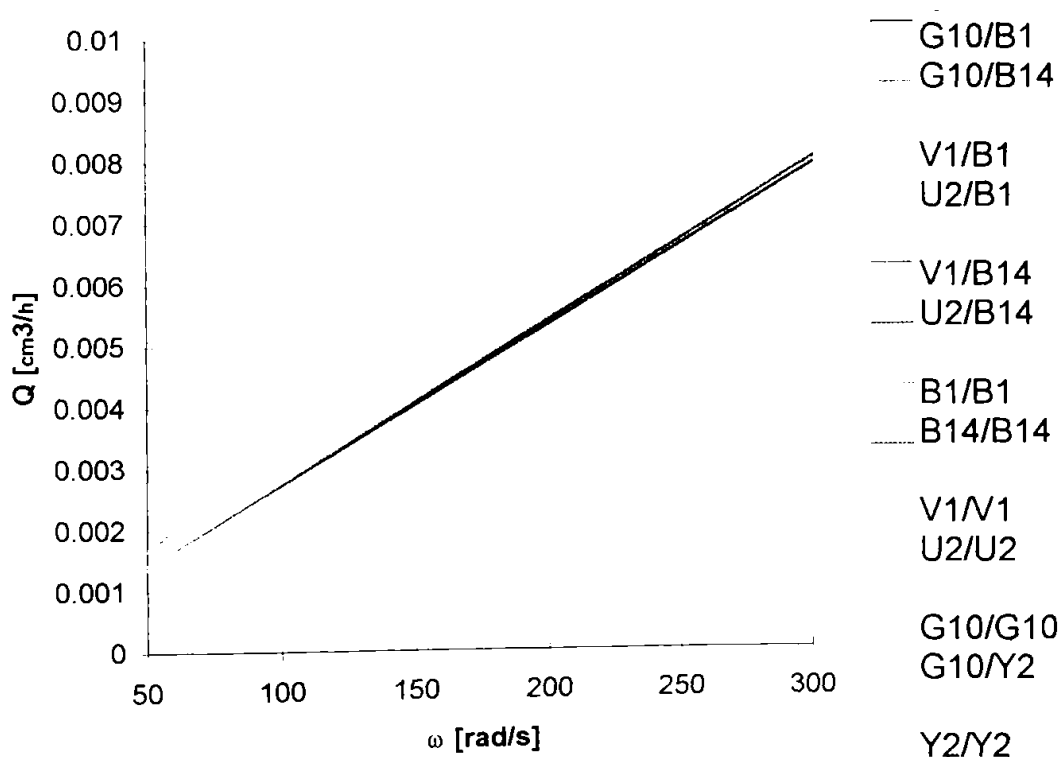


Fig.4.36

Rezultatele analizei (v. Fig.4.36, 4.37) pun în evidență faptul că debitul de scurgeri prin neetanșeități variază liniar crescător cu turația inelului de presiune și sînt independente de cuplul de materiale din care se confecționează cele două inele implicit de variația presiunii din interfață.

Excepție de la acest comportament favorabil îl face perechea de materiale Y2/Y2 motiv pentru care nu se recomandă utilizarea ei.

Variația debitului de pierderi prin scurgeri la o etansare frontală EF19x45,4x13,3 funcție de viteză unghiulară și pentru diferite cupluri de materiale

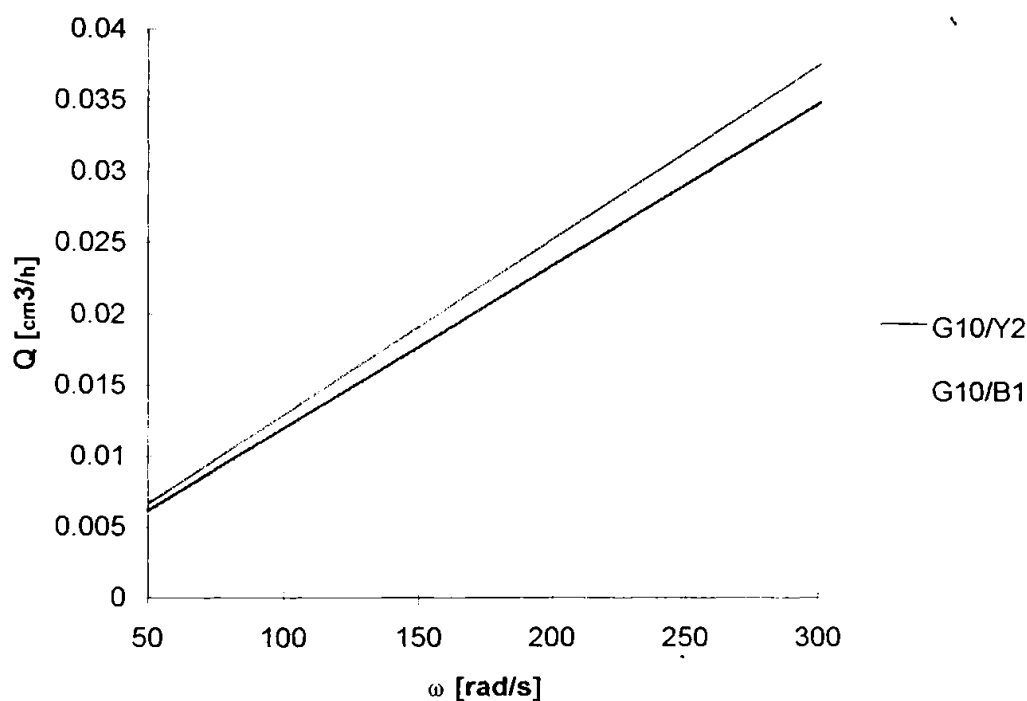


Fig. 4.37

Valorile pierderilor prin scurgeri datorate neetanșeității etanșărilor frontale analizate se situează mult sub valorile admise de VDI-Richtlinie 2440 și anume $1\text{cm}^3/\text{h}$ ($12\text{g}/\text{h}$).

Este de remarcat faptul că pentru a putea înregistra **un volum de pierderi de 1cm^3 ar fi nevoie de cel puțin 125 de ore de funcționare la parametri strict constanți** ceea ce ar necesita un grad de automatizare foarte ridicat a sistemului de urmărire a funcționării standului.

Concluzii

Analiza cu FEM a luat în considerare cele două aspecte fizice cu influențe fundamentale ale funcționării etanșărilor frontale și anume: mecanic și termic.

Din punct de vedere mecanic funcționarea sigură a unei etanșări frontale implică existența unei pelicule stabile de fluid în interstițiul cuplei inelare de frecare. Aceasta trebuie să suporte presiunile de contact din interfață create prin intermediul elementelor elastice respectiv a presiunii fluidului de etanșat. Funcționarea stabilă poate fi perturbată atunci când deplasările mecanice și termice ale ansamblului se combină cu nealinierea indusă printr-un montaj necorespunzător.

Din analiza contactului de suprafață cu frecare rezultă că:

- grosimea filmului este de ordinul micronului, de același ordin de mărime ca și precizia geometrică a planului legată de abaterile de formă și poziție, dependentă și de poziția relativă (nealinierea) a suprafețelor active ale inelelor etanșării primare;
- secțiunile transversale ale suprafeței de etanșare trebuie să fie cât mai uniforme pentru a preveni distorsiunile;
- presiunea de contact din interfață prezintă o alură care confirmă teoria ungerii hidrodinamice [V6, T3, V3, S7, S8, M13, P3, I1]
- variația presiunii de contact cu frecare din interfață pe direcție radială este cvasiidentică pentru toate perechile de materiale analizate cu excepția perechilor Y2/Y2 și G10/Y2 a căror valori sînt puțin mai mici confirmînd proprietățile de antifricțiune superioare ale PTFE (Y2);
- valoarea maximă a presiunii de contact pentru oricare din variantele analizate este mai mare decît presiunea fluidului de etanșat ceea ce asigură satisfacerea funcției de etanșare;
- prin cunoașterea distribuției reale a presiunilor din interfață calculate se poate evalua cu precizie nivelul cel mai dezavantajos al debitului de pierderi prin scurgeri;
- deplasările axiale ale inelului de presiune rezultate prin calcul sînt de același sens cu cele ale inelului de fricțiune depășindu-le cu valori ce nu duc la instalarea frecării uscate (la limită-aderență) dar păstrînd funcția de etanșare.
- deplasările axiale ale celor două inele care constituie etanșarea primară avînd valori cuprinse între $(0.012, \dots, 0.1) \mu m$ se situează sub nivelul mărimii microgeometriei suprafețelor active influențînd nesemnificativ mărimea interstițiului pentru majoritatea situațiilor analizate;
- pentru cuplele de materiale B1/B1, B14/B14, nivelul deplasărilor axiale se apropie de mărimea microgeometriei suprafețelor active avînd influență sensibilă asupra mărimii interstițiului;
- pentru cuplul de materiale Y2/Y2 nivelul deplasărilor axiale depășește cu mult mărimea microgeometriei suprafețelor active nefiind recomandat a fi utilizat;

Din punct de vedere termic o influență hotărîtoare asupra comportării în funcționare a etanșărilor frontale o au proprietățile fizico mecanice și

termice ale fluidului de lucru și a materialelor care alcătuiesc cupla inelară de frecare. Astfel materialele care alcătuiesc etanșarea primară trebuie să aibă un coeficient de frecare mic, să permită o evacuare rapidă a căldurii produse, să aibă un coeficient de dilatare scăzut și să nu se deterioreze reciproc.

În urma analizei prin FEM rezultă următoarele:

- temperatura maximă este atinsă în zona prognozată și este în concordanță cu rezultatele experimentale;
- ne putem pronunța asupra limitelor capacității inelelor de a prelua o anumită putere pierdută prin frecare fără a depăși anumite temperaturi (obiectivarea alegerii materialelor);
- cu ajutorul modelului este posibilă determinarea rapidă și precisă a temperaturilor extreme ale inelelor;
- distribuția de temperaturi permite evaluarea analitică a performanțelor etanșărilor frontale (v. expresia de calcul a debitului de pierderi);
- distribuția axială citită pe generatoarea etanșării frontale nu este liniară așa cum se aproximează în literatură [B2, C9, E6, E10, H2, M9];
- gradientul de temperatură pe direcție axială este un factor hotărâtor în deformația termică a inelelor cu efect direct asupra geometriei interstițiului;
- variația temperaturii pe direcție radială este nesemnificativă;
- există un gradient mare al temperaturii în direcție axială în apropierea interstițiului;
- ținând cont și de fenomenul de convecție de la nivelul inel de presiune/mediu¹ se observă valorile relativ mari ale coeficientului de transfer de căldură k_T rezultate în urma analizei termice;

Modelul analizat prin rezultatele obținute mai permite și determinarea:

- variației coeficientului de transfer de căldură k_T în direcție axială;
- valorii coeficientului de convecție α pornind de la puterea consumată în regim staționar;

¹ fapt neglijat în toate sursele consultate.

5 Cercetări experimentale

5.1. Obiective și metode specifice cercetării experimentale a etanșărilor frontale

Optimizarea funcțional-constructivă a durabilității unei etanșări frontale implică un studiu analitic și experimental amănunțit.

Pentru a defini și soluționa problema funcționării etanșărilor frontale, este necesară precizarea stării (configurația fenomenului în timp). Totalitatea fenomenelor considerate constituie variabilele independente, toate celelalte care descriu starea sistemului - și depind de cele independente - fiind variabile dependente.

Sistemul fizic este limitat în mod concret sau abstract de mediul înconjurător, mediu cu care se află în relații de interacțiune.

Deoarece variația variabilelor independente cauzează o variație în timp a stării sistemului, acesta este considerat dinamic.

Operația de transfer reprezintă totalitatea proceselor de natură fizică sau informațională prin care se transmit variabilelor sistemului și mărimilor de ieșire variațiile mărimilor de intrare și este definit de structura sistemului dinamic, adică de modul în care interacționează mărimile de intrare, variabilele și mărimile de ieșire [S17].

Structura sistemului dinamic depinde și de parametri sistemului, mărimile fizice fixe sau variabile care pot să particularizeze o anumită configurație a sistemului.

Funcția de transfer reprezintă dependența funcțională existentă între mărimile de intrare și de ieșire ale sistemului - semnale / informații în sens general [C2, C6, D8].

Influența și interdependența parametrilor care caracterizează comportarea unei etanșări frontale se determină prin [K5 K6].

- ◆ identificarea parametrilor utilajului sau instalației deservite și a naturii fizico - chimice a fluidului etanșat, funcție de care se determină tipul de etanșare frontală și cuplul de materiale pentru etanșarea primară;
- ◆ experimentarea în scopul determinării parametrilor calitativi și cantitativi ai etanșării - pierderi prin scurgeri, momentul de frecare, temperatura în interstițiu și la suprafețele de frecare-uzură și durabilitatea - în condiții diverse de funcționare, pentru a urmări influența acestor parametrilor calitativi asupra comportării cuplului de materiale în contact al etanșării primare.

Studiul experimental se efectuează pe standuri de probă mai complexe sau mai simple care reproduc cu un grad mai mare de fidelitate condițiile normale de funcționare a utilajelor sau mașinilor.

Pentru domeniile propuse în prezenta lucrare, standurile trebuie să aibă posibilitatea să lucreze la :

- ◆ presiuni în domeniul (0 ... 10) bar;
- ◆ temperaturi în intervalul (0... 100) ° C;
- ◆ turația de : (0... 3000) rot/min;
- ◆ fluid de lucru : a). apa cu detergenți;
b). apa industrială;
c). apa cu antigel.

Construcția incintei experimentale trebuie să permită de asemenea montarea și demontarea ușoară a dispozitivului de etanșare, centrarea acesteia și eliminarea inexactităților, instalarea forței de apăsare etc.

Proiectarea și planificarea cercetării privind etanșările frontale trebuie să vizeze de asemenea principiile și metodele de măsurare, schema bloc a instalației, stabilirea regimurilor, a secvențelor de măsurare precum și achiziția datelor experimentale [L1, M6, P11].

Alegerea principiului experimental și stabilirea metodelor de măsurare depinde de acuratețea (limitele de încredere) cu care trebuie să se determine mărimile măsurate.

Este necesară alegerea unor aparate și instrumente care fără a perturba procesul, să permită exprimarea mărimii fizice măsurate, cu o precizie mai mare decât cele impuse de acuratețea și nivelul de încredere impus. Starea sistemului este determinată de variabilele independente, setul de valori care particularizează aceste variabile constituind regimul experimental.

Regimul experimental se va stabili cunoscând domeniul de variație a fiecărei variabile independente în parte. Se recomandă, în primă

analiză o discretizare echidistantă a domeniului de variație a fiecărei variabile independente (accepție asumată, după necesități, de modificări zonale). La achiziția datelor experimentale accentul trebuie pus pe eliminarea factorilor perturbatori și conservarea - pe această cale, a caracteristicilor statice și dinamice efective ale instalației de măsurare.

5.2. Proiectarea și planificarea cercetărilor experimentale.

5.2.1. Stand și echipamente de încercare.

Figura 5.1 prezintă principial schema bloc a standului complex pentru încercarea etanșărilor frontale, proiectat și realizat de autoare.

Etanșările frontale sunt montate în modulul (5) incintă experimentală, cu carcasă oscilantă. Arborele (4) cu care vine în contact etanșarea frontală, susținut de lagărul (3) este antrenat de un motor electric asincron (1) prin intermediul unui variator mecanic duo (2). Alimentarea cu fluid termic condiționat și menținerea presiunii de regim a incintei experimentale (5) se efectuează prin intermediul unui acumulator cu pernă de aer (6) cu drosel și manometru de precizie.

Încălzirea fluidului de etanșat se realizează prin intermediul unei surse de căldură (14) alimentată de la rețeaua electrică, iar menținerea temperaturii este monitorizată permanent (8) și reglată periodic.

Măsurarea presiunii fluidului de etanșat se realizează prin intermediul manometrelor (7), a vitezei unghiulare cu ajutorul tahogeneratorului (11), respectiv a temperaturii cu aparatele de înregistrare (8) și (9).

Momentul de frecare dintre inelele etanșării primare se măsoară cu ajutorul dispozitivului electronic (12), iar pierderile de fluid prin neetanșeități se vor colecta în vasul gradat (13).

Parametrii funcționali și domeniul valorilor de încercare :

- ◆ fluid etanșat : a). apa cu detergent;
b). apa industrială;
c). apa cu antigel.
- ◆ presiunea fluidului etanșat : 0,1 MPa ;
- ◆ temperatura fluidului etanșat : 80°C ;
- ◆ turația arborelui : (0...3100) rot / min.

Domeniul valorilor de încercare a fost stabilit în concordanță cu tipurile de etanșări frontale de analizat și parametrii funcționali uzuali ai acestora.

În baza convenției de colaborare cu S.C. ROSEAL S.A. Odorheiu Secuiesc, au fost achiziționate și supuse cercetării experimentale și analizei prin FEM următoarele tipuri de etanșări frontale

- ◆ EFS 103 S-020 B14G2S2G5G2 (anexa1)
fluid de etanșat : apa caldă cu detergent biodegradabil 90%; Compoziție chimică detergent : săpun de sodiu < 5%, sulfat sodic de alchilbenzen < 5%, alcooli grași polisaturați < 5%, policarbonați < 5%, fosfați < 5%, sulfat sodic de toluen < 5%, silicat de sodiu 5%...15%, zeolit A 5%...15%, perborat de sodiu 5%...15%, carbonat de sodiu 5%...15%, sulfat de sodiu < 30%; concentrație detergent în apă : 3%.
- ◆ EF 19×45,4×13,3
(utilizată la pompele de lichid răcire pentru motor MAN-SAVIEM), (anexa2), fluid etanșat : apa industrială.
- ◆ EF 15×25,7×12,8
(utilizată la pompele de răcire DACIA 1300) cu contrainel ceramic (anexa2), fluid etanșat apa industrială cu antigel (glicol) concentrație: 50%.

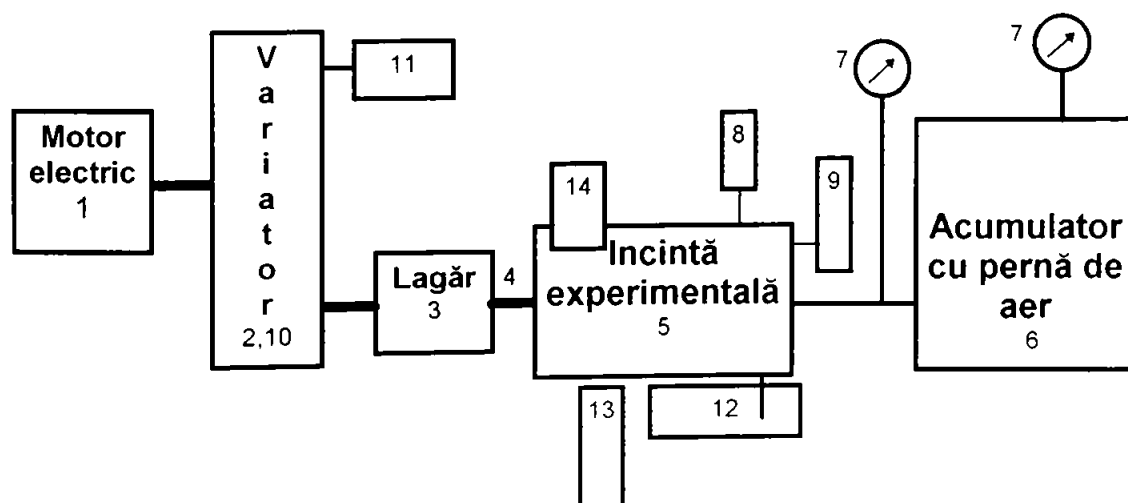


Fig. 5.1.

LEGENDĂ:

- 1 - Motor electric asincron trifazat B3 - 80×0,75×1500A, n=1380 rot/min.
- 2 - Variator mecanic duo cu element flexibil (curea trapezoidală lată (10)) : $\Delta\omega = 6$; $i_m = 1$; $\omega_1 = 144,5$ rad / s, menținerea pe treapta de turație selectată cu o abatere (la turație maximă) de $\pm 0,5\% \dots \pm 1\%$. (Anexa 7).
- 3 - Lagăr de rostogolire susținere arbore.
- 4 - Arbore.
- 5 - Modul incintă experimentală oscilantă de încercare (fig. 5.2, 5.3, 5.4).
- 6 - Grup pompare fluid.
- 7 - Manometru de precizie (0...10) bar.
- 8 - Termometru digital Pt. 100 testo 720 (Anexa 6).
- 9 - Higrotermometru digital cu MMC 7106 (domeniu măsurat : $-50^{\circ}\text{C} \dots +250^{\circ}\text{C}$; eroare maximă relativă pe gama de temperatură : $\pm 1\%$; afișaj : LCD cu 3 și 1/2 digiți; senzor de temperatură : KTY 10 - 6 SIEMENS).
- 10 - Curea trapezoidală lată W25 (STAS 7503-80).
- 11 - Tahogenerator TG - 1A : $U_n = 20\text{V}$; $I_n = 5\text{mA}$; $n = 1000$ rot/min; $n_{\max} = 5200$ rot/min, caracteristice de turație : 20 mV/rot.
- 12 - Cântar electronic de precizie cu indicație digitală / numerică: domeniu (0...4000)g; eroare maximă $\pm 1\%$.
- 13 - Cilindru gradat : 1 div. = 1cm^3 .
- 14 - Sursă de căldură.

Pentru fiecare din cele trei tipuri de etanșări frontale au fost proiectate și construite module de încercare speciale - incinte experimentale - , a căror montare - demontare pe stand s-a efectuat cu ușurință.

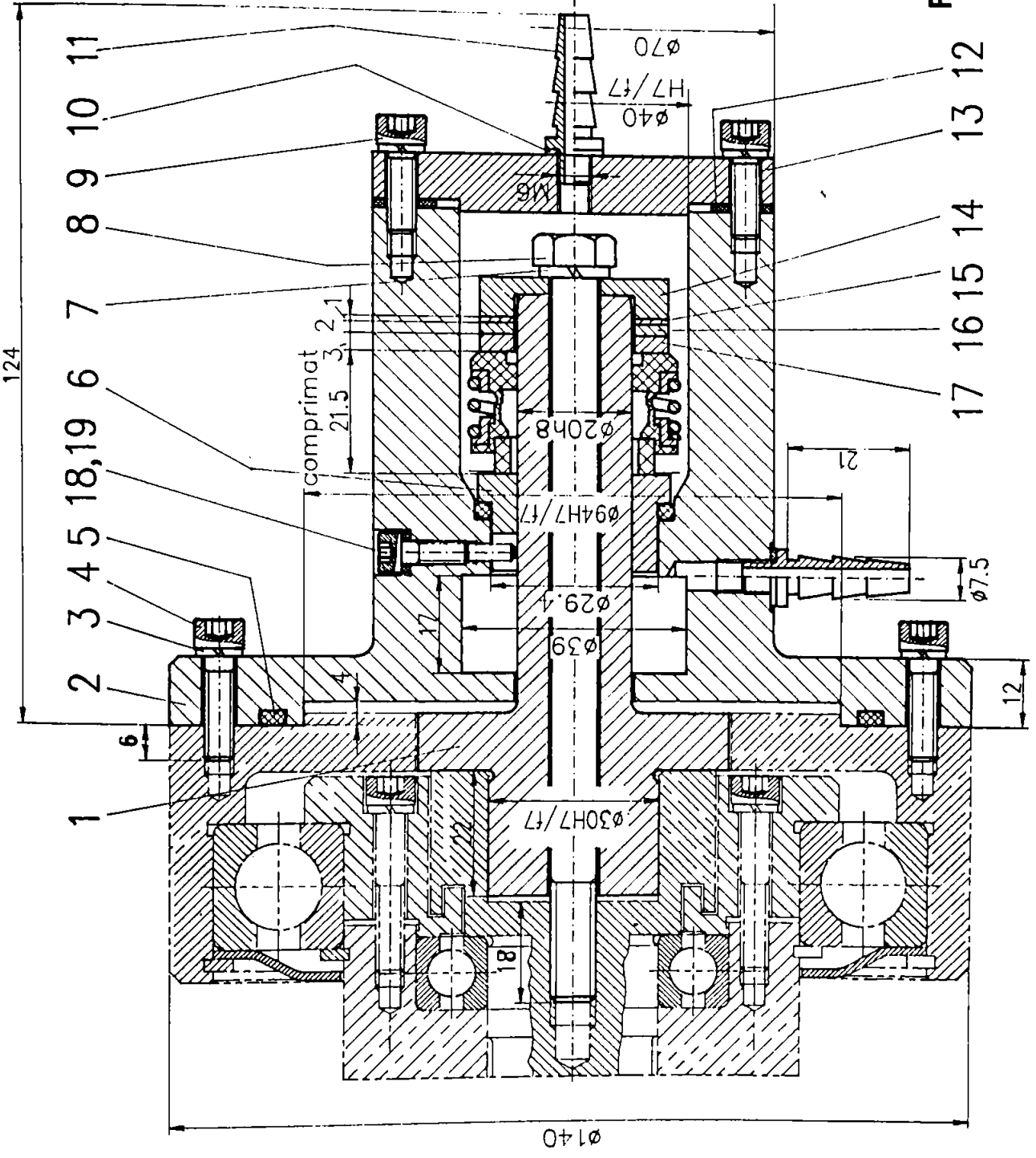


Figura 5.3.a

19	Garnitura $\phi 7/\phi 4.5 \times 2$		1	Cu 99,9	-	0.005
18	Surub blocare		1	gr. 5.6	cadmiat	0.010
17	Saiba presare $\phi 33/\phi 21 \times 3$		1	OL 52. 3k	cadmiat	0.010
16	Saiba presare $\phi 33/\phi 21 \times 2$		1	OL 52. 3k	cadmiat	0.010
15	Saiba presare $\phi 33/\phi 21 \times 1$		1	OL 52. 3k	cadmiat	0.010
14	Saiba presare		1	OL 52. 3k	cadmiat	0.010
13	Capac II		1	OL 52. 3k	cadmiat	0.300
12	Garnitura		1	cauciuc	-	0.005
11	Stut		2	Cu Al 9 T	-	0.050
10	Garnitura $\phi 12/\phi 8.5 \times 2$		2	Cu 99.9	-	0.010
9	Surub M5x16	SR ISO 4762	4	gr. 5.6	cadmiat	0.020
8	Surub M8x130	SR ISO 4014	1	gr. 5.6	cadmiat	0.070
7	Saiba Grover N8	STAS 7666/2	1	OLC 65 A	cadmiat	0.005
6	Etansare frontala	EFS-103-S-FA	1	-	-	0.070
5	Inel O 35510000 d.IA	STAS 7320/2	1	FO 80	-	0.005
4	Surub M5x20	SR ISO 4762	4	gr. 5.6	cadmiat	0.050
3	Saiba Grover N5	STAS 7666/2	8	OLC 65 A	cadmiat	0.020
2	Capac I		1	OL 52.3 k	-	2.650
1	Arbore		1	OLC 45 imb.	-	0.450
Poz.	Denumire	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Observatii	Masa kg/buc.
U.P.TIMISOARA FAC. de MECANICA		1 : 1	STAND ETANSARE EFS-103-S FA			
		Data: Apr.98				

Figura 5.3.b.

Vederile generale ale standului de încercări sunt prezentate în figurile 5.5 și 5.6.

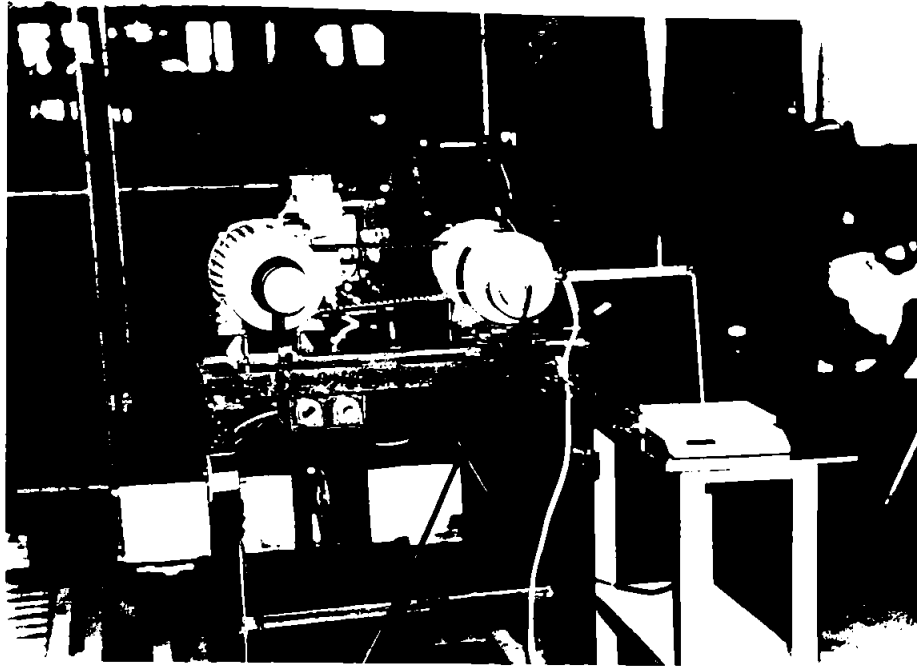


Fig. 5.5. Vedere generală a standului complex de încercări.

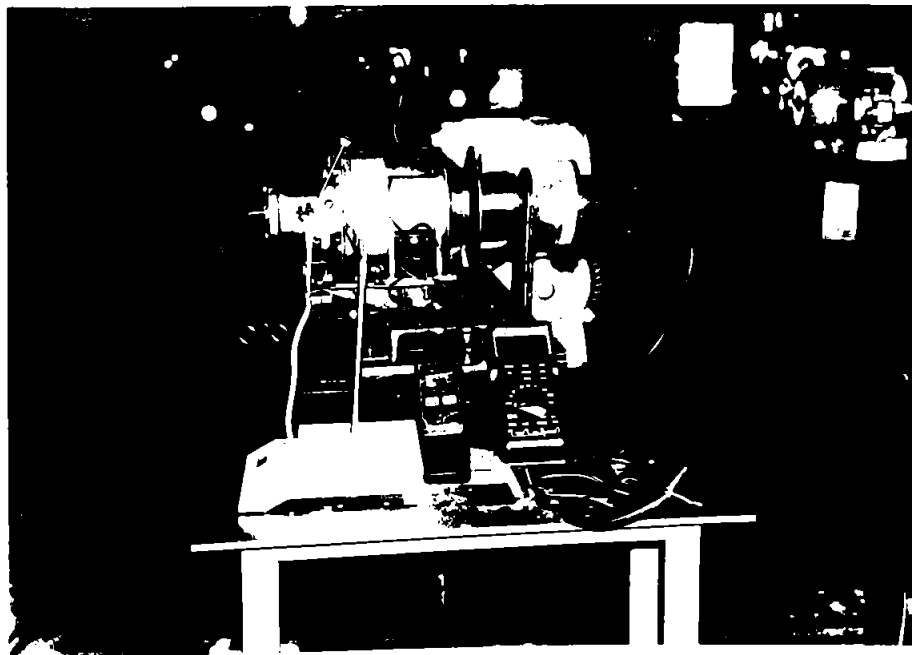


Fig. 5.6. Vedere laterală a standului complex de încercări.

Montarea sistemului de etanșare se realizează în mai multe etape:

- ♣ Se verifică starea utilajului cu privire la dimensiunile de montaj, calitatea suprafețelor în special în zonele care vin în contact cu etanșările secundare (vezi Figura 5.7), lăgăruirea arborelui din punct de vedere al jocurilor, bățiilor radiale și axiale ale arborelui precum și din punct de vedere al abaterii de la perpendicularitate al acestuia față de suprafața de așezare a capacului inelului de fricțiune (vezi Figurile 5.8, 5.9, 5.10, 5.11, 5.12).

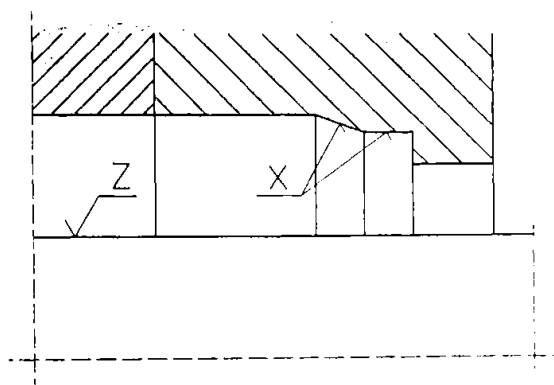


Figura 5.7.

Finisarea suprafețelor funcție de materialul etanșării secundare.

X - $R_a = 2,5 \mu\text{m}$ (elastomeri).

$R_a = 1,5 \mu\text{m}$ (nonelastomeri).

Z - $R_a = 1,0 \mu\text{m}$ (elastomeri).

$R_a = 0,2 \mu\text{m}$ (nonelastomeri).

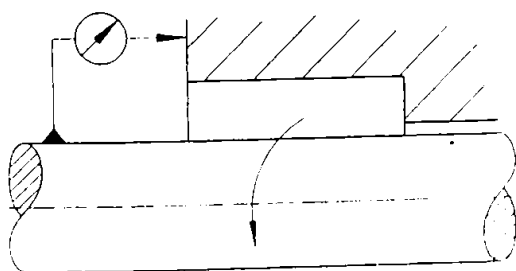


Figura 5.8.

Toleranța de planeitate referitoare la suprafața de așezare a inelului de fricțiune.

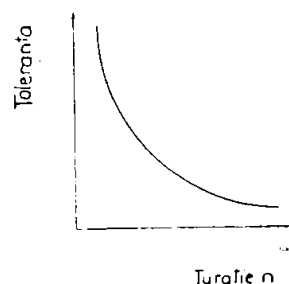


Figura 5.9.

Dependența toleranța de planeitate-turație.

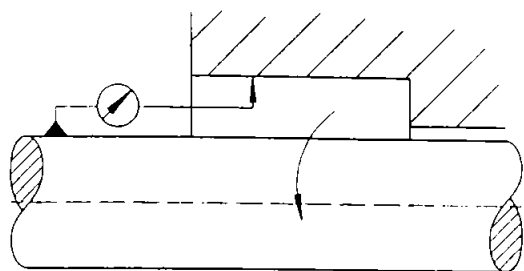


Figura 5.10.
Excentricitatea - max . 0,2 mm.

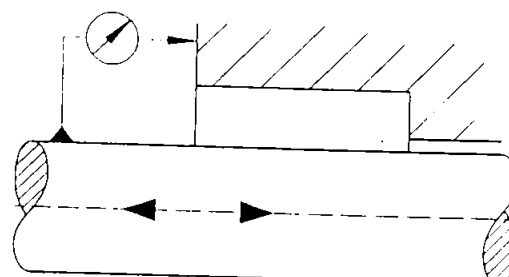


Figura 5.11.
Joc axial < 0,1 mm.

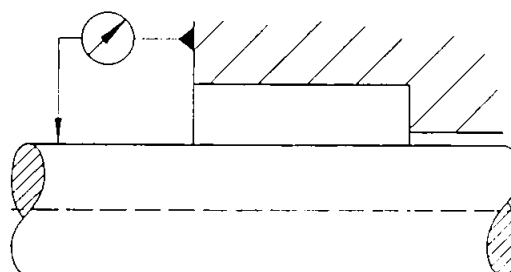


Figura 5.12.
Concentricitate (vibrații) < 0,03 mm.

Orice rabat de la cerințele prescrise înrăutățesc buna funcționare a etanșării frontale și influențează negativ rezultatele măsurărilor.[R4]

- ◆ Se montează cu atenție etanșarea frontală, având grijă ca montajul să se efectueze precis, fără șocuri, acordând o atenție deosebită protecției suprafețelor de frecare precum și a protecției etanșărilor secundare.
- ◆ La montaj se interzice ungerea suprafețelor de frecare. Anterior vor fi curățate cu pânză din bumbac uscată.
- ◆ Pentru ușurința montajului inelului de presiune, arborele va fi umezit cu lichid (amestec apă - alcool în proporție 1:1).
- ◆ După montarea etanșării este necesară asigurarea rotirii ușoare a arborelui (cu mâna liberă).
- ◆ Înainte de pornire se va alimenta standul cu fluid.

- ◆ Se încearcă standul la etanșeitate în condiții statice.
- ◆ Întrucât funcționarea în regim de frecare uscată duce la avarierea etanșării frontale, o atenție deosebită se va acorda menținerii filmului de fluid în interstițiul etanșării primare.

5.2.2. Stabilirea regimurilor și secvențelor de măsurare.

În vederea achiziției datelor experimentale se impune stabilirea regimurilor și secvențelor regimurilor de măsurare.

Se cunoaște că starea unui sistem este perfect determinată de variabilele independente iar prin regim experimental se înțelege setul de valori care particularizează aceste variabile.

Starea sistemului fizic modelat spre a fi încercat are ca variabile independente parametrii de funcționare ai etanșării frontale : presiunea fluidului etanșat (p), temperatura fluidului (T), turația arborelui (n).

Având în vedere că etanșările frontale luate în studiu funcționează la presiuni mici ($p \leq 0,1$ MPa), temperaturi $T \leq 80^{\circ}\text{C}$, obiectivul cercetării experimentale propus este studiul comportării acestora în situația $n_j \in (0 \dots 3000)$ rot/min.

Alegerea intervalului variabilei independente (n_j) menționat permite să fie trase concluzii juste în ce privește performanțele și limitele etanșărilor frontale analizate în condiții similare cu cele de exploatare.

Regimurile experimentale alese vor fi obținute prin discretizarea echidistantă a domeniului de variație a turației arborelui pe care sunt dispuse etanșările frontale (în $N = 10$ intervale).

În fiecare regim după precizarea/ fixarea parametrilor (presiune și temperatură) încercările se repetă de minim 3 ori și apoi se mediază rezultatele pentru a diminua influența eorilor întâmplătoare.

Pentru fiecare regim și secvență se stabilește valoarea momentului de frecare corespunzător și debitul de pierderi.

5.3. Achiziția datelor experimentale.

La etanșările frontale încercate s-au determinat parametrii de rugozitate R_a pe rugozimetrul SURTRONIC - ST3PL din Laboratorul de control dimensional al Universității Politehnica din Timișoara (figurile 5.13, 5.14).

Principiul de măsurare al aparatului se bazează pe o tehnică computerizată pusă la punct de firma Rank Taylor Talisurf.

Pentru determinarea unei valori a parametrului R_a , aparatul face în mod automat un număr de 20 de măsurători pe o lungime de control de 0,8mm. Valoarea finală a parametrului R_a este media celor 20 de valori intermediare măsurate pe aparat.

Abaterea maximă a aparatului este de 4%.

Determinările s-au făcut pentru suprafețele active ale perechile de inele ale etanșării primare a fiecărei etanșări frontale cercetate experimental și sunt redată în tabelul 5.1.

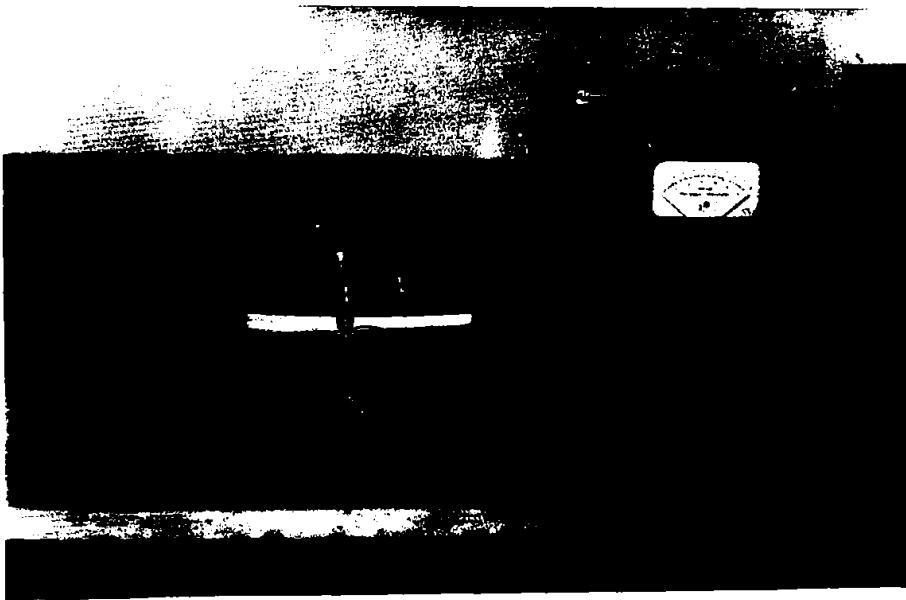


Fig. 5.13. Determinarea rugozității etanșărilor frontale.



Fig. 5.14. Rugozimetru SURTRONIC - ST 3 PL.

**Microgeometria suprafețelor active pentru
etanșările standard experimentale**

Tabelul 5.1

Etanșare frontală	Inel			
	de presiune		de fricțiune	
	Material cod ROSEAL	R_a [μm]	Material cod ROSEAL	R_a [μm]
EFS 103 - S	Y2	0,15	G10	0,065
EF 19 × 45,4 × 13,3	B1	0,2...0,3	G10	0,05
EF 15 × 25,7 × 12,8	B1	0,5...0,9	V1	0,2

Pentru fiecare, din treptele de turație alese s-au determinat momentele de frecare de la nivelul etanșării primare conform relației 5.1 și temperaturile în apropierea acesteia pentru cele trei tipuri de etanșări frontale, menținându-se constante: presiunea fluidului de etanșat ($p = 0,1\text{MPa}$), și temperatura acestuia ($T = 80^\circ\text{C}$).

$$M_{frj} = m_j \cdot g \cdot l \quad (j = 1 \dots N) \quad (5.1)$$

unde : m_j = masa măsurată cu ajutorul cântarului electronic.
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - accelerația gravitațională.
 $l = 240 \text{ mm}$ - brațul dispozitivului de măsurare a momentului de frecare.

Funcție de valorile momentelor de frecare, s-au determinat prin calcul celelalte mărimi ce caracterizează comportarea în funcționare a etanșărilor frontale și care influențează direct durabilitatea acestora: coeficienții de frecare ai etanșării μ_j (relația 5.2), respectiv puterea pierdută prin frecare în interfața acesteia P_{fj} (relația 5.4).

$$\mu_j = \frac{M_{frj}}{F \cdot r_m} \quad (5.2)$$

în care : forța de închidere care acționează asupra inelului de presiune al etanșării frontale se determină cu relația 5.3 :

$$F = F_{arc} + F_h = C_f \cdot f_{montaj} + p \cdot A_h \quad (5.3)$$

unde : C_f - rigiditatea arcului

$$C_f = \frac{G \cdot d_{arc}}{8 \cdot i^3 \cdot n_{arc}}$$

în care: G - modulul de elasticitate transversal;

$$i = \frac{D_{m_{arc}}}{d_{arc}} - \text{indicele arcului};$$

n_{arc} - numărul de spire active;

f_{montaj} - săgeata la montaj a arcului recomandată de firmă.

Datele geometrice și de material corespund anexelor 1,2 și 4 respectiv figurilor 5.2, 5.3, 5.4 pentru fiecare etanșare în parte.

$$P_{frj} = M_{frj} \cdot \omega_j \quad (5.4)$$

unde :
$$\omega_j = \frac{\pi \cdot n_j}{30}$$

Astfel pentru valori ale forței de închidere :

465,993 N pentru etanșarea frontală EFS 103 - S.

$F = 61, 441$ N pentru etanșarea frontală EF 19 × 45,4 × 13,3.

37,382 N pentru etanșarea frontală EF 15 × 25,7 × 12,8.

valorile medii determinate pentru regimurile de încercări alese și repetate pentru fiecare regim de trei ori, sunt date în tabelele 5.2, 5.3 și 5.4.

Etanșare frontală EFS 103 - S
(date experimentale)

Tabelul 5.2.

Nr. crt.	Turația n [rot / min]	Masa m [g]	Momentul de frecare M_{fr} [Nm]	Temperatura inele T [°C]	Coef. de frecare μ [-]	Puterea pierdută prin frecare P_{fr} [W]
1	300	340	0,800	95	0,064	25,148
2	600	307	0,723	98	0,058	45,441
3	900	270	0,635	100	0,051	59,912
4	1200	259	0,609	115	0,049	76,645
5	1500	246	0,579	125	0,046	90,977
6	1800	236	0,556	140	0,044	104,865
7	2100	252	0,592	142	0,042	116,496
8	2400	255	0,600	143	0,048	150,890
9	2700	259	0,610	144	0,049	172,590
10	3000	265	0,623	144	0,050	196,009

Etanșare frontală EF 19 × 45,4 × 13,3
(date experimentale)

Tabelul 5.3.

<i>Nr. crt.</i>	<i>Turația n [rot / min]</i>	<i>Masa m [g]</i>	<i>Momentul de frecare Mfr [Nm]</i>	<i>Temperatura inele T [°C]</i>	<i>Coef.de frecare μ [-]</i>	<i>Puterea pierdută prin frecare P_{fr} [W]</i>
1	300	67	0,157	89	0,099	4,955
2	600	61	0,143	91	0,090	9,023
3	900	55	0,129	95	0,081	12,204
4	1200	51	0,120	107	0,075	15,089
5	1500	46	0,108	113	0,068	17,012
6	1800	43	0,101	114	0,063	19,083
7	2100	41	0,696	120	0,060	21,228
8	2400	45	0,105	125	0,066	26,627
9	2700	47	0,110	127	0,069	31,287
10	3000	50	0,117	135	0,074	36,982

Etanșare frontală EF 15 × 25,7 × 12,8
(date experimentale)

Tabelul 5.4.

<i>Nr. crt.</i>	<i>Turația n [rot / min]</i>	<i>Masa m [g]</i>	<i>Momentul de frecare Mfr [Nm]</i>	<i>Temperatura inele T [°C]</i>	<i>Coef.de frecare μ [-]</i>	<i>Puterea pierdută prin frecare P_{fr} [W]</i>
1	300	9	0,021	85	0,097	0,665
2	600	8	0,018	91	0,086	1,183
3	900	7,5	0,017	101	0,081	1,664
4	1200	7	0,016	119	0,073	2,011
5	1500	6	0,014	123	0,066	2,255
6	1800	5,4	0,012	133	0,058	2,396
7	2100	5	0,011	136	0,054	2,588
8	2400	6	0,014	140	0,065	3,550
9	2700	7	0,016	142	0,075	4,659
10	3000	7,2	0,016	143	0,078	5,325

Dependența funcție de turație ale mărimilor care caracterizează comportarea în funcționare a etanșărilor frontale, determinate experimental sunt redată în figurile 5.15, ..., 5.26.

Momentul de frecare in interfata etansarii primare a etansarii frontale EFS103-S in functie de turatie

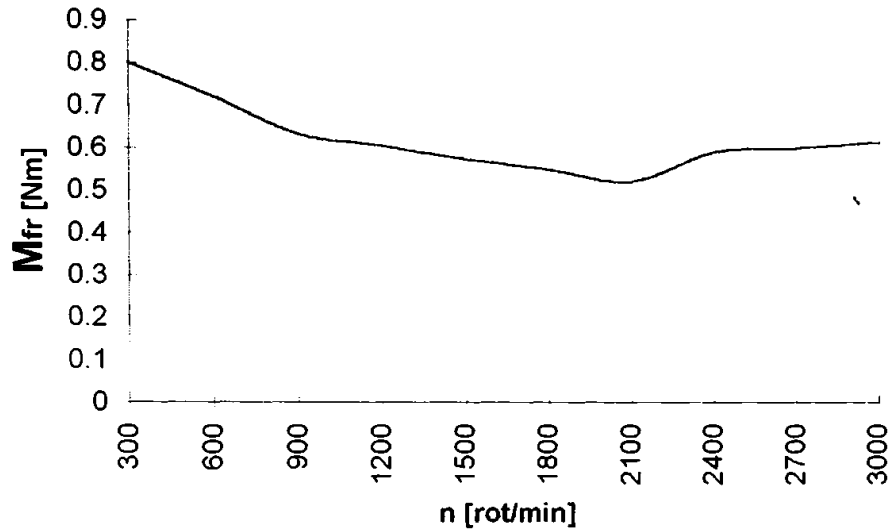


Fig. 5.15

Puterea pierduta prin frecare in interfata etansarii primare a etansarii frontale EFS103-S in functie de turatie

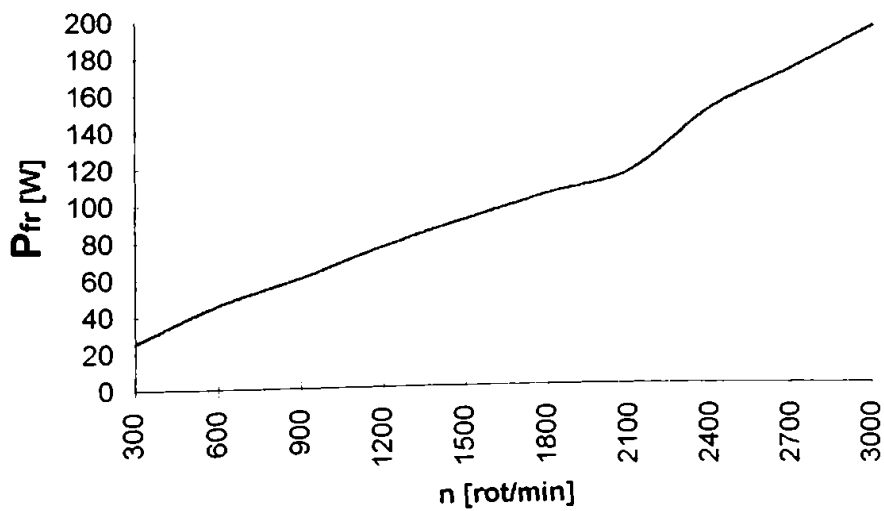


Fig. 5.16

**Variatia coeficientului de frecare in interfata
etansarii primare a etansarii frontale EFS103-
S in functie de turatie**

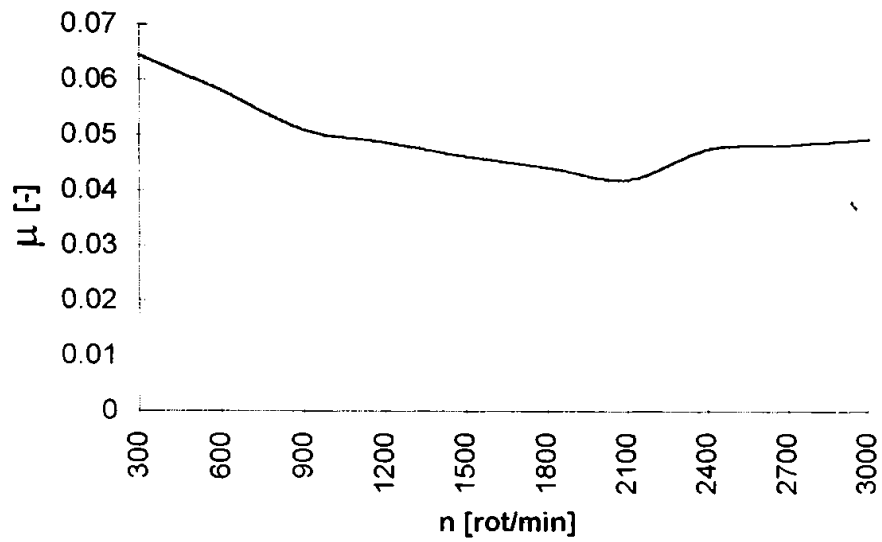


Fig. 5.17

**Temperatura la nivelul inelelelor etansarii
primare a etansarii frontale EFS103-S in
functie de turatie**

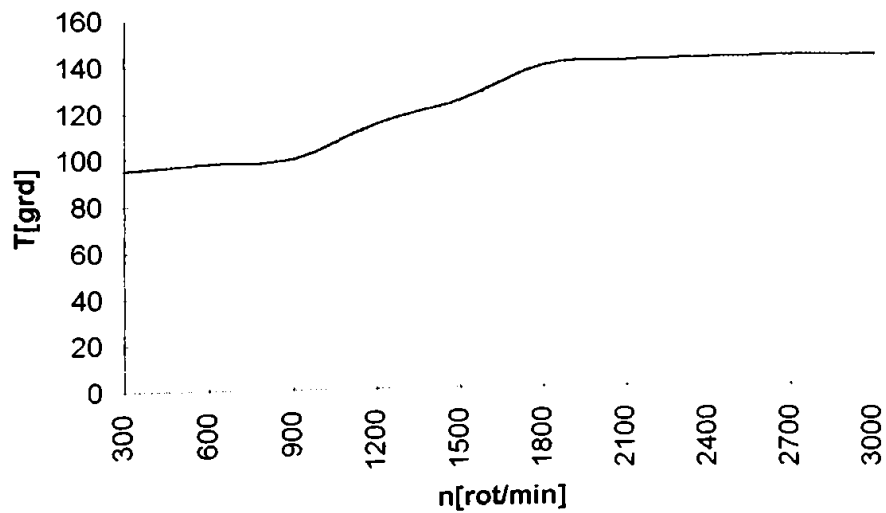


Fig.5.18

Momentul de frecare din interfata etansarii primare a etansarii frontale EF19x45.4x13.3 in functie de turatie

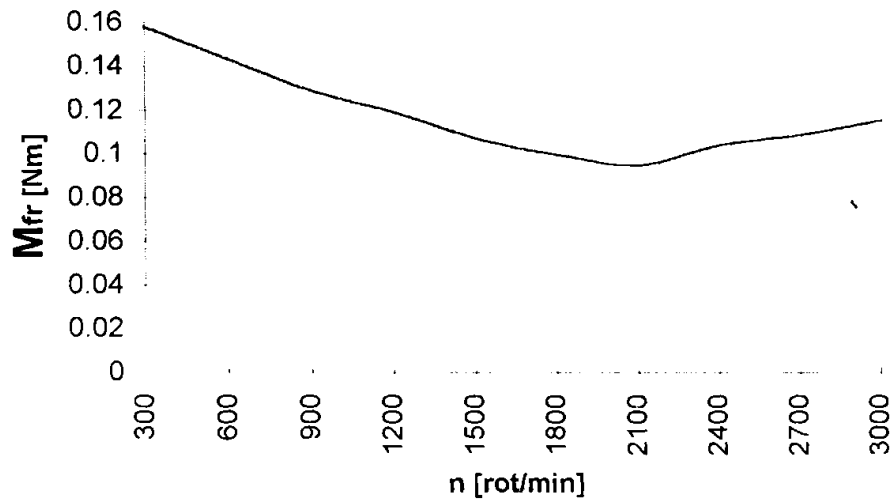


Fig. 5.19

Puterea pierduta prin frecare in interfata etansarii primare a etansarii frontale EF19x45.4x13.3 in functie de turatie

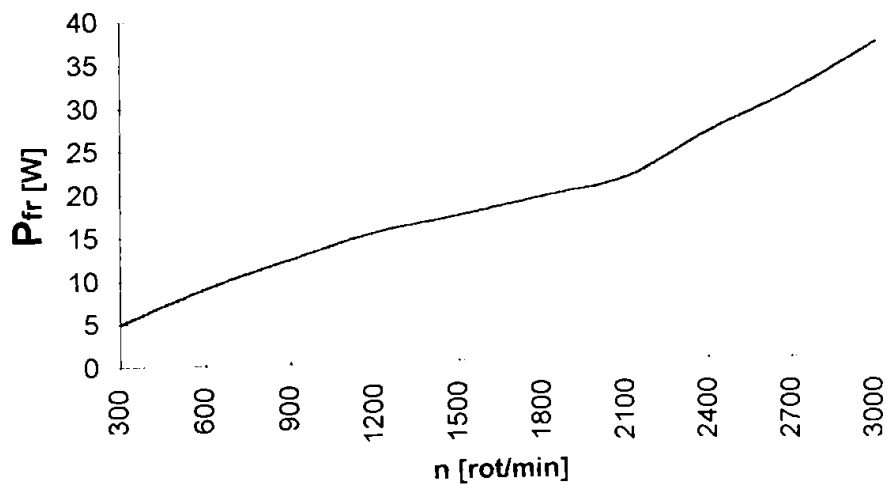


Fig. 5.20

**Variatia coeficientului de frecare in interfata
etansarii primare a etansarii frontale
EF19x45.4x13.3 in functie de turatie**

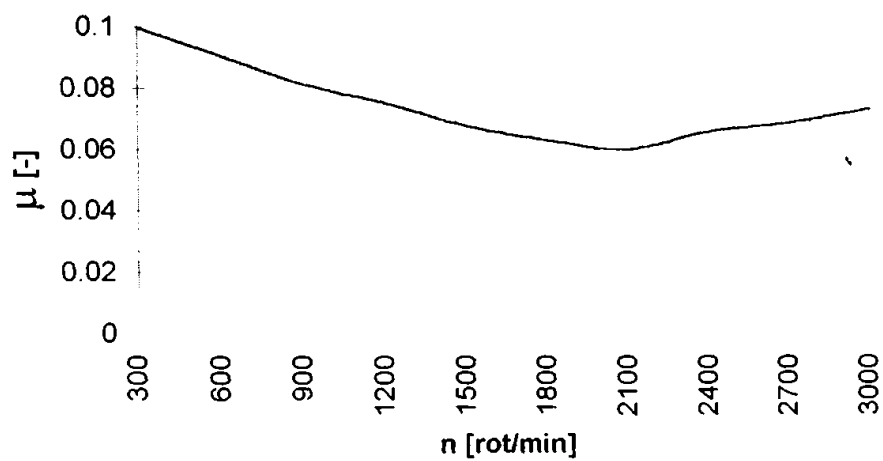


Fig.5.21

**Temperatura la nivelul inelelor etansarii
primare a etansarii frontale EF19x45.4x13.3
in functie de turatie**

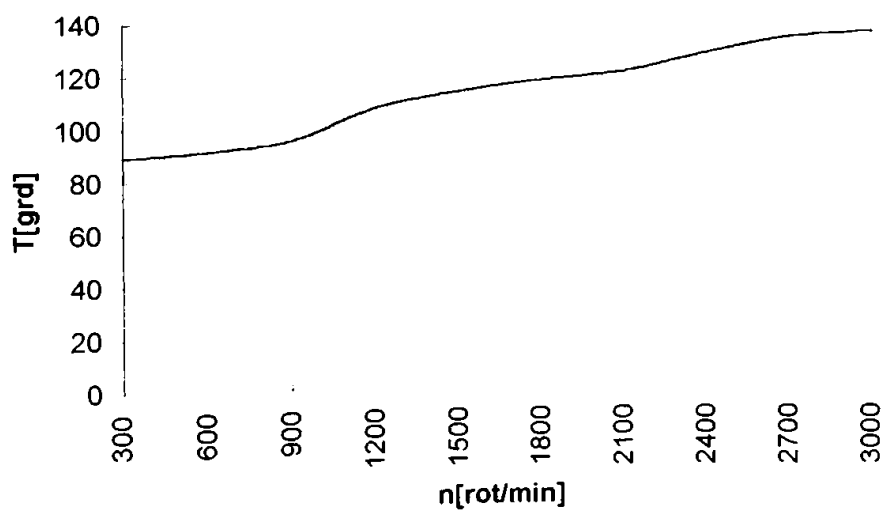


Fig.5.22

**Momentul de frecare din interfata etansarii
primare a etansarii frontale
EF15x25.7x12.8 in functie de turatie**

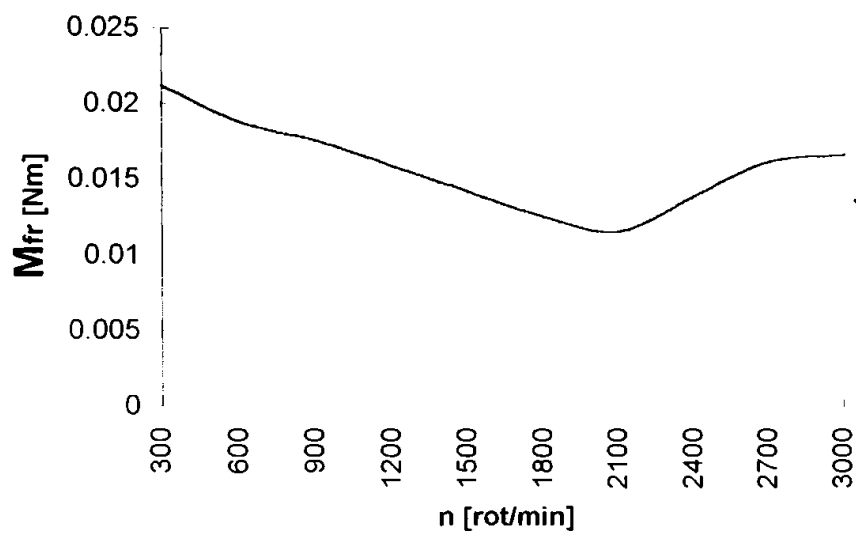


Fig. 5.23

**Puterea pierduta prin frecare in etansarea
primara a etansarii frontale
EF15x25.7x12.8 in functie de turatie**

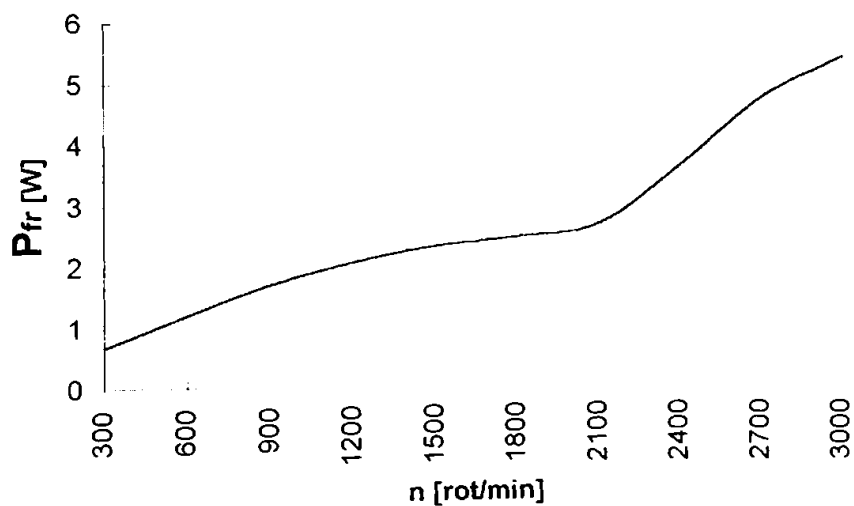


Fig. 5.24

**Variatia coeficientului de frecare din
interfata etansarii primare a etansarii
frontale EF15x25.7x12.8 in functie de
turatie**

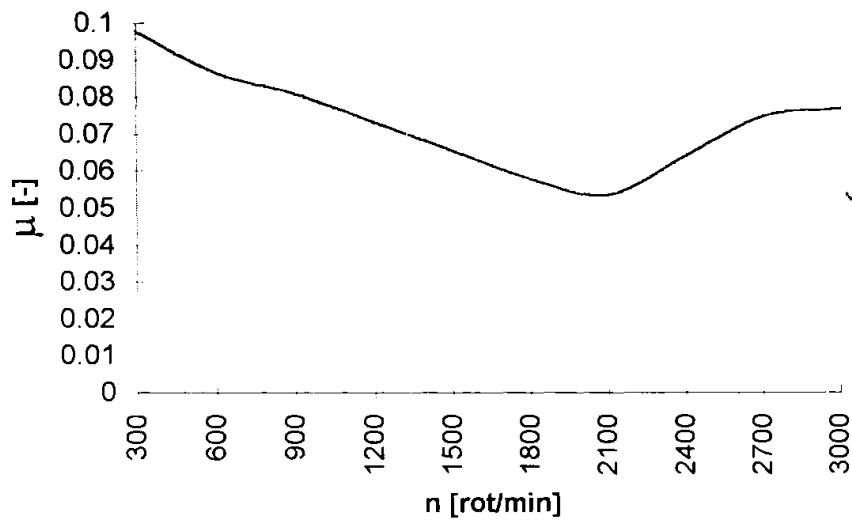


Fig. 5.25

**Temperatura la nivelul inelelor etansarii
primare a etansarii frontale
EF15x25.7x12.8 in functie de turatie**

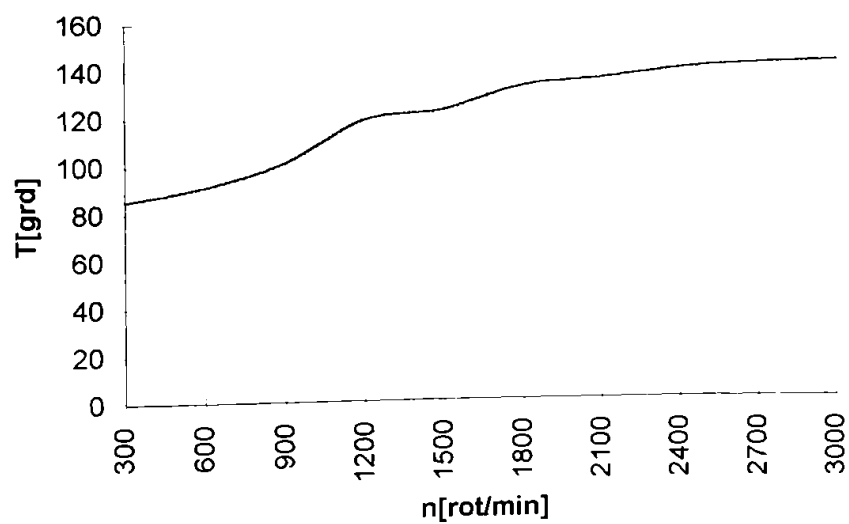


Fig. 5.26

5.4. Prelucrarea statistică a datelor experimentale

Dependența dintre parametrul ce caracterizează comportarea în funcționare a unei etanșări frontale (puterea pierdută prin frecare) și valorile treptelor de turație pentru care s-au efectuat încercările prezintă o alură aproximativ liniară.

Coeficientul corelației simple de sondaj sau coeficientul empiric de corelație, reflectă interdependența liniară dintre două variabile și se definește (STAS 7122 - 80) :

$$r_{n, P_{fr}} = \frac{n \cdot P_{fr} - \bar{n} \cdot \bar{P}_{fr}}{\sqrt{(n^2 - \bar{n}^2)(P_{fr}^2 - \bar{P}_{fr}^2)}} \quad (5.5)$$

în care mărimile notate cu — sunt mediile experimentale.

În situațiile analizate, coeficienții de corelație au valorile :

$$r_{n, P_{fr}} = \begin{array}{l} 0,9916265 \text{ pentru etanșarea frontală EFS 103 - S.} \\ 0,985643 \text{ pentru etanșarea frontală EF } 19 \times 45,4 \times 13,3. \\ 0,979328 \text{ pentru etanșarea frontală EF } 15 \times 25,7 \times 12,8. \end{array}$$

Coeficientul de corelație ia valori în intervalul [-1, 1] și este foarte apropiat de unitate ceea ce înseamnă că între acestea legătura este foarte puternică.

Având în vedere că datele experimentale au o împrăștiere aleatorie se poate întâmpla ca valoarea coeficientului de corelație simplă de sondaj să difere de zero chiar pentru două variabile independente.

Din acest motiv trebuie verificată semnificația valorii acestui coeficient. Se calculează astfel expresia :

$$H = |r_{n, P_{fr}}| \cdot \sqrt{N - 1} \quad (5.6)$$

Pentru cazurile analizate H ia valorile :

$$H = \begin{array}{l} 2,9748795 \text{ pentru etanșarea frontală EFS 103 - S.} \\ 2,956929 \text{ pentru etanșarea frontală EF } 19 \times 45,4 \times 13,3. \\ 2,937984 \text{ pentru etanșarea frontală EF } 15 \times 25,7 \times 12,8. \end{array}$$

Se observă că pentru toate situațiile $H > H_{critic}$ ($H_{critic} = 1,900$), deci cu probabilitatea de $P = 95\%$ se poate afirma că datele sunt corelate.

Pentru prelucrarea statistică a datelor se va folosi metoda regresiei liniare [N3, P12, R5, S5]. Ca variabilă independentă se acceptă turația n .

Pentru toate încercările pe cele trei tipuri de etanșări frontale se aleg aceleași trepte de turație : $n \in \{300; 600; 900; 1200; 1500; 1800; 2100; 2400; 3600\}$ rot/min.

Ecuția dreptei de regresie în coordonate n ; P_{fr} este :

$$(P_{fr} - \bar{P}_{fr}) = b \cdot (n - \bar{n}) \quad (5.7)$$

unde :

$$\bar{P}_{fr} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (P_{fr})_j ; \quad (5.8)$$

$$\bar{n} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (n)_j ; \quad (5.9)$$

iar coeficientul unghiular al dreptei de regresie este :

$$b = \frac{\sum_{j=1}^N (P_{fr})_j (n)_j - \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (P_{fr})_j \sum_{j=1}^N (n)_j}{\sum_{j=1}^N (P_{fr})_j^2 - \frac{1}{N} \left(\sum_{j=1}^N (P_{fr})_j \right)^2} \quad (5.10)$$

După efectuarea calculelor ecuațiile dreptelor de regresie pentru cele trei tipuri de etanșări frontale sunt :

$$P_{fr} - 103,8978 = 0,060932 (n - 1650)$$

pentru etanșarea frontală EFS 103 - S.

$$P_{fr} - 19,34945 = 0,010842 (n - 1650)$$

pentru etanșarea frontală EF 19 × 45,4 × 13,3.

$$P_{fr} - 2,63022 = 0,001567 (n - 1650)$$

pentru etanșarea frontală EF 15 × 25,7 × 12,8.

Coeficienții de regresie se află (cu probabilitatea $P\% = 95\%$ pentru organe de mașini) în domeniul :

$$\left[(b - E_{b_{95\%}}); (b + E_{b_{95\%}}) \right] \text{ unde :} \quad (5.11)$$

$$E_{b_{95\%}} = \pm c \cdot \sqrt{\frac{(S_{P_{fr}}^2 - b \cdot S_n^2)}{(N - 2) \cdot S_n^2}}$$

$$\text{iar } S_n^2 = \frac{1}{N - 1} \left[\sum_{j=1}^N (n)_j^2 - \frac{1}{N} \left(\sum_{j=1}^N (n)_j \right)^2 \right] \quad (5.12)$$

$$S_{P_{fr}}^2 = \frac{1}{N-1} \left[\sum_{j=1}^N (P_{fr})_j^2 - \frac{1}{N} \left(\sum_{j=1}^N (P_{fr})_j \right)^2 \right] \quad (5.13)$$

sunt dispersiile șirurilor de măsurători $(n)_j$ și $(P_{fr})_j$. Coeficientul $c = f(P\%, \nu)$ din "diagrama Student" are valoarea $c = 2,262$, în situația dată.

Pentru cele trei tipuri de etanșări frontale cercetate experimental, parametri de mai sus au valorile centralizate în tabelul 5.5.

Centralizator

Tabelul 5.5.

Parametru statistic	b	$b - E_{bP\%}$	$b + E_{bP\%}$	S_n^2	$S_{P_{fr}}^2$	$E_{b95\%}$
Etanșare						
EFS 103-S	0,060932	0,04824	0,073623	825000	3114,89	0,012692
EF19×45,4×13,3	0,010842	0,00787	0,013815	825000	99,8329	0,002972
EF15×25,7×12,8	0,001567	0,00085	0,002276	825000	2,18834	0,000709

Incertitudinea maximă, pentru valoarea maximă a puterii pierdute prin frecare, datorată incertitudinii de stabilire a coeficientului b este :

$$E_{P_{fr \max, b}} = E_{bP\%} (n_{\max} - \bar{n}) \quad (5.14)$$

și devine pentru cele trei etanșări frontale luate în aceeași ordine ca mai sus :

$$E_{P_{fr \max, b}}(n) = \begin{matrix} 17,13375 \\ 4,012488 \\ 0,957177 \end{matrix}$$

Coordonatele punctului $(\bar{n}; \bar{P}_{fr})$ prin care trece dreapta de regresie sunt date de o valoare aproximativă a mediei ideale.

Deci și poziția dreptei de regresie este nesigură. Pentru fiecare punct al dreptei se poate determina incertitudinea, cu probabilitatea $P\%(95\%)$ de mai sus.

Incertitudinea valorii $P_{fr \max}$ pentru o valoare n a variabilei independente este :

$$E_{P_{fr \max, P_{fr}}}(n) = \pm E_{bP\%} \sqrt{S_n^2 \left(\frac{N-1}{N} \right) + (n - \bar{n})^2} \quad (5.15)$$

și devine pentru cele trei tipuri de etanșări frontale menționate :

$$E_{P_{fr \max, P_{fr}}}(n) = \pm 0,012692 \sqrt{742500 + (n - 1650)^2} \quad (5.15')$$

$$E_{P_{fr \max}, P_{fr}}(n) = \pm 0,002972 \sqrt{742500 + (n - 1650)^2} \quad (5.15'')$$

$$E_{P_{fr \max}, P_{fr}}(n) = \pm 0,000709 \sqrt{742500 + (n - 1650)^2} \quad (5.15''')$$

Forma intervalului de incertitudine este funcție de n având dimensiune minimă pentru $n = \bar{n} = 1650$ rot/min, ceea ce este în concordanță cu forma intervalului de incertitudine datorat lui b (vezi figurile 5.27, 5.28, 5.29).

Incertitudinea compusă pentru $P_{fr \max}$ se obține considerând cele două incertitudini $E_{P_{fr \max}, b}$; $E_{P_{fr \max}, P_{fr}}$, deci :

$$\begin{aligned} E_{cP_{fr \max}} &= \pm (E_{P_{fr \max}, b} + E_{P_{fr \max}, P_{fr}}) = \\ &= \pm E_{b95\%} [(n)_{\max} - n] \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{S_n^2(N-1)}{N((n)_{\max} - n)^2} + 1} \right] \end{aligned} \quad (5.16)$$

Clasa de exactitate este :

$$\delta_r = \pm \frac{E_{cP_{fr \max}}}{\max((P_{fr})_j)} \cdot 100 [\%] \quad (5.17)$$

care ia valorile :

$$\delta_r = \begin{aligned} &\pm 10,91909\% \\ &\pm 14,00605\% \\ &\pm 23,92672 \end{aligned}$$

pentru fiecare din cele trei tipuri de etanșări frontale.

Concluzii:

- ◆ Momentul de frecare respectiv coeficientul de frecare descrește atunci când turația crește, până la o anumită valoare (≈ 2000 rot/min) după care începe să crească ușor, ceea ce confirmă modul de lubrifiere a interfeței etanșării primare (limită \rightarrow HD).
- ◆ Nu au fost sesizate în timpul experimentului pierderi prin scurgeri ale etanșărilor frontale. Aceasta se datorește faptului că forța de închidere aplicată inelului de presiune a fost cea maximă, iar

**Dreapta de regresie si domeniile de
incertitudine datorate pantei b si valorilor
medii (EFS103-S)**

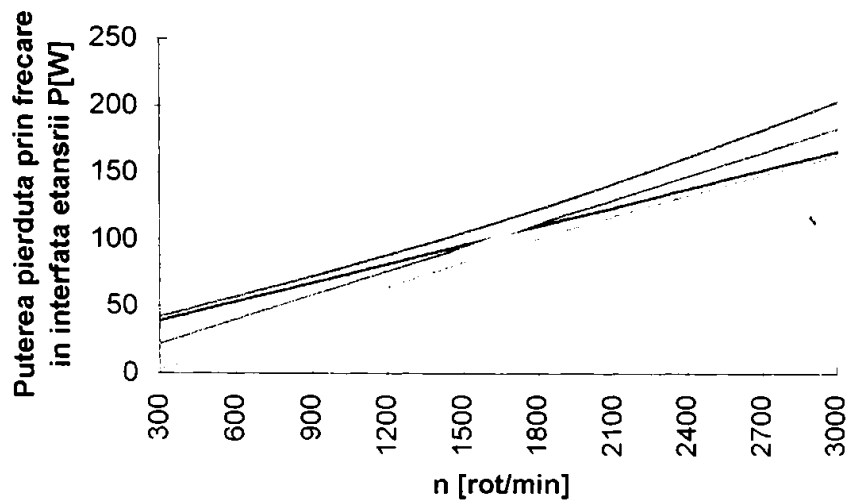


Fig.5.27

**Dreapta de regresie si domeniile de
incertitudine datorate pantei b si valorilor
medii (EF19x45.4x13.3)**

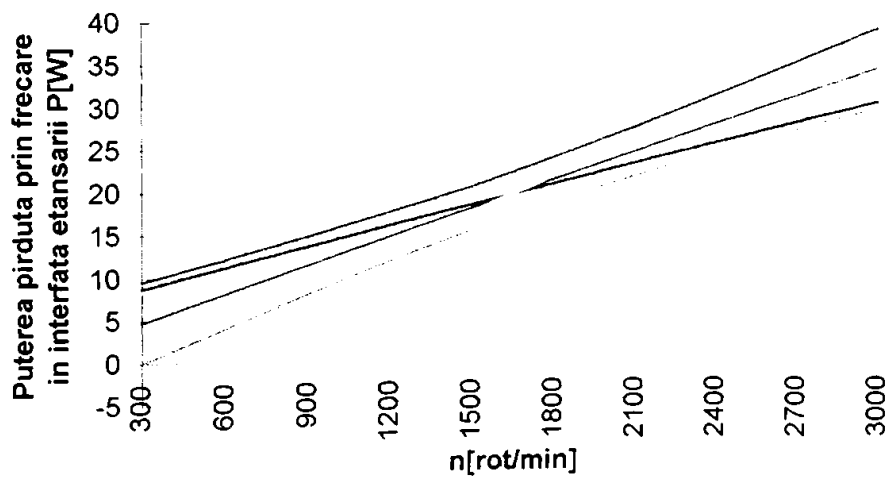


Fig. 5.28

Dreapta de regresie si domeniile de incertitudine datorate pantei b si valorilor medii (EF15x25.7x12.8)

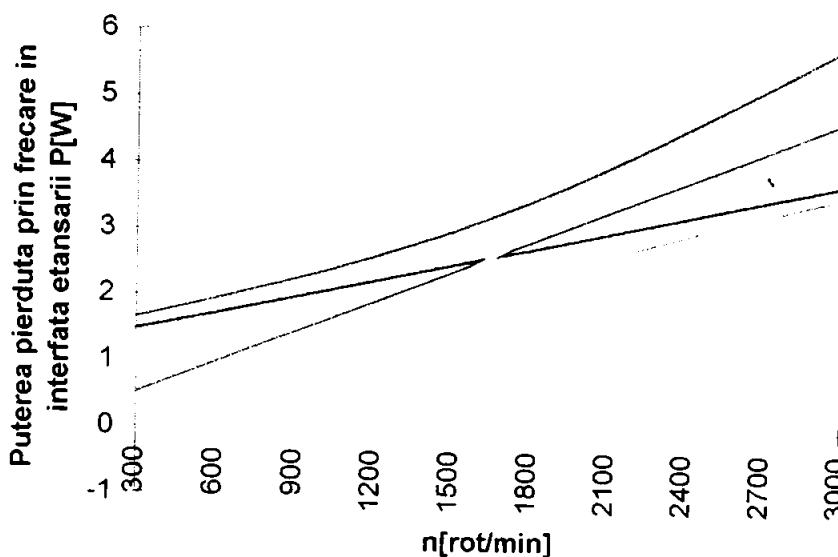


Fig.5.29

presiunea fluidului a fost de 0,1 MPa (presiune uzuală de funcționare) mult sub limita maximă admisă de producător (1 MPa... 1,2 MPa).

- ◆ Coeficienții de frecare în interfața etanșării primare a etanșărilor frontale încercate au valori reduse și anume:

$$\mu \in (0,042...0,064) \text{ pentru etanșarea EFS 103-S;}$$

$$\mu \in (0,060...0,099) \text{ pentru etanșarea EF19}\times\text{45,4}\times\text{13,3;}$$

$$\mu \in (0,054...0,097) \text{ pentru etanșarea EF15}\times\text{25,7}\times\text{12,8;}$$

funcție de perechea de materiale a inelelor etanșărilor primare corespunzătoare.

Valorile obținute în urma cercetării experimentale precum și variația lor (vezi Figura 5.17, 5.21, 5.25) confirmă de asemenea modul de lubrifiere a interfeței etanșării primare (limită \rightarrow HD) și sunt în concordanță cu cele date de literatura de specialitate :

$$\mu = 0,07 \pm 0,03 \text{ [M9, M5, M8].}$$

- ◆ Luând în considerare relațiile 2.43 și 2.44 privind evaluarea ratei uzurii respectiv calculul durabilității [B5, E5, H7, K1, N1, P10, V2,

V4, V5], pe baza rezultatelor experimentale, a analizei prin FEM și anexei 4, se obțin pentru acestea valorile din tabelul 5.6.

Tabelul 5.6.

<i>Etanșare frontală</i>	<i>EFS 103 - S</i>	<i>EF19×45,4×13,3</i>	<i>EF15×25,7×12,8</i>
<i>Parametru</i>			
Rata uzurii U_h^* [$\mu\text{m} / \text{h}$]	$6,796 \cdot 10^{-3}$	$1,482 \cdot 10^{-2}$	$7,645 \cdot 10^{-3}$
Durabilitate L [h]	73572,6	33738,19	65402,2

* $a \cong 500 \mu\text{m}$
 $z = 10^{-11}$

Se observă că durabilitatea etanșărilor frontale aflate în programul de fabricație al S.C. ROSEAL S.A. este comparabilă cu cea dată în literatura de specialitate pentru produse similare [M9], determinate în aceleași condiții de funcționare ($L > 15.000$ h până la 100.000 h).

Atfel durabilitatea etanșărilor frontale nu este atât influențată de uzura inelelor etanșării primare (de altfel compensată de avansarea inelului de presiune prin intermediul elementelor elastice), cât de rezistența la îmbătrânire a elastomerilor din care sunt confecționate etanșările secundare și de calificarea personalului de mentenanță.

De menționat că nu s-au efectuat încercări de durabilitate asupra etanșărilor frontale deoarece acestea au putut fi achiziționate numai de câteva luni de zile iar încercările de acest gen necesită menținerea invariabilă a unui set de parametri - timp foarte îndelungat.

- ◆ Temperaturile inelelor în apropierea zonei de contact (la turația maximă $n = 3000$ rot/min, vezi Figura 5.18, 5.22, 5.26) sunt similare cu cele obținute prin calculul cu FEM.

De menționat că acestea nu au fost măsurate în interfața etanșărilor primare ci în apropierea acestora (pentru a nu altera funcția de etanșare și deci rezultatele reale ale măsurătorilor, nu au fost modificate prin orificii sau alte prelucrări inelele).

- ◆ Evaluarea puterii pierdute prin frecare a fost realizată experimental pentru a evalua fluxul de căldură care intră în inelele etanșării primare.

- ◆ Prognoza privitoare la reproductibilitatea performanțelor și pentru liniaritatea dependenței puterii pierdute prin frecare funcție de turație s-a confirmat integral.
- ◆ Dependența liniară a puterii pierdute prin frecare cu turația sugerează existența parțială a contactului inelelor etanșării primare doar la demaraj. Rezultă că frecarea în interstițiu are și o componentă fluidă, iar regimul de frecare este limită → HD.
- ◆ Existența contactului parțial inel de presiune / inel de fricțiune în timpul experimentelor în interstițiu, a impus utilizarea valorilor fluxului de căldură estimat din măsurarea puterii disipate (pierdute prin frecare) în etanșarea primară.

În ipoteza neglijării puterii pierdute prin frecare vâscoasă în incinta de etanșare, fluxul total de căldură în interstițiu poate fi calculat pe baza puterii pierdute prin frecare în interfață, măsurată, pe baza relației:

$$\dot{q} = \dot{q}_1 + \dot{q}_2 = \frac{P_{fr}}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (5.18)$$

\dot{q}_1, \dot{q}_2 fiind fluxurile termice preluate de către inelul de presiune respectiv inelul de fricțiune.

Valorile obținute pentru fluxul termic rezultate în urma cercetărilor experimentale respectiv prin analiza cu FEM sunt în deplină concordanță și sunt prezentate în tabelul 5.7 (pentru turația maximă $n = 3000$ rot/min).

Tabelul 5.7

<i>Etanșare frontală</i>	<i>EFS 103 - S</i>	<i>EF19×45,4×13,3</i>	<i>EF15×25,7×12,8</i>
<i>Flux termic [W/m²]</i>			
Experimental	650374	99726,3	19272,9
FEM	650212	99721,8	-

Pornind de la condiția de proporționalitate a fluxurilor de căldură preluată de către inelul de presiune (1) și inelul de fricțiune (2) și conductivitățile termice ale materialelor acestora [L3]:

$$\begin{aligned} \dot{q}_1 &= k_{r1} \\ \dot{q}_2 &= k_{r2} \end{aligned} \quad (5.19)$$

și utilizând relația 5.18 se poate calcula fluxul de căldură care intră în fiecare din inelele etanșării primare, cunoscându-se fluxul total de căldură din interstițiu q .

Deoarece valorile densității fluxului de căldură (cantitatea de căldură schimbată în unitatea de timp și suprafață) sunt considerabile, influențând sensibil regimul termic din etanșări, limitarea generării de căldură și / sau posibilitatea de disipare a acestuia ca numitor comun a limitelor de utilizare și durabilității etanșărilor frontale încercate este asigurată.

- ◆ Având în vedere că atât la cercetarea experimentală cât și la analiza prin FEM a etanșărilor frontale s-a luat în considerare forța de închidere care acționează asupra inelului de presiune la valoarea sa maximă în condiții obișnuite de funcționare ($F < F_{max}$) se poate prognoza atât o durabilitate mai mare (coeficienți de frecare mai mici, uzuri mai reduse) cât și o încărcare termică mai mică (putere pierdută prin frecare mai mică) a etanșărilor frontale analizate.
- ◆ Produsele încercate confirmă performanțele garantate de firma producătoare prin catalogul propriu de produse (vezi Anexa 1 și 2).
- ◆ Etanșările frontale încercate sunt viabile și comparativ cu produsele similare din străinătate - nu prezintă diferențe semnificative.

6 Concluzii finale

Contribuții personale

Fenomenele termo - elasto - hidrodinamice (TEHD) din interfața etanșării primare a etanșărilor frontale sunt deosebit de complexe.

S-au evidențiat mai multe mecanisme care stau la baza acestor fenomene, dar încă nu există un model unitar care să cuprindă toate aceste influențe și să conducă la o durabilitate optimă a etanșărilor frontale.

Într-o etanșare frontală se găsesc reunite funcțiile unei etanșări, ale unui lagăr și ale unui schimbător de căldură.

Complexitatea abordărilor teoretice și experimentale este sporită de faptul că funcționarea acestora poate avea loc cu film fluid complet dar la modificarea parametrilor funcționali poate să apară contact parțial staționar sau nestaționar între inele.

Astfel ***starea de solicitare și distribuția temperaturilor constituie informațiile cheie*** atât în cazul etanșărilor frontale cu control activ cât și pentru evidențierea "predispoziției" etanșării la funcționarea în regim instabil.

Studiul teoretic și experimental al unei etanșări frontale constă în determinarea parametrilor de influență pentru obținerea performanțelor cerute de aplicațiile particulare pentru care au fost destinate și anume: debitul de pierderi, momentul de frecare și durabilitatea.

Având în vedere faptul că la ora actuală etanșările frontale sunt tipizate, adaptate constructiv (gabarit și condiții de vecinătate) unor mașini și instalații / domenii precise, celelalte condiționări care conduc la mărirea durabilității (condiții de funcționare, calitatea materialelor și suprafețelor active ale cuplei inelare de frecare, precizia dimensională și modul de exploatare) necesită în continuare un studiu de optimizare.

Pentru operația de asigurare funcțional constructivă a durabilității optime a etanșărilor frontale este necesară:

- ◆ asigurarea că în regimul normal / nominal de funcționare există regimul hidrodinamic de curgere;

- ◆ excluderea în limita posibilă a supraîncălzirilor locale (răcirea etanșării);
- ◆ asigurarea acuratetei constructive a etanșării (centrare, vibrații);
- ◆ purificarea pe cât este posibil a fluidului de etanșat spre a evita declanșarea proceselor intensive de uzare abrazivă;
- ◆ utilizarea supradimensionării etanșării frontale (din punctul de vedere al performanțelor) raportată optim la prețul de cost.

Lucrarea abordează problema asigurării funcțional constructive a durabilității optime a etanșărilor frontale cu contact direct pe baza modelării / simulării pe calculator prin metoda elementului finit a funcționării unor etanșări frontale aflate în programul de fabricație al S.C. ROSEAL S.A. Odorheiul Secuiesc, precum și a determinărilor experimentale.

În analiza stării de tensiune din interfață și din inelele etanșării primare, modelarea fenomenelor care guvernează comportarea în funcționare a etanșărilor frontale ține cont de faptul că presiunea de contact din interfață ia naștere în urma contactului forțat / permanent exercitat de elementul / grupul de elemente elastice asupra inelului de presiune și de presiunea fluidului de etanșat.

Alura distribuției presiunii în interfață confirmă teoria ungerii hidrodinamice la etanșările frontale analizate.

Presiunea de contact fiind dependentă de parametri funcționali (p, ν) precum și de acțiunea exercitată de grupul de elemente elastice rezultă ca mărime univoc determinată, implicit și debitul de scurgeri și durabilitatea etanșării frontale.

Studiul evidențiază influențele suferite de elementele etanșării primare funcție de parametri funcționali ai acestora prin intermediul contactului dinamic cu frecare dintre acestea.

Rezumând și sistematizând **contribuțiile aduse** de autoare prin acest studiu se poate evidenția:

- ◆ Comparația unor parametri limitativi care ușurează alegerea soluției optime de etanșare (Cap.2.6).
- ◆ Definirea intensității puterii pierdute prin frecare în zona de contact care poate da o apreciere valorică a limitei de funcționare a unei etanșări (Cap.2.6).
- ◆ Evaluarea analitică a dependențelor curgere - frecare în regim hidrostatic și hidrodinamic precum și stabilirea unor relații comune de calcul (Cap.3.2).
- ◆ Modelarea contactului dinamic de suprafață cu frecare la etanșarea primară a unei etanșări frontale (Cap. 3.2).

- ◆ Definirea teoretică a relațiilor termohidrodinamicii unei etanșări frontale în regim staționar neizoterm în vederea analizei prin metoda elementului finit (Cap.3.3).
- ◆ Evidențierea factorilor care influențează performanțele unei etanșări frontale (Cap.3.5).
- ◆ Modelarea prin elemente axial simetrice și simularea funcționării pe calculator a două tipuri de etanșări frontale (EF 103-S și EF 19 × 45,4 × 13,3) de fabricație S.C. ROSEAL S.A. cu 13 respectiv 2 variante de perechi de materiale ale cuplei inelare de frecare, atât din punct de vedere mecanic cât și termic, în urma căreia se poate evidenția (Cap.4):
 - grosimea filmului după operația de rodaj este de ordin submicronic, de același ordin de mărime ca și precizia geometrică a planului legată de abaterile de formă și poziție, dependentă și de poziția relativă (nealiniearea) a suprafețelor active ale inelelor etanșării primare;
 - cunoașterea distribuției reale a presiunilor și temperaturilor din interfață și inele permite evaluarea cu precizie a nivelului celui mai avantajos al debitului de pierderi prin scurgeri;
 - deplasările axiale ale celor două inele care constituie etanșarea primară se situează sub nivelul mărimilor microgeometriei suprafețelor active influențând nesemnificativ mărimea interstițiului;
 - presiunea de contact din interfață prezintă o alură care confirmă teoria ungerii hidrodinamice;
 - cu ajutorul modelului este posibilă determinarea rapidă și precisă a temperaturilor extreme ale inelelor;
 - condițiile la limită sunt complexe și realiste : la interfața film-inel au fost impuse condiții THD (egalitate de flux termic);
 - nu se poate realiza o imagine corespunzătoare a stării de tensiune din etanșarea frontală decât dacă se ia în considerare și influența temperaturii;
 - ne putem pronunța asupra limitelor capacității inelelor de a prelua o anumită cantitate de putere pierdută prin frecare fără a depăși temperaturi limită (obiectivarea alegerii materialelor);
 - distribuția axială a temperaturii citită pe generatoarea etanșărilor frontale nu este liniară așa cum se aproximează în literatură;

- variația temperaturii pe direcție radială este nesemnificativă;
- rezultatele obținute permit determinarea altor parametri (coeficient de convenție, coeficient de transfer de căldură, etc.) puțin cunoscuți ca valori reale în literatura de specialitate;
- ipotezele liniarizării fluxului de căldură (date în literatura de specialitate) nu se confirmă;
- considerarea efectului de recirculare a căldurii în ambele inele simultan;
- dezvoltarea prin includerea corelației distribuție temperaturi - rotirea inelelor - geometria interstițiului - flux de căldură produs prin frecare în interstițiu.

Rezultatele modelării și simulării pe calculator, efective în ceea ce privește intrarea / ieșirea, fiind fidele cu cele experimentale, au avansat ideea corectitudinii modelărilor și prin aplicarea lor la alte perechi de materiale pot fi luate în considerare ca valabile pentru evaluarea / optimizarea și selecția soluției optime.

- ◆ Proiectarea standului și a echipamentelor de încercare și stabilirea programului experimental;
- ◆ Încercarea în regim de cercetare a trei variante de etanșări frontale (EFS 103-S; EF 19 × 45,4 × 13,3; EF 15 × 25,7 × 12,8) și trei medii de etanșare (apă la 80⁰ C cu detergent, apă industrială la 80⁰ C, apă cu antigel) în urma cărora a rezultat o bună concordanță a modelării analitice cu rezultatele cercetării.

Având în vedere că atât în cadrul cercetării experimentale cât și la analiza prin FEM s-au luat în considerare situațiile cele mai dezavantajoase de funcționare se poate prognoza pentru etanșările frontale studiate o încărcare termică mai mică și o durabilitate mai mare decât cele stabilite în teză.

Chiar și în această situație etanșările frontale au o durabilitate mare comparativ cu alte etanșări dinamice și pot reduce costurile în perioada de garanție, timpii morți de întrerupere a funcționării pe pierderi de fluid.

Pentru a realiza o durabilitate optimă se impun :

- creșterea preciziei de execuție și montaj prin îmbunătățirea tehnologiilor de control pe repere și a ansamblului;

- controlul calității trebuie efectuat interfazic precum și final pentru selectarea produsului pe dimensiuni și clase de precizie, iar reperatele cu durată scurtă de funcționare (uzură rapidă) trebuie înlocuite;
- introducerea controlului periodic al funcționării pompei prin măsurarea nivelului de vibrații.

cf. ISO 9000 .

Aspectele teoretice abordate pe parcursul elaborării prezentei teze au fost inițiate printr-o **convenție de colaborare cu S.C. ROSEAL S.A. - Odorheiul Secuiesc** și valorificate în cadrul Consiliului Național al Cercetării Științifice Universitare în proiectele anuale de cercetare :

“ Metode și mijloace pentru încercarea transmisiilor mecanice și a componentelor acestora ” cod 280 / 1998.

Bibliografie

- [A 1] Allen, G.P., Self acting geometry for monocontact Seals, Lubric.Eng.,1983,Ekspres Informatia, Detalei maşin, 21, Moskova
- [A 2] Arauz, G.L.m San Andres, L.A. - Experimental Pressures and Film Forces in a Squeeze Film Damper, Trans. ASME, j. of Tribology, Vol. 115, No. 1, p.134 - 140, 1993.
- [A 3] **Argeşanu, V.** - Mijloace specializate de simulare experimentale a funcţionării unei etanşări frontale, Referat Nr. 2, Timişoara, 1995.
- [A 4] **Argeşanu, V.** - Raţiuni constructive la etanşările axiale, Analele Universităţii din Oradea, 1992.
- [A 5] **Argeşanu, V.** - Stadiul actual constructiv - funcţional şi calculul etanşărilor frontale, Referat Nr. 1, Timişoara, 1994.
- [A 6] **Argeşanu, V.**, Mocuţa, G.E. - Consideraţii privind frecarea şi încercarea la uzură a etanşărilor frontale, Simpozion MTM, Reşiţa, 1996, p. 283-288.
- [A 7] **Argeşanu, V.**, Mocuţa, G.E. - Evaluarea debitului de pierderi prin neetanşeitate, funcţie de parametri funcţionali, ai unei etanşări frontale, EFS 103 - S, Revista Română de Mecanică Fină şi Optică - Supliment, Nr. 2/1998.
- [A 8] **Argeşanu, V.**, Mocuţa, G.E., Gheorghiu, N., Mădăras, L. - Interface tension distribution of a face seal by boundary Element Analysis (BEA), Buletinul Ştiinţific al Universităţii "Politehnica" din Timişoara, Seria Mecanică, Tomul 43 (57), Fascicola I, 1998.
- [A 9] **Argeşanu, V.**, Mocuţa, G.E., Gheorghiu, N. - Calculul prin metoda elementului finit (MEF) a distribuţiei temperaturilor în componentele unei etanşări frontale, Revista Română de Mecanică Fină şi Optică - Supliment, Nr. 2/1998.
- [A 10] **Argeşanu, V.**, Mocuţa, G.E. - Instabilitatea termoelastică la o cuplă de frecare de clasa a IV-a, Simpozion MTM Ediţia a VII-a, Reşiţa, 1996.
- [A 11] **Argeşanu, V.**, s.a., Cupla inelară de frecare-elementul vital pentru etanşări axiale, Analele Universităţii din Oradea, 1992
- [A 12] **Argeşanu, V.**, s.a., Consideraţii privind comportarea etanşărilor autoreglate la presiuni înalte, Simpozionul AIIR, Timişoara, 1992.

- [A 13] **Argeşanu, V.**, s.a., Designul etanşărilor în construcția de maşini, Seminar Național de geometrie descriptivă și desen, Cluj-Napoca, 1992
- [A 14] **Argeşanu, V.**, s.a., Modalități de diminuare a momentelor de frecare la etanşările axiale, Simpozion mecanisme și transmisii mecanice MTM, Timișoara, 1992
- [A 15] **Argeşanu, V.**, s.a., Modalități de reducere a debitelor de scăpare în cazul etanşărilor axiale, Simpozion mecanisme și transmisii mecanice, MTM, Timișoara, 1992.
- [A 16] **Argeşanu, V.** s.a., Optimizarea funcțional constructivă a etanşărilor frontale pentru deplasări axiale mari, Simpozion AIIR, Timișoara, 1992
- [A 17] **Argeşanu, V.**, Mocuța, G.E., Gheorghiu, N. - Distribuția presiunilor de contact de suprafață într-o etanşare frontală EFS 103 -S, Revista Română de Mecanică Fină și Optică - Supliment Nr. 2 / 1998.
- [A 18] Atanasiu C., s.a.- Încercarea materialelor, vol.1, 2, 3, Editura Tehnică București 1982.
- [B 1] Barrett, R., s.a., Photographic surveying of flow speed and direction adjacent to a surface, Aeron J., Ekspres Informația Detalei Masin, nr.45, 1985
- [B 2] Barnard, P.C. and Weir R.S.L. - A theory for mechanical seal face thermodynamics -8th International Conference on Fluid Sealing, Sept. 11-13th, 1978.
- [B 3] Baskharone, E.A., s.a., Moment coefficients of incompressible-flow seals with conically whirling rotors, International Journal of sciences, volume 33, Number 2, Oxford, Newyork, Frankfurt, Seoul, Sydney, Tokyo, 1991
- [B 4] Batoz, J.L., Dhatt, G. - Modelation des structures par elements finis, volume 1, 2, 3, Hermes, Paris, 1990.
- [B 5] Bausinger, R., Schnaidt, R., Baier, R. - Finite Elemente auf PC - Praktische Einführung mit Zahlreichen Beispielen, Edition Exportsoft, Böblingen, 1992.
- [B 5] Bill, C.R. - Wear of Seals Materials Used in Aircraft propulsion Systems. Wear 59 (1980), p. 165 / 189.
- [B 6] Blasbalg, D.A., Salant, R.F. - Numerical Study of Two - Phase Mechanical Seal Stability, STLE Preprint, No. 95 - AM - 3A - 2, 1995.
- [B 7] Bimshan, B., s.a., Development of low-friction elastomers for Bearings and seals, Lubrication, Development in numerical and experimental methods applied to tribology. 10.th

- LeedLyon Tribol., Lyon 6-9 sept. 1983, 84
- [B 8] Bock, E., Müller, H.K. - Schwimmende Wellendichtringe für Schnellaufende Wellen, Antriebstechnik 33, Nr. 9, 1994.
- [B 9] Booker, J.K., Shu, C.F. - Finite element analysis of transient elastohydrodynamic lubrication. Development in numerical and experimental methods applied to tribology, 10th Leed - Lyon, Symposium Tribology, Lyon, 6-9 Sept., 1984.
- [B 10] Brkich, A., Mechanical Seals, Theory and Criteria for their Design, Product Engng. Vol. 21, April 85/1989
- [B 11] Buck, G.S. - Heat Transfer in Mechanical Seals, 6th International Pump Users Symposium, April 24-28, Huston, Texas, 1989.
- [B 12] Buzdugan, Gh. - Rezistența materialelor, Editura Academiei RSR, București, 1980.
- [B 13] Bartz, J.W. - Glütlagerertechnik Teil 2, Auslegung Konstruktion Werstoffwahl und Schmierung, Expert Verlag sindelfingen, 1986.
- {B 14} Bartz, J.W. - Gleitlager als Moderne Maschinenelemente. Expert Verlag, 1993
- [C 1] Carius, G., s.a. - Controlling the Friction and Wear Behaviour Pneumatic Seals by Influencing the Friction Energy Density by Way or Surface Modification, 10th international Conference on Fluid Sealing, Innsbruck, 3-5 April, 1984.
- [C 2] Cazacu, M.D., s.a. - Cercetări experimentale asupra fiabilității inelelor etanșărilor mecanice frontale, The Vth Conf. On Friction, Lubrification and Wear, Tribotehnica, Sept. 1987, București, Vol. XI
- [C 3] Cazacu, M.D., s.a. - Cercetări teoretice privind etanșările mecanice, Rev. Academiei SCMA, Tom. 47, Nr.3, 1988.
- [C 4] Cazacu, M.D., s.a. - Cercetări teoretice privind frecarea în etanșările mecanice, The Vth Conf. On Friction, Lubrification and Wear, Tribotehnica, Sept. 1987, București, Vol. XI
- [C 5] Cazacu, M.D., s.a. - Curgerea cu disipare de energie și transfer de căldură în interstițiul dintre inelele unei etanșări mecanice frontale, Conf. Mașini hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara, 18-19 Oct. 1985, Vol. I
- [C 6] Cazacu, M.D., s.a. - Instalație pentru probarea inelelor de etanșări mecanice frontale, brevet Ro 87202 / 1984.
- [C 7] Cazacu, M.D., s.a. - Stabilitatea soluției numerice la deformarea termoelastică a inelului unei etanșări mecanice frontale, Colocviul de mecanica fluidelor și Aplicațiile tehnice, Oct.

- 1992.
- [C 8] Cazacu, M.D., s.a. -Theoretical research on mechanical face seals, Conf. On Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, Sept. 1994.
- [C 9] Chapman, A.J. - Fundamentals of Heat Transfer, McMillan Publishing Co, 1987.
- [C 10] Chișiu, Al., Matieșan, D., Mădărășan, Th., pop, D.- Organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1989.
- [C 11] Cioclov, D.D. - Recipiente sub presiune - Analiza stării de tensiune și deformație, Editura Academiei RSR, București, 1983.
- [C 12] Cognet, J., Tourniere, B. - Etude experimentale des nouveaux matériaux de frottement pour joints d' etancheite a faces radiales, Jouenee Maghrebines des Sciences de Materiaux, 3-4 April, 1989, Oujda.
- [C 13] Constantinescu, V.N., Dăneț, V. G., - Metode noi pentru calcule de rezistență, Editura Tehnică, București, 1989.
- [C 14] Constantinescu, V.N. - Dinamica fluidelor vâscoase în regim laminar, Editura Adeniei Române RSR, București, 1987.
- [C 15] Constantinescu, V.N., Lagăre de alunecare, E.T.București 1980
- [C 16] Cristea, V.s.a., Etanșări, E.T.Bucuresti, 1973
- [C 17] Crudu, I., Fălticeanu, C. - Tribomodelarea etanșărilor cu inel alunecător, Tribotehnica, Ploiești, 1982.
- [C 18] Czichos, N.s.a., Tribologie Handbuch. Reibung und verschleiss, Edit.Pr.Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1992.
- [C 19] Clemens, R., Sxhefzig, H.K., Müller W.H. - Gleitringdichtungen mit erhöhter Feder - anpressung, Antriebstechnik 37, Nr.9, 1998.
- [D 1] Dedeken, R., Victor, K.H. - Tribologisches verhalten Keramischer Werkstoffe, pacific Wietz GmbH and Co. K.G., 1991.
- [D 2] Denny, D.F. - Some Measurements of Fluid Pressures between Plane Parallel Thrust Surfaces with Special Reference to Radial - Face Seals, Wear, Vol. 4, p.64 - 83, 1961.
- [D 3] Digard de Cuisard , J., Gentle, M., Bouchon, M., Tournier, B., Frene, J. - Experimental Study on Lubrification Mode in Low Pressure Mechanical face Seals, 11th International Conference on Fluid Sealing (BHRA), Cannes, Paper F2, 1987.
- [D 5] Doust, T.G. and Parmar, A. - Hydrostatic Effects in a Mechanical Face Seal, ASLE / ASME Tribology Conference, Atlanta, Georgia, Oct. 8 - 10, 1985.
- [D 6] Doust, T.G. and Parmax, A. - Transient Thermoelastic effects in a

- mechanical face seal, 10th International Conference on Fluid Sealings 1987, paper F4.
- [D 7] Doust, T.G., Parmar,A. - An Experimental and theoretical Study of Pressure and Thermal Distorsions in a Mechanical Seal, ASLE Trans., Vol.29, No. 2, p. 151 - 159, 1986.
- [D 8] Dragu, D., Bădescu, Gh., Sturzu,A., Militaru, C., Popescu, I.- Toleranțe și măsurători tehnice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [E 1] Ehles,C.M.,s.a., Polymer and elastomer friction in the thermal control regime, ASLE Trans.1987
- [E 2] El Alaoui, T.M. - Sur un probleme a frontiere libre en `mecanique des films minces, These de Doctorat d'Universite C.Bernard, Lyon, Sept., 1986.
- [E 3] Etsion, I. - Ideas and tendencies of Future Mechanical Seal Development, International Sealing Conference, 1986.
- [E 4] Etsion, I. - Nonaxisimetric Incompressible Hydrostatic Pressure Effects in Radial Face Seals, Paper No. 77 - Lub. 29, 1977.
- [E 5] Etsion, I. ,Auer B.M. - Simulation and visualization of Face Seal motion Stability by means of Computer Generated movies, 9th International Conference on Fluid Sealing April 1-3, 1981, Paper E1.
- [E 6] Etsion, I., Pascovici, M.D. - A Termohydrodynamic Analysis of a Misalignes Mechanical Face Seal, Tribology Transactions. Vol. 36 / 1993, p. 589 - 596.
- [E 7] Etsion, I., Pascovici, M.D. - Phace Change in a Misaligned Mechanical Face Seal, în curs de apariție la Journal of Engineering Tribology, 1998.
- [E 8] Etsion, I., Sharoni, A. - Performance of End - Face Seals with diametral Tilt and Coning - Hydrostatic Effects, 34th Annual Meeting in St. Louis, Missouri, April 30 - Mai 3, 1979.
- [E 9] Etsion, I., Constantinescu, I. -Experimental observation of the dynamic behavior of noncontacting coned-face mechanical seals, ASLE Trans, 1984, 27, Nr.3.
- [E 10] Etsion, I., Groper, A. - The Accuracy of Analytical Solutions for the Temperature Distribution in Mechanical Seals, 14th international Conference on Fluid Sealing (BHRA). Florența, 1994.
- [F 1] Faur, N., Dumitru,I. - Diferențe finite și elemente finite în rezistența materialelor, Editura Mirton, Timișoara, 1997.
- [F 2] Flitnet,R.K.,s.a., Performance of PTFE reciprocating Seals., Lubric.Eng.1983,35,EI Detalei masini,Moscova,1983.

- [F 3] Fukuo, T., s.a. - Sealing performance of Lip-Type Shaft Scales with circumferential groove for an Automotive Air Conditioning compressor SAE Paper 880305.
- [F 4] *** Feodor Burgmann, Ing. Werner Krause - Highest Loaded Mechanical Seal in the World. SealDesign, Material and Testing, 1984.
- [G 1] Gafițanu, M., Poterașu, V.F., Mihalache, N. - Elemente finite și de frontieră cu aplicații la calculul organelor de mașini, Editura Tehnică, București, 1987.
- [G 2] Gafițanu, M.s.a., Organe de mașini, vol.II, Editura Tehnică, București, 1983
- [G 3] Gârbea, D. - Analiză cu elemente finite, Editura Tehnică, București, 1990.
- [G 4] Gheorghiu, N., **Argeșanu, V.** - Compararea performanțelor etanșărilor tip manșetă de rotație cu cele frontale, Lucrările Sesiunii de comunicări științifice a Universității Aurel Vlaicu din Arad, Ediția a III - a, 1996.
- [G 5] Golubev, A. - Etanșări frontale ale arborilor de rotație, Masinostroenie, Moscova, 1974.
- [G 6] Golubev, A.J., s.a., Etanșări și tehnica etanșării Masinostroenie, Moskova 1986
- [G 7] Golubev, D.A., s.a., Etanșări de contact ale arborilor în rotație Masinostroenie, Moskova 1976
- [G 9] Green, I., s.a., Stability Threshold and Steady-state response of noncontacting coned-face Seals., ASLE Trans., 28, 1985
- [G10] Groper, A. - An Improved Solution for the temperature Distribution in a Mechanical Seal, M.SC.Thesis, Technoin, Israel, 1994.
- [H 1] Haardt, R. - Les joints d'etancheite a faces radiales. Les effects transitoires introduits en lubrification hydrodynamique par leur mesalignement, These de Docteur Ingenieur, Universite C.Bernard, Lyon, 1975, [cap.4].
- [H 2] Hartmann, H. - Über den Temperaturverlauf und die Einsatzgrenzen von trockenlaufenden Graphit - Dichtringen, Erlangung des Grades eines doktor - Ingenieurs genehmigte, Frankfurt a M, 1970.
- [H 3] Hartmann, H., Über den Temperatur verlauf und die Einsatzgrenzen von trockenlaufenden Grafit-Dichtungen, Dissertation, Frankfurt aM, 1970.
- [H 4] Hirabayashi, H., Matsushima, A. - A study of friction on high -

- speed face seals, "Lubr.Eng.", 1984, 40, Nr.9.
- [H 6] Hirabayashi,H.,s.a., Excessive Abrasion of Mechanical Seals caused by Solids in sealed diquid,J.S.L.E. 13-12,p.674-679/1980
- [H 7] Hoffmann, K. -Zuverlässige Dichtungen für elektrische Unterwasser - Handhabungsferäte, Antriebstechnik 30, 1991, Nr.7.
- [H 8] Hubner, H.K. - Metoda elementului finit pentru ingineri, Departamentul de inginerie mecanică, Laboratorul de cercetări General motors, Viley- interscience, John Viley & Sons, New York, London, Sydney, Toronto, 1990.
- [H 9] Hughes,W.F. and Beeler,R.M. - Turbulent two-phase flow in Rings and Face Seals, 9th International Conference Sealing, April 1-3, 1981, Paper 3.
- [I 1] Iliuc, I. - Tribologia straturilor subțiri, Editura Academiei RSR, 1974.
- [I 2] Ir, J.A.M. - Further Developments in high duty Mechanical seals, Paper A3, p.46-65.
- [J 1] Jinescu, V. - Proprietățile fizice și termomecanica materialelor plastice, Vol. I, II, Editura Tehnică, București, 1979.
- [K 1] Kamelmacher,E., Design and performance of silicon carbide product lubricated bearings, Pro.Inst.Mech Eng. 1983,197A p.257-267
- [K 2] Karaszkievicz,A.,Hydrodynamics of rubber seals for reciprocating motion,Power Int. 1987, 33,Nr.389
- [K 3] Kikuchi,I.,s.a., Minimum film boiling temperature for cooldown of insulated metals in saturated liquid, Int.J. of Heat and Mass Transf., 28/1985
- [K 4] Kirun, K.,s.a., A status of sealing performance of end-face type seals for water pumps of autonatire ensines in Japon, SAE,Paper No880303/1991
- [K 5] Kirun,T.,s.a., An analysis of ringing phenomena on a motor pump mechanical seal, Part-3 ASLE Preprint 87-AM-40-2,1987
- [K 6] Kirun,T.,s.a., An analysis of ringing phenomena on a water pump mechanical seal, ASLE TRANS.28,No.2 p.261-267,1985
- [K 7] Kokicev, Instalații de etanșare în construcția de mașini, Sudpromghiz, Leningrad. 1962
- [K 8] Kragelsky and Mikhin, N.M. - Friction, Wear, Lubrification, Tribology Handbook, vol.1, 2, 3, Mir Publishers, Moscova, 1981.

- [K 9] Kragelsky and Mikhin, N.M.- Handbook of friction units of Machines, ASME PRESS, New York, 1988.
- [L 1] Lazăr, D., Paizi, Gh. - Standuri și metode experimentale, utilizate în studiul etanșărilor mecanice, Tribotehnica '80, 16-17 mai, Hunedoara.
- [L 2] Lazăr, D., Rânea, C. - Influența mediului asupra alegerii cuplului de materiale pentru inelele etanșărilor frontale, Tribotehnica '87, 24 - 26 Sept., București, Vol.III, p.79-84-
- [L 3] Lebeck, A.O. - Principles and Design of Mechanical Face seals, John Willey, New York, 1991.
- [L 4] Lebeck, B.A.O. - Contacting Mechanical Seal Design Using a Simplified Hydrostatic Model, the 11th International Conference on Fluid Sealing, Cannes, 1987, p.330 - 369.
- [L 5] Lebeck, A.O. - Parallel Sliding Load support in the Mixed Friction 1 regime. Part - the Experimental Data, ASME J. of Tribology, Vol. 109, 1986, p. 189 - 195.R
- [M 1] Müller, G.S., Müller, H.K. - Verwirbelungsverluste von Gleitringdichtungen, Konstruktion, Nr. 42, p. 227 - 232, 1990.
- [M 2] Müller, H.K., Müller, G. - RF- Dichtung : Gleitringdichtung mit Rückförderwirkung, Antriebstechnik 34, 1992, Nr.3.
- [M 3] Müller, H.K., Wäschle, P. - EWDR - eine neue druckbelast - bare wellendichtung, Antriebstechnik 29, 1990, Nr. 10.
- [M 4] Müller, H.K., Wolf, A. - Hochdruck - Rotationsabdichtung mit druckabhängig ondulierten Wellendichtungen, p. 50-53, Antriebstechnik 1/87.
- [M 5] Makarov, Dispozitive de etanșare, Masinostroenie, Moskova, 1973
- [M 6] Manea, A. - Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, Vol.I, II, București, 1986.
- [M 7] Manea, Gh. - Organe de mașini, Editura Tehnică, București, 1970.
- [M 8] Matsushima, A., Guid to automative water pump seals SAE Paper Nr.780404, 1978
- [M 9] Mayer, E. - Mechanical Seals, Newnes - Butterworths, London, - Boston, 1977, 1982.
- [M11] Mazzio, V.F., s.a., Effect of temperature, moisture and radiation exposures on composite mechanical proprieties, SAMPE Journal, Nr.20, 1984
- [M12] Mădăras, L., Nicoară, I., Gheorghiu, N., Gligor, O., Ionescu, N., Dreucean, A., Nicoară, P., Mocuța, G.E., **Argeșanu, V.** - Mijloace și metode pentru încercarea transmisiilor mecanice și a componentelor acestora, Proiect de Grant,

- Cod CNCSU 280, Ministerul Educației Naționale, 1998.
- [M13] Metcalfe, R. - The Use of Finite Element Deflection Analysis in Performance Predictions for End Face Seals, AECL 5563, Report for Chalk River Nuclear Laboratories, 1976.
- [M14] Metcalfe, R., s.a. - Diametral tilt and Leakage of end Face Seals with convergent sealing Gaps, 8th International Conference on Fluid Sealing, Sept. 11-13th, 1978, Paper A1.
- [M15] Metcalfe, R., Watson, R.D. - Equipment for development of better end-face seals-a progress review, "Lubric.Eng.", 1983, 39, Nr.5.
- [M17] Müller, N.K., s.a., Hochdruck-Rotationsabdichtung mit druckabhängig ondulierten Wellendichtungen, p.50-53, ANTRIEBS-TECHNIK, Nr.1, 1987
- [N 1] Neugebauer, J., Bloxson, K. - Ermittlung der Relativbewegungen in Radlager dichtungen Schwerer Hutzfahrzeuge mit berührungslosen induktiven Wegaufnehmern im Fahrversuch, Messtechnische Briefe 28, 1992, Heft1.
- [N 2] Neuhauser, R., Verbessertes Laufrerhalten von Dichtungen durch Spritzschichten, V.D.J. Berlin, Nr.62 4, 1986
- [N 3] Nichici, Al., Cicală, E., Mee, R.- Prelucrarea datelor experimentale, Curs și aplicații, Universitatea Politehnica din Timișoara, 1996.
- [N 4] Niemann, G., Maschinenelemente, Bd.I, 2.Aufl. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1981.
- [N 5] Newman, M.s.a., Bending stresses due to temperature in hollow Circular plates, J. of the Aerospace Sciences; oct.1993
- [O 1] Oren, J.W., Design consideration of deflection in a rigid, flange gasket joint, SAE Paper Nr.829216, 1983
- [P 1] Parmar, A. - Thermal Cycling in Mechanical Seals - Causes, Prediction, Prevention, 13th International Conference on Fluid Sealing (BHRA), Bruges, Belgia, 1993.
- [P 2] Pascovici, M.D., Etsion, I. - The Accuracy of the Isoviscous Solution of the Reynolds Equation in Mechanical Seals, în curs de apariție la Journal of Engineering Tribology.
- [P 3] Pascovici, M.D., Etsion, I. -A Thermal - Hydrodynamic Analysis of a Mechanical Face Seal, Journal of Tribology, Oct. 1992, Vol. 114, p.639 - 645.
- [P 4] Pascovici, M., Contribuții la studiul transferului de căldură în filmul de lubrifianț și a efectelor lui . rez.t.doct.Inst.Politehnic, Bucuresti, 1975
- [P 5] Pascovici, M., s.a., Influența transferului de căldură asupra parametrilor etanșărilor mecanice, Simp.Reșița, 1976

- [P 6] Pavelescu, D., Rădulescu, Gh., Gafițanu, M., Crudu, I., Gheorghiu, N. - Organe de mașini, Vol.7, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- [P 7] Pavelescu, D., Tribologie, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977
- [P 8] Pavelescu, D. - Tribotehnica, Editura Tehnică, București, 1983
- [P 9] Ponomariov, S.D., s.a., Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol. II, Editura Tehnică, București, 1963
- [P 10] Popa, H., Diaconu, L. - Cercetări experimentale privind comportarea la uzare a etanșărilor frontale, PRASIC '94, Tribologie, 7-9 Decembrie, Brașov.
- [P 11] Popa, H., s.a. - stand pentru încercări la durabilitate a etanșărilor mecanice axiale, Simpozionul Național Argeș, '86, "Generalizarea invențiilor și inovațiilor în județul Argeș", 14-15 Noiembrie, 1986, Pitești.
- [P 12] Pusca, D. - Program "TEST" utilizat în prelucrarea matematică a datelor experimentale, PRASIC'94, Organe de mașini II, 7-9 Decembrie 1994, Brașov.
- [R 1] Ragimov, R.H. - Isslevedenie samotermohidrodinamiceskogo efekta I torcovon upletnenii metodom koncnnyh elementov, In IVUZ - Masinostroenie, URSS (1989), Nr. 12, p. 58 - 62.
- [R 2] Reynolds, J., Better seal buffer liquid systems., Lubric. Eng., 88, Nr. 3, 1982, p. 151-154
- [R 3] Rogers, P., Mechanical seals for abrasive services, chartered. Mech. Eng., 1982, 29, Nr. 5
- [R 4] Rowles, R.T., Bsc, Master Mariner, FR mets, s.a. - An Assesment of Factors Affecting the response of Mechanical Seals to Shaft vibration, 8th International Conference on Fluid Sealing, Sept. 11-13th, 1978, Papre A3.
- [R 5] Rumșinski, L.Z. - Prelucrarea matematică a datelor experimentale, Editura Tehnică, 1974.
- [S 1] Salant, R.F., Hassan, S.E. - Large -e Scale Thermoelastic Instability in Hidrostatic Mechanical Seals, 12th International Conference on Fluid Sealing (BHRA), Brighton, Paper B1, 1989.
- [S 2] Salant, R.F., Key, W.E. - Development of a Analytical Model for Use in Mechanical Seal Design, 10th International Conference on Fluid Sealing (BHRA), Paper G3, 1989.
- [S 3] Salant, R.F., s.a. - Development of on Electronically Controlled Mechanical Seal, Paper H3, 11th International Conference on Fluid Sealing (BHRA), Cannes, 1987.

- [S 4] Saundeeep, V. - Finite element analysis of three dimensional conformal contacts with friction, Ohio State University, 1994.
- [S 5] Schiaua, S., Abălaru, A. - Măsurare, eroare, incertitudine (1), Revista Română de mecanică fină și optică, Nr. 11, 1997.
- [S 6] Schiaua, S., Abălaru, A. - Măsurare, eroare, incertitudine (2), Revista Română de mecanică fină și optică, Nr. 11, 1997.
- [S 7] Schmidt, U., Bodschwinn, H., Schneider, U. - Mikro - EHD Funktionsgerechte Rauheitskenwertw durch Auswertwn der Abbott Kurve, Teil I - Grundlagen, p. 65 - 69, Antriebstechnik 9 / 87.
- [S 8] Schmidt, U., Bodschwinn, H., Schneider, U. - Mikro EHD Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Schmierfilmbildungen realen EHD - Wälzkontakten, Teil II - Ergebnisse und Rechnerische Auslegung eines realen EHD - Wälzkontakts, p. 55 - 60, Antriebstechnik 12 / 87.
- [S 11] Schopplein, W., Zeus, D. - Sliding Materials - The State of Art and Development Trends - Internätional Sealing Conference, 1986, Lenggries.
- [S 12] Schroder, R., Peeken, H. - Determination of Leakage rates of mechanical Seals; common research of the Seal manufacturers of VDMA, Pump Congress, Karlsruhe, 1992.
- [S 13] Schulz, U., Ast, M., Labarta, J., Manz, H., Perez, A., Sole, J.- Experiences and Achievements with the Parallelization of a large Finite Element System, Proceedings of the HPCN Conference, Springer, 1996.
- [S 14] Shapiro, W.,s.a., Analysis of spiral-groove face seals for liquid oxygen, ASLE Trans.,27,Nr.3,1984
- [S 15] Sharoni, A., Etsion, I. - Performance of End - Face Seals with diametral Tilt and Coning - Hydrostatic Effects, American Society of Lubrification Engineer Paper , ASLE / ASME Lubrification Conference in Dayton, Ohio, Oct. 16-18, 1979.
- [S 16] Sinha, P.,s.a., Squeeze effects in misaligned face seals with coning, Wear 85,1983
- [S 17] Skach, K. - Tehnica prelucrării informațiilor, Lito IPTVT Timișoara, 1985.
- [S 18] Stematiu, D. - Calculul structurilor hidrotehnice prin metoda elementelor finite, Editura Tehnică, 1988.
- [S 19] Suci, V.-Aspecte privind tehnologia de elaborare a inelelor ceramice pentru etanșările frontale,Lito,I.P.București, 1982.
- [T 1] Thier, B., Faragallah, W.H. - Handbuch Dichtungen, W.H. Faragallah Im haindell 47, Sulzbach Verlag, 1990.

- [T 2] Thompson Joe, F.(Department of Aerospace Engeneering), Warsi Z.U.A., (Department of Aerospace Engeneering), Wazne Mastin, C., (Department of Mathematics) - Numerical Grid Generation Foundation and Applications, Mississippi State Universitz, 1994.
- [T 3] Tournerie, B., Frene, J., Lepine,M. - Thikness Measurement Methodes for Thin Lubrificant Films. Application to a Radial Face Seal, 19th Leeds - Lyon Symposium on Tribology, Sept.8-11, 1992.
- [T 4] Trutnovski,K., Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen, Springer Verlag, 1975
- [T 5] Tudor, A. - Contactul real al suprafețelor de frecare, editura Academiei Române, București, 1990.
- [T 1] Țenchea, P., Arghiriade, I., Lipp, G. - Probleme actuale ale standardizării în construcția de mașini, Oficiul de informare documentară pentru construcția de mașini, București, 1987.
- [V 1] Viktor, K.H. - Betriebsverhalten von Gleitringdichtungen bri öl, wasser und gasschnierung- VDI Berichte, 02-03.10.1990, Universität Dortmund.
- [V 2] Viktor, K.H. - Keramische Gleitringdichtungen. Vortrag anlaglich des 8 Internationalen Kolloquiums, 1992, Tribologie 2000, an der Technischen Akademie Esslingen.
- [V 3] Viktor, K.H. - Non-contract and wearless operating EHD Mechanical Seals for pressure application, Pump Congress, Karlsruhe, 6-8 Oct., 1992.
- [V 4] Viktor, K.H. -Keramik und Tribologiegerecht construierte Dichtungssysteme. Fachsymposium Ingenieurkeramik für hochbeanspruchte Reibsysteme, 30-31 Mai, 1988, Frankfurt am Main.
- [V 5] Viktor, K.H., s.a. - Bewertung der Eigensschaften Sifreier SiC - Keramik für die Anwendung bei Gleitringdichtungen und Kolbensangendichtungen, Pacific Wieltz GmbH and Co. Kcs Tribologie 1991, 14-15 Mai, Kablinz.
- [V 6] Vogelpohl, G. - Betriebsichere Gleitlager, Berlin, Springer, 1967.
- [V 7] Voinea,R.,s.a., Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie, Editura Academiei Române, București, 1989
- [W 1] Wessels, H., Knothe, K. - Finite Elemente - Eine Einführung für Ingenieure , Springer - Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, Budapest, 1992.

- [W 2] Will, Th., P., Effects of seal face width on mechanical seal performance -hydrocarbon tests, ASLE Trans., 40, Nr.9, 1984
- [Y 2] Young, L.A., s.a., Experimental evaluation of mixed hicrostatic mechanical face seal model considering radial taper, thermal taper, and wear, Trans. ASME, J.Lubric.Technol., 104.Nr.4, 1982
- [Z 1] Zboinski, G. - Numerical Research on 3D Contact Problems of Turbomachinery Blade Attachments in the Elastic Range, International Journal of Mechanical Sciences, Volume 35, Nr. 2, 1993.
- [Z 2] Zeus, D. - Cavitation damages at face materials of mechanical seal, PUMP CONGRESS, Karlsruhe, 6-8 Oct., 1992.
- *** Cercetări experimentale privind optimizarea funcțional - constructivă a etanșărilor frontale. Convenție de colaborare Nr. 198 / 16.07.1997 - Catedra OMM, Facultatea de Mecanică din Timișoara și S.C. ROSEAL S.A. - Odorheiul Secuiesc.

Anexe

ANEXA 1

(A1.1)



S.C. ROSEAL S.A. ²⁰¹

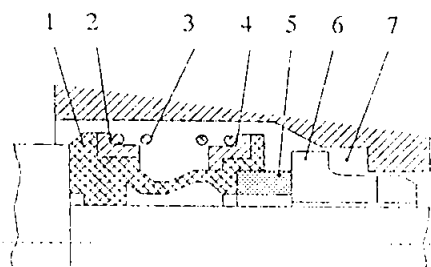
RO - 4150 Odorheiu Secuiesc Romania
 str. N. Bălcescu Nr. 5/A
 Tel. 066 - 21 59 98 Telex: 67416 rseal
 066 - 21 41 20 Fax: 066 - 21 59 12

Cont Lei Nr. 30.14.8.04.01.B.C.R. Filiala Odorheiu Secuiesc
 Cont \$ Nr. 47.21.7.16.47.B.C.R. Filiala Odorheiu Secuiesc
 Reg. Nr. J 19 PJ31/1991 - Reg. de Comert al jud. Harghita

Etanșare frontală neechilibrată, scurtă, cu burduf din cauciuc

EFS 103 - S

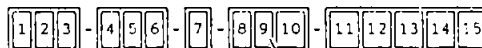
- 1 - Burduf cauciuc
- 2,4 - Inele de presare
- 3 - Arc
- 5 - Inel mobil
- 6 - Inel fix
- 7 - Etanșare secundară inel fix



Limite de utilizare

$d = 20 \div 120$ mm
 $p = 8 \div 10$ bar
 $t = -20 \div 120$ °C
 $v = 10$ m/s

Simbolizare



1. Etanșare E
2. Frontală F
3. Variantă constructivă
4. Tip etanșare
5. Tip inel fix
6. Tip etanșare secundară
7. Tip arc
8. }
9. } Dimensiunea nominală a etanșării
10. }
11. Cod material inel mobil
12. Cod material inel fix
13. Cod material etanșare secundară
14. Cod material arcuri
15. Cod material parte metalică

Exemplu: EFS - 173 - S - 022 - U1U1S2G5G1

Materiale utilizate

	Cod	Cod
	DIN	ROSEAL
Materiale inele etanșare		
Materiale carbograftice		
Mat. carbograftic legat cu rășină		B1
Cărbune dur impregnat cu rășină	B	B14
Cărbune dur impregnat cu antimoniu	A	B17
Materiale plastice		
PTFE + 20% Fibră sticlă	Y	Y1
PTFE + 25% Pulbere grafit	Y	Y2
Materiale metalice		
Oțel inox ionitrat	G	G1
Oțel inox (40C130)	E	G10
Carburi metalice		
Carbură wolfram	U	U1
Carbură siliciu	Q	U2
Materiale ceramice		
Al ₂ O ₃ - 89%	V	V1
Bazalt		V2
Materiale etanșări secundare		
Materiale plastice		
PTFE pur	T	T1
PTFE + 25% Grafit	T	Y2
Elastomeri		
Cauciuc siliconic	S	S1
Cauciuc perbunan	P	S2
Cauciuc viton	V	S3
Cauciuc EPDM	E	S4
Cauciuc învelit cu PTFE	M	S5
Materiale arcuri		
W1.4401	G	G3
W1.4310	F	G5
Materialele părții metalice		
W1.4571	G	G1
W1.4541	G	G2
OLC 45	D	G7
40C130	E	G10
20C130	E	G11

Variante constructive

În funcție de inelul fix utilizat se deosebesc următoarele variante constructive:

EFS 103-S cu inel fix tip FA



EFS 153-S cu inel fix tip PA



EFS 163-S cu inel fix tip FN



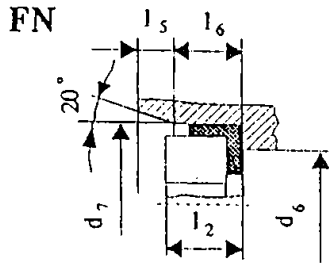
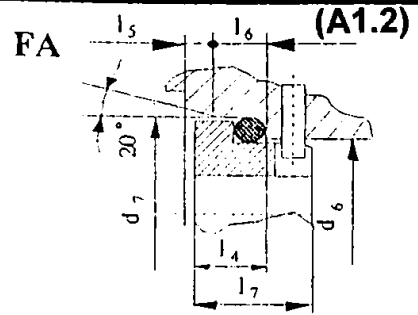
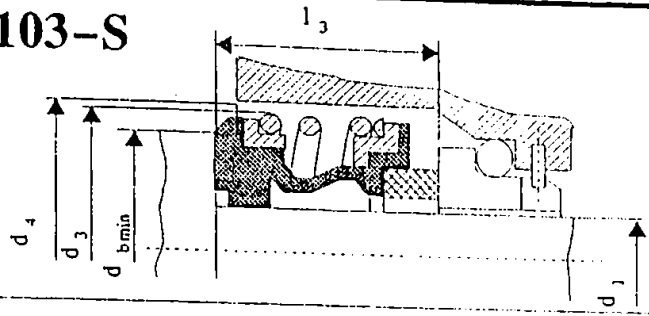
EFS 173-S cu inel fix tip PA/1



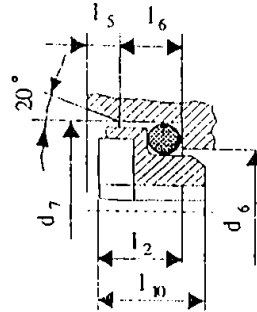
Etanșare frontală neechilibrată, scurtă, cu burduf din cauciuc

202

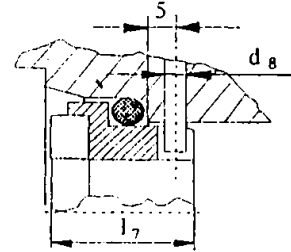
EFS-103-S



PA/1



PA



$$l_3 + l_4 = l_1 < l_1 / \text{DIN 24 960}$$

$$l_3 + l_2 < l_1 / \text{DIN 24 960}$$

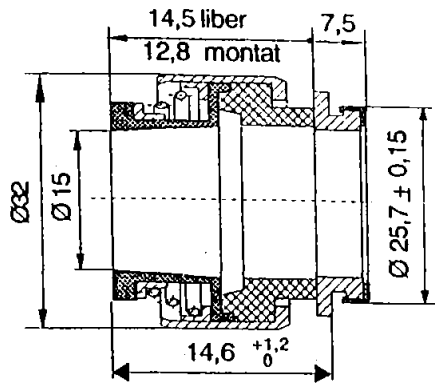
Dimensiunile notate cu * sunt conform DIN 24 960

l_4 cu etansare secundară IO

Dim. Nom.	d_1^* h8	d_{bmin}	d_3	d_4	d_6^* H11	d_7^* H8	d_8^*	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_{10}
010	10	20,5	22,5	24	17	21	3	6,6	14,5		1,5	4		9
012	12	22,5	25	26	19	23	3	6,6	15		1,5	4		9
014	14	26,5	28,5	30	21	25	3	6,6	17		1,5	4		9
015	15	26,5	28,5	30	21	25	3	6,6	17	7,6	1,5	4	15	9
016	16	26,5	28,5	30	23	27	3	6,6	17	8,6	1,5	4	17	9
018	18	29	32	33	27	33	3	7,5	19,5	10,1	2	5	17	10
019	19	29	32	33	27	33	3	7,5	19,5	10,1	2	5	17	10
020	20	33	37	38	29	35	3	7,5	21,5	10,1	2	5	17	10
022	22	33	37	38	31	37	3	7,5	21,5	10,1	2	5	17	10,5
024	24	38	42,5	44	33	39	3	7,5	22,5	10,1	2	5	17	10,5
025	25	38	42,5	44	34	40	3	7,5	23	10,1	2	5	17	10,5
028	28	44	49	50	37	43	3	7,5	26,5	10,2	2	5	17	10,5
030	30	44	49	50	39	45	3	7,5	26,5	10,2	2	5	17	10,5
032	32	46	53,5	55	42	48	3	7,5	27,5	10,2	2	5	17	10,5
033	33	46	53,5	55	42	48	3	7,5	27,5	10,2	2	5	17	10,5
035	35	50	57	59	44	50	3	7,5	28,5	10,2	2	5	17	10,5
038	38	53	59	61	49	56	4	9	30	11,2	2	6	18	11,5
040	40	55	62	64	51	58	4	9	30	11,2	2	6	18	11,5
043	43	58	65,5	67	54	61	4	9	30	11,2	2	6	18	11,5
045	45	60	68	70	56	63	4	9	30	11,2	2	6	18	11,5
048	48	63	70,5	74	59	66	4	9	30,5	11,2	2	6	18	11,5
050	50	65	72	77	62	70	4	9,5	30,5	13,25	2,5	6	20	11,5
053	53	70	78,5	81	65	73	4	11	33	13,25	2,5	6	20	14
055	55	72	81	83	67	75	4	11	35	13,25	2,5	6	20	14
058	58	75	82	88	70	78	4	11	37	13,25	2,5	6	20	14
060	60	79	88,5	91	72	80	4	11	38	13,3	2,5	6	20	14
065	65	84	93,5	96	77	85	4	11	40	13,3	2,5	6	20	14
068	68	88	96,5	100	81	90	4	11,3	40	15,3	2,5	7	22	14
070	70	90	99,5	103	83	92	4	11,3	40	15,4	2,5	7	22	14
075	75	95	107	110	88	97	4	11,3	40	15,4	2,5	7	22	14
080	80	100	112	116	95	105	4	12	40	15,9	3	7	22,5	15
085	85	107	120	124	100	110	4	14	41	15,9	3	7	22,5	17
090	90	114	127	131	105	115	4	14	45	15,9	3	7	22,5	17
095	95	119	132	136	110	120	4	14	46	15,9	3	7	22,5	17
100	100	124	137	140	115	125	4	14	47	15,9	3	7	22,5	17

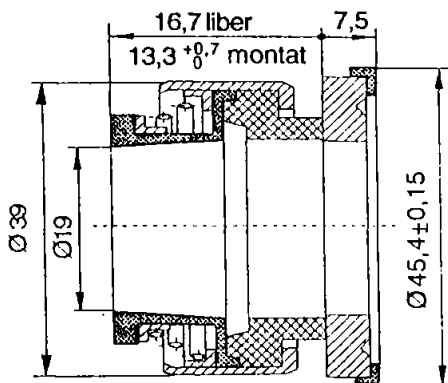
1996

Etanșări mecanice frontale cu burduf din cauciuc



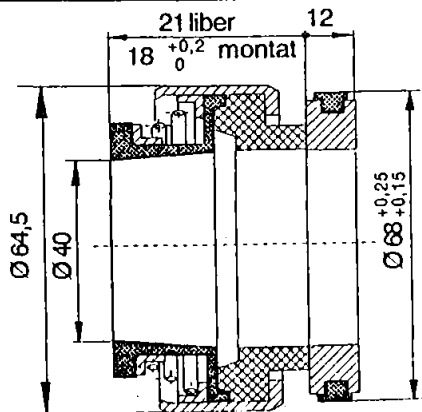
Tip EF 15x25,7x12,8

Domeniu de utilizare : Pompă lichid de răcire DACIA 1300
 Mediu : Apă industrială cu antigel
 Temperatura : -40 ... 120 °C
 Presiune : 0,25 ... 2 bar
 Turația : max. 7000 rot/min



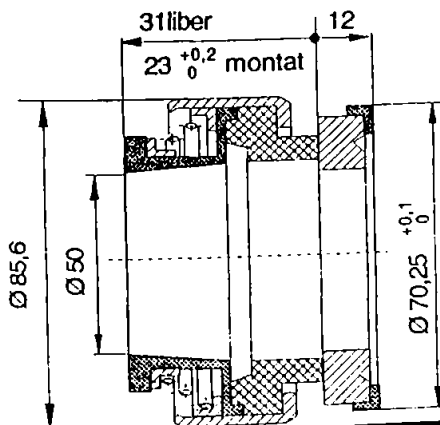
Tip EF 19x45,4x13,3

Domeniu de utilizare : Pompă lichid de răcire pentru motor MAN - SAVIEM internă
 Mediu : Apă industrială
 Temperatura : -40... + 130 °C
 Presiunea : 0,25 ... 2,5 bar
 Turația : max. 5000 rot/min



Tip EF 40x65x18

Domeniu de utilizare : Pompă lichid de răcire pentru motor Diesel, tracțiune feroviară
 Mediu : Apă industrială + antigel
 Temperatura : 5 ... 90 °C
 Presiune : 0,25 ... 2,5 bar
 Turația : max. 3500 rot/min



Tip EF 50x85x23

Domeniu de utilizare : Etanșare pompă lichid de răcire pentru motor Diesel "ALCO"
 Mediu : Apă industrială + antigel
 Temperatura : 5 ... 90 °C
 Presiune : 0,25 ... 3,5 bar
 Turația : max. 1750 rot/min



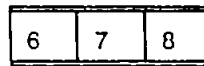
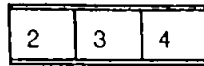
S.C. ROSEAL S.A.

RO - 4150 Odorheiu Secuiesc Romania
str. N. Bălcescu Nr. 5/A

Tel. 066 - 21 59 98 Telex: 67416 rseal
066 - 21 41 20 Fax: 066 - 21 59 12

Cont Lei Nr. 30.14.8.04.01.B.C.R. Filiala Odorheiu Secuiesc
Cont \$ Nr. 47.21.7.16.47.B.C.R. Filiala Odorheiu Secuiesc
Reg. Nr. J 19 PJ31/1991 - Reg. de Comert al jud. Harghita

Simbolizarea etanșărilor mecanice frontale



1 = variantă constructivă (lungime)

K = scurtă
N = normală
S = mai scurtă decât DIN 24960
O = altă lungime decât DIN 24960

2 = tip etanșare

1 = neechilibrată, interioară
2 = echilibrată, interioară
3 = neechilibrată, exterioară
4 = neechilibrată, interioară, cu carbură metalică
5 = echilibrată, interioară, cu carbură metalică
6 = neechilibrată, exterioară
7 = echilibrată, exterioară
8 = neechilibrată, interioară
9 = echilibrată, interioară

3 = tip inel fix

0 = FA
1 = FV
2 = FU
3 = FVA
4 = FL
5 = PA
6 = FN
7 = PA/1
8 = FN/1

4 = tip etanșare secundară

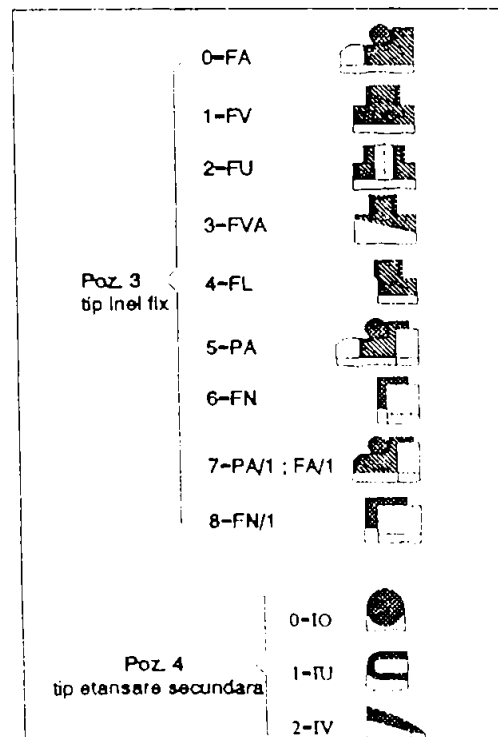
0 = IO
1 = IU
2 = IV
3 = Burduf cauciuc

5 = tip arc

M = multiarc
S = arc singular, indiferent de sensul de rotație a axului
R = arc singular, dependent de sensul de rotație; **dreapta**
L = arc singular, dependent de sensul de rotație; **stânga**

6,7,8 = dimensiunea nominală

9... = materiale



0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Metale și aliaje metalice	Hastelloy C	285	840	200000	0,3	225**	8,94	-	1285	11,3	(260)	12,6	(3256)	53%Ni; 19%Mo; 17%Cr; 6%Fe; 5%W
	Fontă cu crom	1000	520	203000	0,2	300**	7,53	-	1500	10,6	173	22	3838	30%Cr; 1%Mn; 1%Si; 1,2%C
	Cobalt	850	240	210000	0,3	125**	8,9	-	1495	12,3	67	69,2	4652	Turnat
	Fontă cenușie	700	200	90000 la 110000	0,25	150 la 220**	7,25	0	1400	10,0	150	46,5	6978	3,4%C; 2,2%Si; 0,5%Mn
	Crom		490	250000	0,3	180**	7,19	-	1800	6,2	220	67	14770	-
	Oțel	3500	1300	206000	0,3	64 la 67+	7,8	0	600	14,8	305	52,3	16049	Călit
	Molibden		700	330000	0,3	20 la 26+	10,2	-	550	4,85	325	128	41403	-
	Stealit	630	70	105000	0,3	7,5)	2,7	0,02	1000	8,2	325	2,5	139	MgOSiO ₂
	Magnezie		100	214000	0,36	-	3,5	-	2800	13,5	(57)	36	791	MgO
	Thorin	1500	84	147000	0,2	-	9,69	-	3300	9,2	22	10,5	547	ThO ₂
	Zirconiu	700	84	125000	0,35	8	3,7	0,02	1100	4,0	52	5	541	ZrO ₂ +SiO ₂
	Carbură de bor	2900	175	455000	0,2	2800)	2,51	-	2450)	4,5	(64)	25,9	(1663)	B ₄ C
	Carbură de siliciu	1050	125	480000	0,2	2500)	3,1	-	2400	3,9	(50)	100	(5001)	SiC
	Carbură de crom	2900	270	320000	0,3	86,5++	7,0	-	1000	9,0	70	(23,3)	(1628)	84%(Cr ₄ C, Cr ₇ C ₃ ,Cr ₃ C ₂ , 10%Ni; 1%Cu
Carburi metalice	Carbură de tungsten I	3500	1450	490000	0,3	83 la 84++)	13,0	0,1	600	9,0	240	(34,9)	(8374)	75%WC; 25%Co;
	Carbură de tungsten II	4200	1200	560000	0,25	86 la 87++)	14,1	0,1	600	6,8	230	(58,1)	13374	85%WC; 15%Co
	Carbură de tungsten III	5000	850	700000	0,21	91,5++	14,8	0,1 la 0,3	600	5,6	170	69,8	11630	93%WC; 7%Co

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Carburi metalice	Carbură de tungsten IV	4250	1050	620000	0,2	90++	14,8	0,1	600	4,9	255	81,4	20934	94%WC; 6%Ni
	Carbură de titan I	-	140	314000	0,3	2460	4,9	-	3140	7,4	43	25	1082	95,5%TiC;
	Carbură de titan II	3500	910	413000	0,2	89++	6,0	-	1000	9,5	175	30,2	5292	90%TiC; 10%Ni
	Carbură de titan III	(3000)	1050	287000	0,3	82,5++	6,3	-	1000	10,4	260	32,6	8489	70%TiC; 30%Ni
	Carbură de titan IV	3660	560	400000	(0,2)	-	5,8	-	1200	5,7	(187)	33,7	(6280)	70%TiC; 10%NbC; 20%Ni
Carbură de titan V	2500	1400	304000	(0,3)	87,5++	7,0	-	650	8,7	(3700)	52,3	(19422)	26%Ti; 7%C 2%Cr; 2%Mo călit	
Materiale plastice	Kel F	220 la 560	32 la 40	1580	(0,3 0	84)	2,1	0	150	50	(320)	0,0604	(19,3)	Politrufluor- etilenă
	(Nylon)	50 la 90	49 la 75	1800 la 2800	(0,3)	-	1,09 la 1,14	0	135 la 150	100 la 140	(130)	0,14 la 0,244	(25)	Prin proiectare
	Rășină fenolică	70 la 210	50 la 56	5200 la 7000	0,25	-	1,25 la 1,3	-	130	25 la 60	140	0,116 la 0,133	25	Fără adaos
	Rășină sintetică I	100 la 175	35 la 49	21000 la 35000	(0,25)	-	1,75 la 1,25	-	120 la 150	19 la 26	(50)	0,418 la 0,593	25,6	Rășină fenolică cu praf de rocă
	Insertie dură	100 la 210	23 la 63	6300 la 9100	(0,3)	-	1,36 la 1,45	-	120	10 la 40	(150)	0,163 la 0,29	34,9	Rășină fenolică cu insertie
	(Delrin)	-	70	3350	0,35	-	1,425	0	100	81	167	0,233	39	Rășină acetică

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Materiale plastice	Bachelită	100 la 145	28 la 50	7000 la 17500	0,25	-	1,52 la 2,0	-	175 la 230	15 la 40	87	0,337 la 0,674	44,2	Rășină fenolică cu pudră de azbest
	Cauciuc durificat	-	100 la 28	1050	(0,4)	-	1,3 la 1,82	0	100	54	180	0,29	52,3	Cu adaos grafitat
	Rășină sintetică II	100 la 150	15 la 40	7000 la 17000	(0,25)	-	1,6 la 1,9	-	130 la 160	15 la 30	(75)	0,465 la 1,163	(61,6)	Rășină fenolică cu azbest-grafit
	PTFE	-	41	350 la 1000	(0,5)	55 la 63	2,1 la 2,3	-	280	70	(410)	0,233	(95,4)	Politetrafluor-etilenă
	Carbon sintetic I	160	21	17500	0,25	65	2,0	0,2	170	13,5	66	2,33	153,5	Carbon cu liant rășină sintetică
	Carbon sintetic II	168	2,3	13200	0,25	65	2,8	0	170	20,0	(65)	2,9	(190)	Carbon cu liant rășină sintetică cu metal alb
	Carbon II	210	44	12000	0,2	85	1,8	4,3	300	4,3	690	10,5	7210	Impreg. rășină sintetică
	Carbon I	270	56	22000	0,2	90	1,8	2,0	320	4,0	520	11,6	6047	Impreg. rășină sintetică
	Carbon III	310	49	18000	0,2	84	2,35	0,5	350	5,3	410	13,4	5466	Impreg. antimoniu
	Carbon IV	336	36	16000	(0,2)	75	2,5	2,0	280	6,6	(273)	34,9	(9537)	Impregnat Pb-Cu
Carbon V	350	21	13500	(0,2)	85	2,4	4,0	350	4,82	(260)	39,5	(10234)	Impregnat Ag	
Carbon VI	235	53	26000	0,2	93	1,73	0,3	370	2,16	750	23,3	17445	Impreg. rășină sintetică	
Grafit I	125	16	7000	0,22	65	1,65	14	540	4,9	362	53,5	19422	Impregnat pe sare	
Materiale carbo-grafice														

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Mat. carbo-grafit.	Grafit II	100	15	10000	0,22	65)	1,85	1,0	365	5,25	235	53,5	24656	Impreg. rășină sintetică
	Grafit III	127	19	11500	0,2	72)	1,85	0,25	370	5,2	260	104,7	26749	Impreg. rășină sintetică
	Grafit IV	71	14,5	13000	0,18	60)	1,83	0,3	180	3,5	250	103,5	29075	Impreg. rășină sintetică
	Grafit V	56	14	5600	0,22	50)	1,66	10,0	520	4,5	520	116,3	30238	Fără impregnare
	Grafit VI	140	20	10000	0,22	70)	1,8	7,0	340	2,0	780	69,8	54661	Impreg. rășină sintetică
	Sticlă cuarț	-	110	73500	0,15	800)	2,6	0,5	1723	0,5	2550	1,6	4070	SiO ₂
Mater. ceramice	Alumină I	1680	125	223000	0,27	9)	3,4	0	1400	5,5	74	13,2	977	85% Al ₂ O ₃
	Alumină II	2800	175	390000	0,3	9)	3,7	0	1550	5,8	54	18,8	1018	96% Al ₂ O ₃
	Alumină III	2100	240	350000	0,2	9)	3,9	0	1725	6,0	92	29	2675	99% Al ₂ O ₃
	Ceramică metalică I	770	147	260000	0,2	37+)	5,9	-	-	8,0	56	29	1628	77% Cr.
	Ceramică metalică II	1680	210	266000	0,3	50+)	6,0	-	1300)	7,5	78	33,7	2616	23% Al ₂ O ₃ 59% Cr, 19% Al ₂ O ₃ , 20% TiO

*) Valorile dintre paranteze sunt apropiate

) Unitate Shore

) Unitate scleroscop

) Început de fluaj

+) Unitate de duritate Rockwell

**) Unitate duritate Brinell

) Punct de topire

) Duritate Mohs

) Unitate duritate Knoop

++) Unitate duritate Rockwell A



S.C. ROSEAL S.A.

RO - 4150 Odorheiu Secuiesc Romania
str. N. Bălcescu Nr. 5/A

Tel. 066 - 21 59 98 Telex: 67416 rseal
066 - 21 41 20 Fax: 066 - 21 59 12

Cont Lei Nr. 30.14.8.04.01.B.C.R. Filiala Odorheiu Secuiesc
Cont \$ Nr. 47.21.7.16.47.B.C.R. Filiala Odorheiu Secuiesc
Reg. Nr. J 19 PJ31/1991 - Reg. de Comert al jud. Harghita

Materiale carbografite pentru aplicații mecanice

Generalități

S.C. ROSEAL S.A. din Odorheiu Secuiesc produce semifabricate din materiale carbografite care sunt utilizate la realizarea unor reperi care funcționează în condiții speciale ca:

- regim de frecare uscată sau mixtă
- în contact cu medii corozive
- solicitări mecanice ridicate

Principalele aplicații mecanice pentru materialele carbografite sunt :

- inele de frecare pentru etanșări mecanice
- inele de frecare pentru alimentatoare axiale
- inele pentru etanșări radiale cu sau fără contact
- inele și cuzineți pentru lagăre radiale și axiale
- palete pentru pompe și compresoare volumice rotative

Tipuri de materiale carbografite elaborate

Simbol	Rezistență la încovoiere	Rezistență la compresiune	Modul de elasticitate	Duritate	Densitate aparentă	Porozitate	Coef. de dilat. termică	Coef de cond. termică	Tip material
	σ_t	σ_c	E	HB	ρ		$\alpha \times 10^4$	λ	
	[N/mm ²]	[N/mm ²]	[N/m ²]	5/62,5	[g/cm ³]	%	[1/K]	[W/mK]	
B1	22	50	20000	19	1,65	<1	15 ÷ 20	2 ÷ 5	legat cu rășină
B4	25	35		25	2,05	<1			legat cu rășină și adaos de plumb
B13	30	65		29	1,55	20			copt neimpregnat
B14	35	135	14000	40	1,7	3,5	3 ÷ 4	5	copt, impregnat cu rășină

Datele din tabel sunt valori medii.

Anexa 5. Metode de calcul pentru probleme neliniare utilizate în simularea pe calculator a funcționării etanșărilor frontale prin metoda elementului finit (FEM)

Extinderea folosirii metodei elementului finit-FEM¹-ca instrument eficient de analiză a comportării structurilor din punct de vedere mecanic și termic a derivat din faptul că aceasta furnizează o soluție aproximativă unei probleme exacte.

FEM este de preferat soluțiilor analitice prezentate anterior, exacte matematic, dar deformate ca fenomen de aproximări numeroase și simpliste.

Metodele clasice de lucru indiferent că servesc pentru dimensionare sau verificare, sînt urmate de serii complexe de încercări asupra prototipurilor sau seriei zero necesitînd standuri costisitoare și o echipă specializată de tehnicieni.

Alternativa oferită de FEM este în acest caz tentantă: este necesar un singur prototip, care poate fi construit și la scară, pe criterii de similitudine sau, niciunul, în cazul abordării teoretice a întregii probleme. În general la elaborarea modelului pentru calculul de rezistență al unei structuri trebuie să se aibă în vedere *aspectele* următoare:

- ◆ solicitarea este statică sau dinamică [B4, G1, G3, F1, S13, Z1]
- ◆ există câmpuri de temperaturi variabile sau staționare,
- ◆ apar neliniarități sau
- ◆ dacă există pericolul pierderii stabilității formei inițiale de echilibru.

Etanșările frontale de diferite tipuri constituie părți critice în funcționarea mașinilor.

Problemele de contact sînt **neliniare** chiar dacă frecarea se neglijează, deoarece suprafața de contact reală depinde de forța aplicată. Prin urmare studiul funcționării etanșărilor frontale se încadrează în grupul problemelor neliniare.

¹FEM-Finite element method

(A 5.2)

Principalele **categorii de probleme pentru care trebuie utilizate modelele neliniare de calcul** în regim static sau dinamic de solicitare [C13] (dacă se exclud materialele și structurile compozite) sunt:

- ◆ **materiale care "nu ascultă de Legea lui Hooke"** adică materiale a căror curbă caracteristică nu are o zonă în care dependența $\sigma - \varepsilon$ (sau $\tau - \gamma$) să poată fi considerată liniară; ca în cazul fontelor, al unor aliaje neferoase, al maselor plastice etc.;
- ◆ **probleme la care solicitările sînt mari și în unele zone se produc deformații elasto-plastice**; ca în cazul concentratorilor de tensiuni, ale problemelor de contact de suprafață liniar sau punctual, ale unor procese tehnologice. În cazul particular al comportării unei structuri înaintea ruperii etc.;
- ◆ **structuri cu deplasări mari, acestea putînd fi însoțite sau nu și de deformații plastice** ca în cazul unor structuri flexibile formate din bare sau plăci, al proceselor de post flambaj.

Din punct de vedere al modelelor de calcul problemele neliniare se împart în următoarele clase:

a. Probleme cu neliniaritate de material.

Modelul consideră o dependență între tensiuni și deformații mai complexă decît legea lui Hooke, determinată de configurația curbei caracteristice a materialului.

Se presupune că deformațiile se produc peste limita de curgere, motiv pentru care aceste modele se mai numesc și *postcurgere*.

Deformațiile plastice care se produc pot rămîne relativ mici sau oricît de mari.

b. Probleme cu neliniaritate geometrică.

Modelele din această clasă au în vedere producerea unor deplasări mari în procesul de deformație materialul comportîndu-se liniar.

Relațiile dintre deformații și deplasări devin neliniare și pot avea abateri mari de la dependența liniară precum și relațiile dintre sarcini și deplasări (pentru întreaga structură).

c. Probleme cu neliniaritate generală

Este cazul în care neliniaritățile sînt atît fizice (de material) cît și geometrice.

d. Probleme ale contactului de suprafață

În problemele de contact porțiuni ale unei structuri pot avea "buzunare" care se pot deschide, închide sau/și aluneca

(A 5.3)

relativ. Astfel condițiile la limita suprafețelor se pot modifica în timpul analizei.

Este cazul cuplei inelare de frecare care alcătuiesc etanșarea primară a unei etanșări frontale.

Pentru fiecare din categoriile de modele pot fi introduse proprietăți de vâscoelasticitate sau vâscoplasticitate care au în vedere variația în timp a caracteristicilor elastice sau plastice ale materialului.

Metodele de calcul utilizate pentru rezolvarea problemelor neliniare ale mecanicii structurilor se clasifică în metode directe și metode îndirecte de calcul.

◆ **Metodele directe de calcul** sînt analitice sau numerice, exacte sau aproximative, elaborate pentru subclase restrînse de aplicații delimitate de ipoteze specifice restrictive.

◆ **Metodele îndirecte de calcul** sînt numerice și se bazează pe principiul că un caz/aplicație neliniară poate fi aproximată printr-o succesiune de probleme elementare liniare. Avantajele acestor metode și modele sînt: generalitatea, simplitatea, posibilitatea implementării pe calculator și posibilitatea evaluării ordinului de mărime al erorii soluției aproximative. Principalul dezavantaj al metodelor îndirecte constă în volumul mare de calcule, acesta fiind practic compensat de performanțele spectaculoase ale mijloacelor actuale de calcul.

Aproape toate aplicațiile din mecanică și din alte domenii ale fizicii satisfac ecuațiile diferențiale:

$$\begin{aligned} L_1(u) + b &= 0 && \text{în domeniul } \Omega \\ L_2(u) + q &= 0 && \text{pe frontiera } S \end{aligned} \quad 1.$$

unde L_1, L_2 sînt operatori, b și q funcții vectoriale cunoscute, iar u funcția vectorială necunoscută.

Soluția u se aproximează cu ajutorul funcțiilor liniar independente N_i și a coeficienților necunoscuți u_i în forma:

$$u \approx \hat{u} = \sum_{i=1}^n u_i N_i \quad 2.$$

Ecuațiile algebrice de aproximație sînt obținute prin considerarea formelor rezidului ponderat (forme slabe) sau variaționale:

(A 5.4)

$$\int_{\Omega} w_j^t (L_1 u + b) d\Omega + \int_S \bar{w}_j^t (L_2 u + q) dS = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad 3.$$

unde w_j, \bar{w}_j sînt funcții de ponderare.

În mod evident există multe posibilități pentru alegerea funcțiilor N_j (denumite în metoda elementelor finite și funcții de formă) și a funcțiilor de ponderare.

De aceea este necesar să se impună anumite restricții (completitudine și integrabilitate) pentru definirea lor dacă se cere obținerea unei convergențe și aproximări mai bune.

Aproximările cu folosirea funcțiilor pondere au fost propuse și utilizate prima oară de Galerkin care recomandă alegerea funcțiilor de ponderare sub forma $w_j = N_j$. Această alegere, numită uneori **metoda Galerkin a elementelor finite** este optimă în orice sens pentru probleme autoadjuncte, dar nu este adevărată în sens general.

Aproximarea 2.48 transformă problema pusă în sistemul de ecuații algebrice:

$$P(u_i) = f \quad 4.$$

sau în cazul sistemelor liniare în:

$$Ku = f \quad 5.$$

Metoda diferențelor finite este un caz particular al relației 4 în care funcția pondere este luată funcția Dirac. În această metodă cerințele de continuitate ale funcției de aproximare sînt relaxate.

Principalele trăsături ale acestei metode sînt următoarele:

- ◆ rețelele sînt regulate, cu excepția cazului cînd se transformă întregul domeniu;
 - ◆ nu necesită asamblarea ecuațiilor;
 - ◆ satisfacerea ecuațiilor numai în puncte discrete permite introducerea neliniarităților;
 - ◆ sistemele de ecuații sînt adesea nesimetrice (cu excepția formulării energetice care conduce la metoda elementelor finite).
- Din acest motiv se utilizează rezolvări iterative.

FEM este un caz particular al relației 4 în care funcțiile de aproximare sînt folosite astfel încît α reprezintă în mod obișnuit (dar nu întotdeauna) valorile locale ale funcției u .

(A 5.5)

Prin aceasta rezultă un sistem de ecuații de formă bandă ușor de rezolvat.

Proprietățile integralelor:

$$\int_{\Omega} (\quad) d\Omega = \sum_e \int_{\Omega_e} (\quad) d\Omega; \quad \int_S (\quad) dS = \sum_e \int_{S_e} (\quad) dS; \quad \Omega = \sum_e \Omega_e, \quad S = \sum_e S_e$$

6.

asigură că "elementele" se tratează în mod analog ca "elemente structurale discrete" și sînt asamblate în mod similar.

Acest proces de asamblare este caracteristic tuturor programelor de calcul cu elemente finite.

Principalele **trăsături ale FEM** sînt următoarele:

- studiul domeniilor neomogene prin considerarea separată a elementelor finite respective;
- încorporarea naturală a condițiilor de contur;
- introducerea comportării neliniare a elementului;
- necesitatea asamblărilor finale;
- aproximarea ecuațiilor prin "mediere" și nu printr-un procedeu discontinuu "punctual".

Metoda elementelor de frontieră este limitată în alegerea "funcțiilor de formă" la acelea care satisfac operatorul diferențial în interiorul domeniului.

Metoda își are originea în fizica matematică, în aplicațiile privitoare la rezolvarea ecuațiilor integrale, a integralei de frontieră, a singularității și metoda funcției Green.

În relația 4 se consideră operatorul liniar L_1 , din 1 în forma omogenă și se alege N_i , astfel încît

$$L_1(N_i) \equiv 0 \quad 7.$$

Atunci funcția de aproximare u satisface ecuația diferențială iar 4 se reduce la o integrală pe frontieră:

$$\int_S \bar{w}_j^T (L_2 u + q) dS = 0 \quad 8.$$

În acest mod se micșorează dimensiunea problemei, deoarece se consideră numai frontiera domeniului.

Se pot utiliza diferite funcții de ponderare necesare pentru colocație ca în metoda Galerkin.

(A 5.6)

Pentru construcția sistemului de ecuații algebrice liniare din 5, care nu are niciodată o structură de bandă, se aplică procedeele cunoscute din FEM.

Folosirea soluțiilor care satisfac condițiile de contur este naturală în această metodă, avantaj care este utilizat frecvent.

Posibilitatea limitată a determinării funcțiilor Green ca și rezolvarea mai dificilă a integralelor singulare care conțin aceste funcții reprezintă unele dificultăți ale metodei.

Principalele **trăsături ale metodei elementelor de frontieră** sunt următoarele:

- ◆ sistemul de ecuații este complet (nu are matrice rară), dar are o mărime mult mai mică decât în celelalte metode datorită micșorării dimensiunii problemei;
- ◆ pentru o precizie dată se cere un număr mai mic de variabile și de integrale de evaluat, datorită discretizării numai a conturului domeniului;
- ◆ neliniaritățile domeniului pot fi tratate folosind metoda Newton-Raphson modificată și se cere reintroducerea integralelor de domeniu într-o formă mai simplă decât în FEM;
- ◆ singularitățile (probleme de concentrări de tensiuni, fisuri, etc.) și frontierele infinite (semispațiile sau spațiile elastice infinite) sînt tratate "natural" prin introducerea soluțiilor exacte;
- ◆ sistemul de ecuații este în general nesimetric dacă se utilizează colocația conturului, dar poate fi făcut simetric cu un timp de calcul crescut;
- ◆ determinarea stării de tensiuni pe întregul domeniu conduce la creșterea costului.
- ◆ problemele bi- și tridimensionale se reduc respectiv la probleme uni- și bidimensionale;

Metodele diferențelor finite și a elementelor finite au suferit generalizări în sensul unei unificări. Introducerea elementelor infinite pentru studiul semispațiilor și spațiilor elastice infinite a condus la încorporarea avantajelor metodei elementelor de frontieră în FEM.

Metodele numerice menționate nu se exclud, ci se completează reciproc și se cuplează între ele.

Așa cum rezultă din fig. 1 metoda multirețele generalizează metodele numerice provenite prin discretizare.

Principiul ei constă în următoarele:

- ◆ aproximațiile cu erori netede se obțin cu eficiență prin aplicarea metodelor de relaxare.
- ◆ corelația aproximărilor se poate efectua prin rețele grosiere. Această idee se utilizează recursiv, conducând la metode iterative optime în sens asimptotic.

Dacă metoda multirețele este combinată cu iterația rețelei (folosirea unei rețele grosiere la obținerea unei bune aproximări inițiale pe rețea fină), o algoritmizare corespunzătoare conduce la metode pentru care efortul de calcul cerut pentru o discretizare precisă este proporțional cu numărul de necunoscute discrete.

Principala caracteristică a iterației metodei multirețele este rapida convergență, care nu se modifică atunci când discretizarea este rafinată, în timp ce metodele iterative clasice converg lent cu descreșterea pasului rețelei.

Metoda multirețele nu are și suportul fizic al FEM sau elementelor de frontieră care adesea pleacă de la principiile variaționale ale mecanicii sau, respectiv, de la funcțiile de influență.

În continuare se prezintă câteva modele pentru calculul problemelor neliniare, cu referiri la aplicabilitatea metodelor indirecte cuplate cu metoda deplasărilor formulată matriceal și cu FEM și anume:

- ◆ modelul cu tensiuni inițiale;
- ◆ modelul incremental;
- ◆ modelul iterativ și
- ◆ modele mixte.

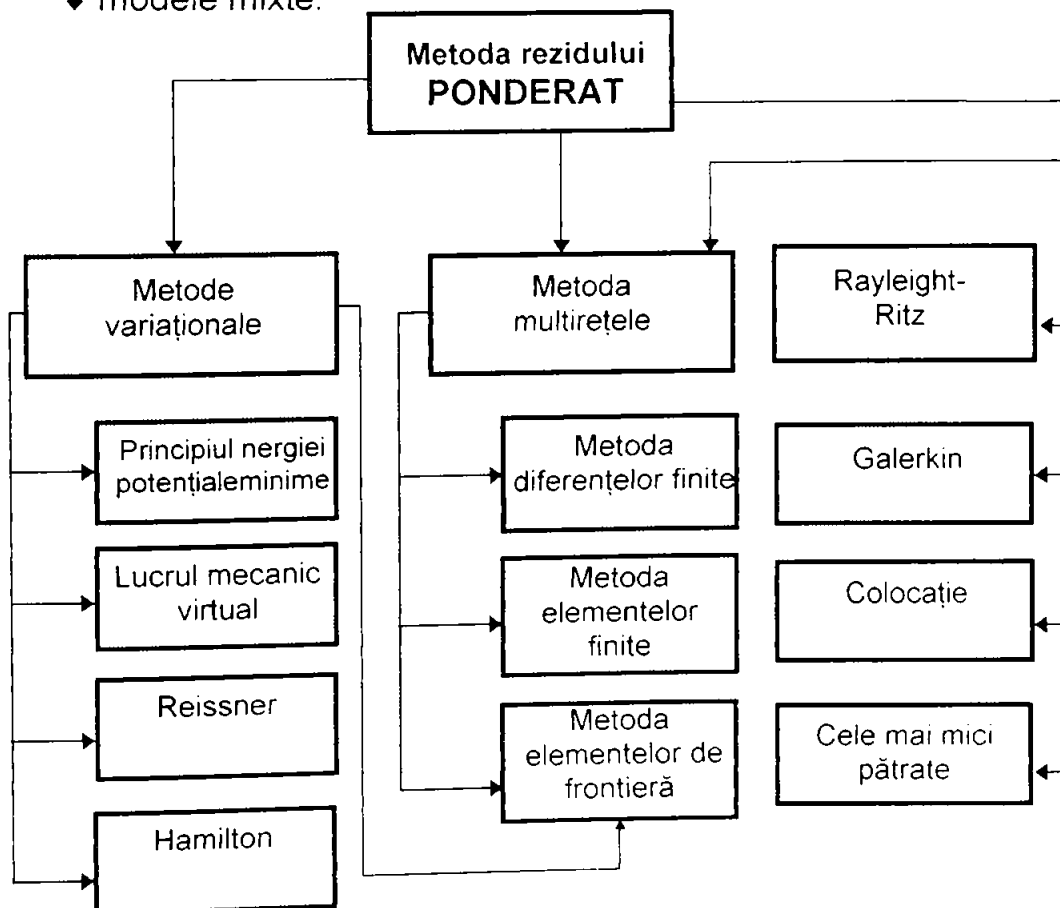


Figura 1

(A 5.8)

- Modelul de calcul cu tensiuni inițiale.

Tensiunile inițiale într-o structură deformabilă pot apărea ca urmare a unor sarcini inițiale (provenite de exemplu din greutatea proprie, din unele procese tehnologice, din variații ale temperaturii, etc.)

De asemenea, într-un proces de calcul se poate considera că starea de tensiuni precedentă reprezintă o stare de "tensiuni inițiale" față de starea de tensiuni actuală. Tensiunilor inițiale le corespunde un câmp de deformații inițiale al căror tensor este notat $\{\varepsilon_0\}$. Pentru o problemă liniară, tensorul tensiunilor $\{\sigma\}$ corespunzătoare deformațiilor elastice efective $\{\varepsilon^e\}$ se obține avînd în vedere diferența dintre deformațiile totale $\{\varepsilon\}$ și deformațiile inițiale $\{\varepsilon_0\}$ adică:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon^e\} = [D] \cdot (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) \quad 9.$$

unde $[D]$ reprezintă matricea de elasticitate care pentru materiale omogene și izotrope este de forma:

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1-2\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1-2\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1-2\nu \\ & & & & & & 2 \\ & & & & & & 2 \end{bmatrix}$$

în care: ν reprezintă coeficientul lui Poisson;
 E -modulul de elasticitate Young.

Contribuția deformațiilor inițiale la ecuațiile de echilibru este dată de prezența unui termen suplimentar $\{R_0\}$ al sarcinilor $\{R\}$, și care se numește sarcină adițională sau sarcină de corecție cu care ecuațiile de echilibru devin:

$$\{R\} + \{R_0\} = [k] \cdot \{u\} \quad 10.$$

semnificația notațiilor fiind:

$[k]$ -matricea de rigiditate a unui element finit;

$\{u\}$ -vectorul deplasărilor nodale;
 $\{R\}; \{R_0\}$ -vectori ai forțelor nodale.

- Modelul incremental (*pas cu pas*)

Se acceptă ipoteza că în relația:

$$\{R\} = [k]\{u\} \quad 11.$$

neliniaritatea provine din matricea de rigiditate $[k]$, care este o funcție neliniară de proprietățile materialului definite prin matricea de elasticitate $[D(\sigma)]$.

Ideea de bază a modelului incremental constă în divizarea sarcinii în mai multe sarcini mici, creșteri sau incremente, care pot fi egale sau inegale. Sarcina se consideră crescătoare în timp, iar în cursul aplicării fiecărui increment se presupune că ecuațiile rămân liniare. Aceasta înseamnă că matricea de rigiditate $\{k\}$ se consideră constantă în decursul fiecărui pas, dar poate fi diferită de la un pas la altul.

Soluția pentru fiecare creștere a sarcinii se obține sub forma unui increment al deplasărilor $\{u\}$, prin cumulara cărora se obține fiecare stadiu al încărcării. Procesul se continuă până se aplică toată sarcina.

În cazul cel mai general, starea de referință a structurii poate fi definită de sarcinile inițiale $\{R_0\}$ și deplasările inițiale $\{u_0\}$, pentru care structura se află în echilibru. Dacă sarcina totală se divide în m pași atunci sarcina efectivă totală este:

$$\{R\} = \{R_0\} + \sum_{j=1}^m \{\Delta R_j\} \quad 12.$$

În care notația Δ arată un increment finit. după aplicarea incrementului i , sarcina este:

$$\{R_j\} = \{R_0\} + \sum_{j=1}^i \{\Delta R_j\} \quad 13.$$

cu precizarea că $\{R_m\} = \{R\}$.

Se procedează analog pentru deplasări și deci:

$$\{u_i\} = \{u_0\} + \sum_{j=1}^i \{\Delta u_j\} \quad 14.$$

pentru calculul incrementului deplasărilor se utilizează valoarea matricei de rigiditate $[k]$ determinată pentru sfârșitul pasului anterior adică:

$$[k_{i-1}]\{\Delta u_i\} = \{\Delta R_i\}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, m \quad 15.$$

în care se are în vedere că $[k_{i-1}] = [k_{i-1}(\{u_{i-1}\}, \{R_{i-1}\})]$ iar $[k_0]$ reprezintă valoarea inițială a rigidității (calculată pentru constantele materialului, obținute pe curba caracteristică, pentru începutul încărcării).

Schema de calcul pentru modelul incremental se prezintă în fig. 2

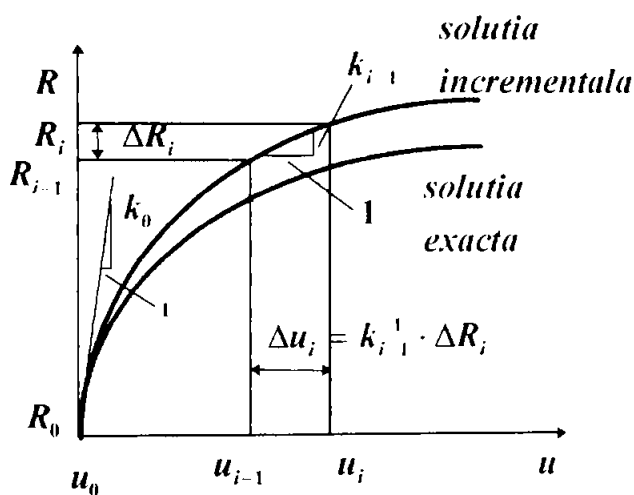


Fig. 2.

deplasărilor.

Procesul se repetă pînă cînd ecuațiile de echilibru sunt satisfăcute într-o măsură acceptabilă.

În esență, modelul iterativ constă în corecții succesive ale soluției, pînă cînd ecuațiile de echilibru sînt satisfăcute pentru sarcina totală $\{R\}$. dacă, în cazul general, există sarcinile inițiale $\{R_0\}$ și deplasările $\{u_0\}$, pentru ciclul i al procesului iterativ sarcina este:

$$\{R_i\} = \{R\} - \{R_{e,i-1}\} \quad 16.$$

- Modelul iterativ

Structura se consideră încărcată cu întreaga sarcină la fiecare iterație, ecuațiile de echilibru nefiind satisfăcute deoarece se consideră o valoare aproximativă, constantă, a matricei de rigiditate.

După fiecare iterație se calculează cota parte din sarcina totală care nu satisface condițiile de echilibru, aceasta fiind utilizată la iterația următoare pentru a determina o creștere adițională a

(A 5.11)

în care $\{R\}$ este sarcina totală și $\{R_{e,i-1}\}$ sarcina aflată în echilibru după pasul anterior. incrementul deplasărilor pentru pasul i este:

$$[k^{(i)}] \cdot \{\Delta u_i\} = \{R_i\} \quad 17.$$

iar deplasarea totală după iterația i :

$$\{u_i\} = \{u_0\} + \sum_{j=1}^i \{\Delta u_j\} \quad 18.$$

În final se calculează sarcina $\{R_{e,i}\}$ necesară să mențină

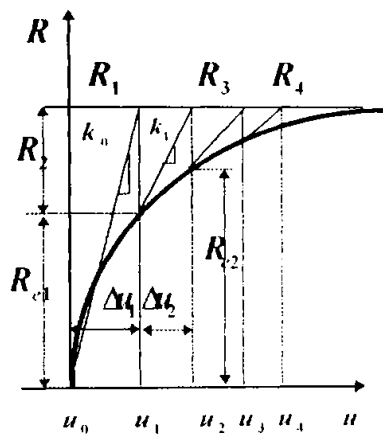


Fig. 3.

deplasările $\{u_i\}$. procesul iterativ se continuă pînă incrementele deplasărilor $\{\Delta u_i\}$ sau forțele $\{R_i\}$ care nu satisfac ecuațiile de echilibru devin nule sau suficient de mici (fig.3). matricea de rigiditate $[k^{(i)}]$ din relația 17 se determină de obicei pentru pasul anterior, în punctul $\{u_{i-1}\}, \{R_{i-1}\}$, adică $[k^{(i)}] = [k_{i-1}]$ iar $[k_0]$ corespunde stării inițiale a structurii, definite prin valorile $\{u_0\}, \{R_0\}$.

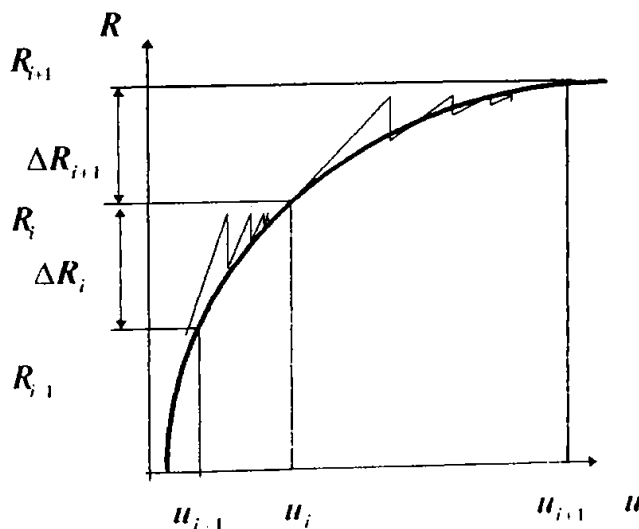


Fig.4.

- Modele mixte

Aceste modele se mai numesc și **iterative în pași** și reprezintă diverse combinații între modelele iterative și cele incrementale.

În fig. 4 se prezintă schema unui model mixt la care sarcina se aplică incremental, iar după fiecare increment se fac iterații succesive. Un astfel de model este mai exact decât cele prezentate anterior.

Concluzii

- ◆ Modelul de calcul **incremental** are ca avantaj principal generalitatea; este aplicabil în toate tipurile de neliniarități și permite obținerea unei imagini complete a dependenței sarcină-deformație, deoarece se obțin rezultate intermediare, pentru fiecare treaptă a încărcării.
- ◆ Modelul **iterativ** de calcul face analiza comportării structurii numai din câteva încercări dar nu poate fi aplicat problemelor dinamice, sistemelor histeretice și neconservative.
Deplasările, tensiunile și deformațiile se obțin numai pentru sarcina totală, adică nu se obțin informații pentru valori intermediare ale încărcării.
- ◆ Modelele **mixte** combină avantajele modelului iterativ și ale celui incremental, tinzând să elimine dezavantajele fiecăruia.

Date fiind concluziile de mai sus rezultă că modelul mixt se pretează cel mai bine pentru modelarea comportării etanșărilor frontale astfel încât utilizarea acestuia a fost aplicată prin intermediul programului de calcul prin element finit MSC²/NASTRAN³ for WINDOWS⁴ în această teză.

²The MacNeal-Schwendler Corporation

³Registered trademark of the National Aeronautics and Space Administration

⁴Licensed version of FEMAP from Enterprise Software Products, Inc. copyrighted by Microsoft Corporation, IBM registered trademark of International Business Machines Corporation

testo

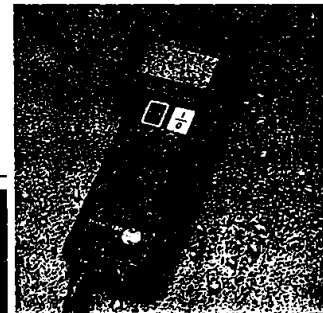
ANEXA 6 (A6.1)

223

Electronic measurement
of physical and chemical values

testo 720

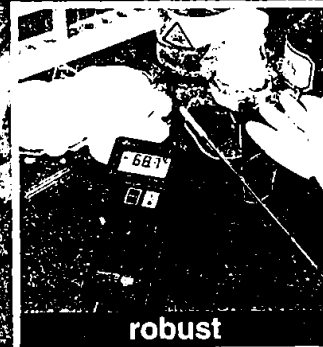
**Pt100 digital thermometer
from the Compact Class
Range - 100 °C to + 800 °C**



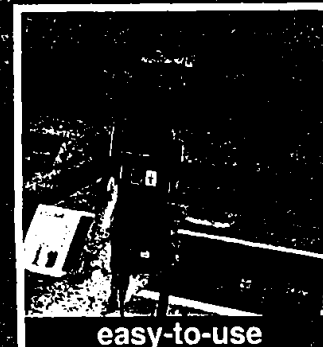
water resistant (IP 54)



compact



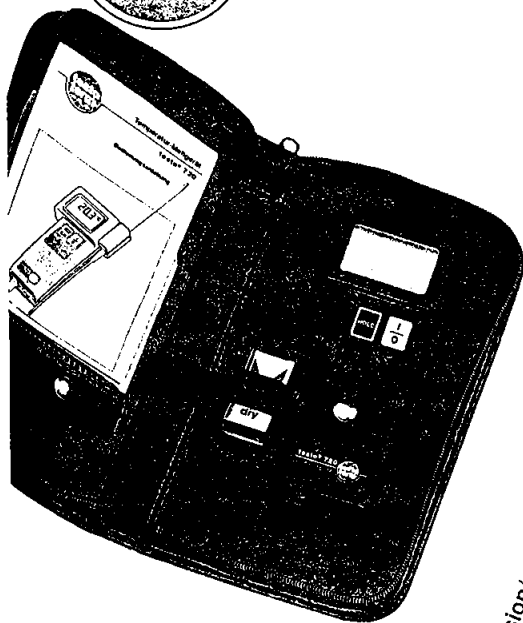
robust



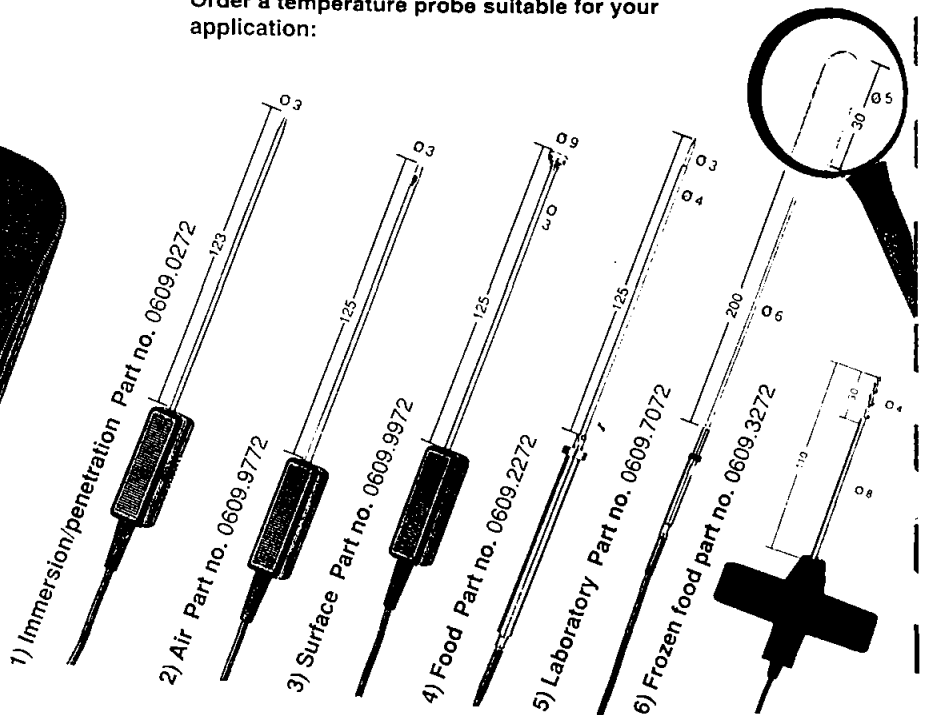
easy-to-use

0981.0964/ve/S/10.93

BUPT



Order a temperature probe suitable for your application:



testo 720 instrument, instruction manual, battery Part no. 0560.7204

Technical data

- Input:** 4 wire Pt100 sensor
- Meas. range:** - 100 to + 800 °C
- Instrument accuracy:** (± 1 digit) ± 0.2 °C (- 100 to + 199.9 °C) ± 0.2 % m.v. (+ 200 to + 800 °C)
- System accuracy** (measured with immersion/penetration probe): better ± 0.5 °C (- 100 to + 100 °C) better ± 0.5 % m.v. (+ 100 to + 800 °C)
- Resolution:** 0.1 °C
resolution automatically changes from 1/10 °C to 1 °C (from + 200 °C)
- Display:** 13mm high characters
- Features:** °C / °F
Auto switch off (after 14 minutes)
Low batt. warning
- Battery type:** PP3 (9V)
- Battery life:** > 100 hours (alkali-manganese)

Description of instrument

testo 720: The accurate, Pt100 measuring instrument with 4-wire sensor technology. Due to its rugged, water resistant design, large display and extensive measuring range, **testo 720** is the ideal instrument for everyday measurements in industry. The newly-developed glass-coated laboratory probe with replaceable glass tube can be used for applications in aggressive atmospheres.

Applications

- Measurements in aggressive environments with the glass-coated laboratory probe
- Controlled measurements in the food industry
- Material and testing laboratories
- Quality control in all areas of industry
- Temperature measurement in frozen food

Ordering data

Description

- testo 720, instruction manual, battery
- testo 720, case, instruction manual, battery
- 9 V rech. battery for testo 720
- Recharger for external recharging of battery
- Carrying case
- Spare glass tube for laboratory probe

Part no.

- 0560.7204
- 0560.7205
- 0515.0025
- 0554.0025
- 0516.0180
- 0554.7072

Available ex-stock from:

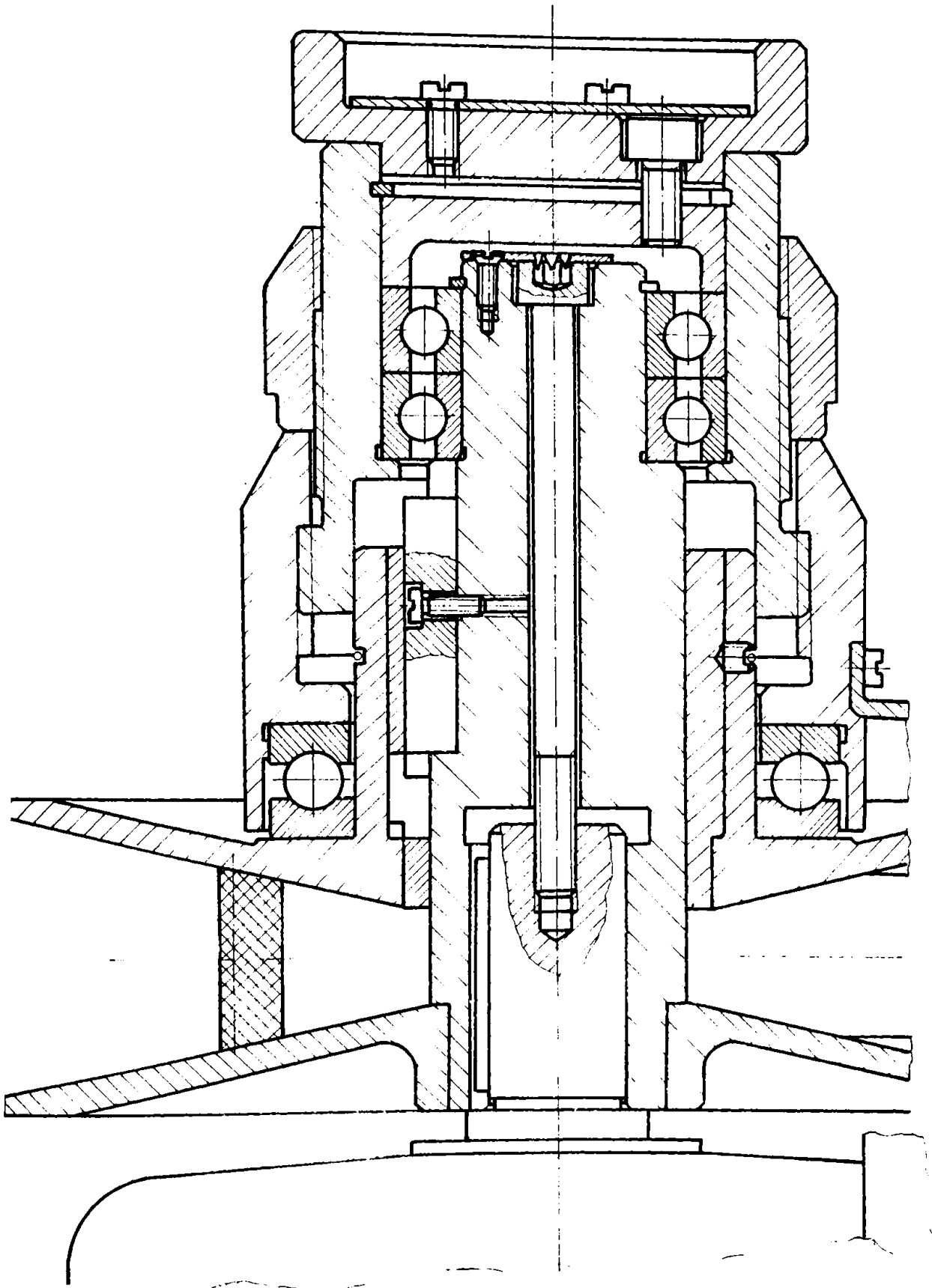
Technical data probes

acc. to DIN IEC 751 class A (Pos. 3 class B)

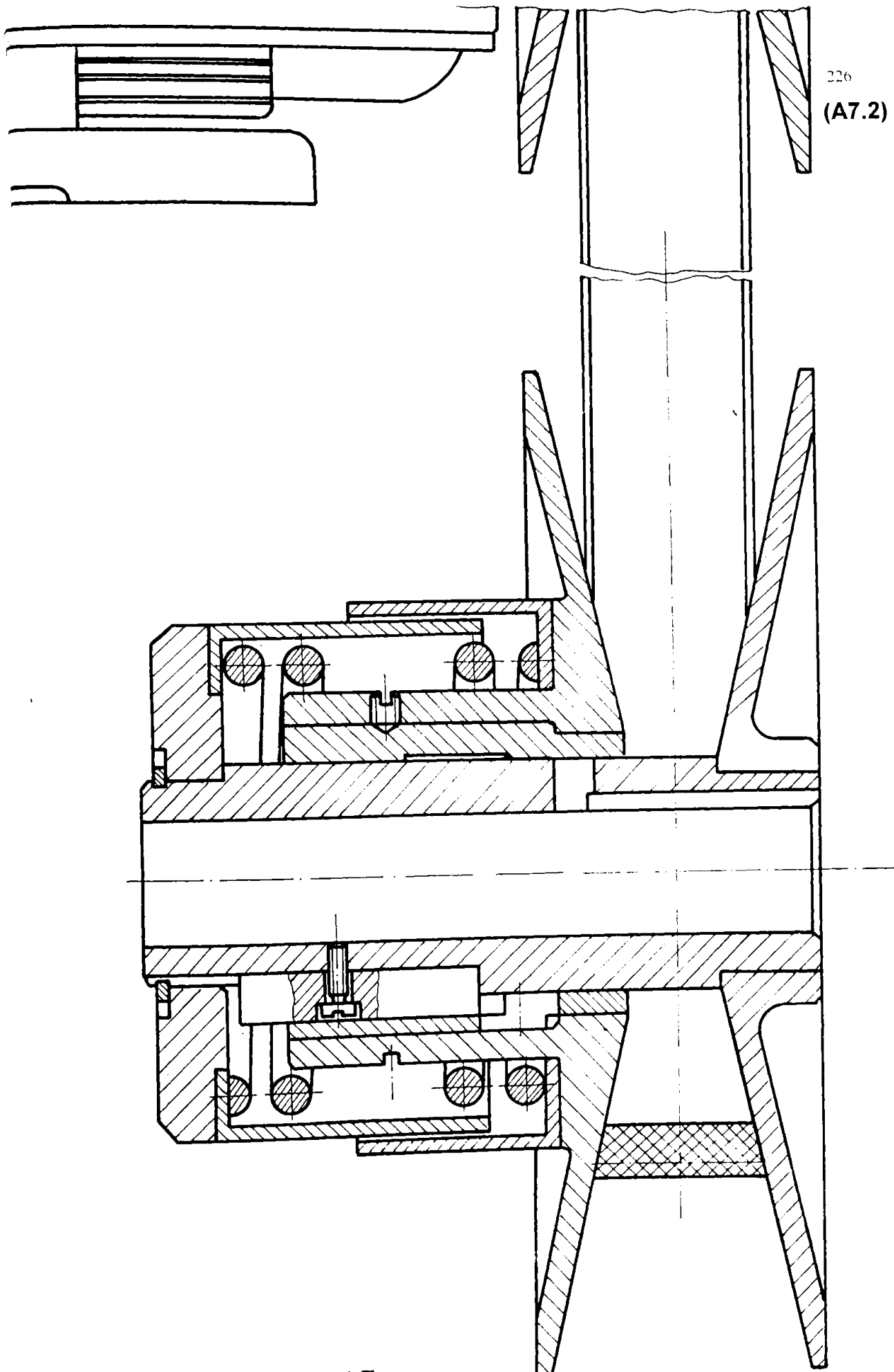
Measuring range	Response time (t ₉₉)
1) - 50 to + 400 °C	6 sec.
2) - 50 to + 400 °C	20 sec.
3) - 50 to + 400 °C	25 sec.
4) - 50 to + 400 °C	10 sec.
5) - 50 to + 400 °C	40 sec.
without protective glass	6 sec.
6) - 50 to + 400 °C	8 sec.

Subject to change without prior notice. Warranty: 12 months

ANEXA 7 (A7.1)



DISC COMANDAT



1000 AUTOMAT