

CERCETĂRI ASUPRA RIGIDITĂȚII UNEI MAȘINI PENTRU ÎNCERCĂRI DE CONDUCTORI ȘI CABLURI CU LUNGIMI DE PESTE 10M

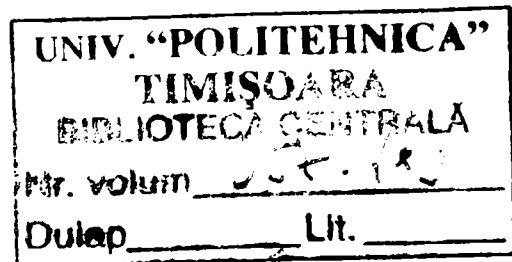
Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. GHEORGHE CORNEA

Conducător științific :
Referenți științifici :

Prof.dr.ing. IOAN DUMITRU
Prof.dr.ing. VASILE NĂSTĂSESCU
Prof.dr.ing. IOAN NICOARĂ
Prof.dr.ing. NICUȘOR AMARIEI

Ziua susținerii tezei: 09.05.2008



Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2008

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

CUVÂNT ÎNAINTE

Colaborarea tehnico științifică dintre Catedra de Rezistența Materialelor din Facultatea de Mecanică a Universității "Politehnica" Timișoara și Direcția Regională de Metrologie Legală Timișoara a fost marcată pe parcursul anilor printr-o serie de realizări demne de subliniat.

Evoluția acestei colaborări a trecut prin mai multe etape pornind de la obișnuitele verificări metrologice ale unor mașini ; trecând prin realizarea unor calcule de sarcină și ajungând astăzi la realizarea acestei teze de doctorat.

De la bun început țin să subliniez că momentul intrării în cadrul Direcției Regionale de Metrologie Legală din Timișoara (D.R.M.L.T.) a marcat o cotitură în viața mea. Având funcția de director am căutat ca pe lângă problemele de management specifice instituției să mă implic direct într-o serie de cercetări cu aspect teoretic și experimental cu care se confruntă laboratorul de forțe al D.R.M.L.T.

Cu această ocazie am putut să remarc un domeniu de cercetare cu perspective în viitor, respectiv cel privind studiul rigidității mașinilor orizontale de tracțiune cu lungimi mari folosite la încercările de conductori și cabluri.

O asemenea mașină, de fapt singura din țară și puținele din Europa, a fost realizată de Catedra de Rezistența Materialelor din Facultatea de Mecanică a U.P. Timișoara, M.O.T. 2500KN/13m, care a făcut pe parcursul anilor obiectul unor verificări metrologice asupra celulelor de sarcină.

Întâlnirile repetate cu Dl.prof.univ.dr.ing. **Ion DUMITRU** și încurajările acestuia mi-au dat încredere și siguranță pentru abordarea, printr-o teză de doctorat a stărilor de tensiune și deformațiile întregii instalații. Scopul lucrării a fost ca în urma acestui studiu, respectiv printr-o serie de modificări, M.O.T. 2500KN/13m să se poată încadra în clasa I-a de precizie în conformitate cu cerințele impuse de normele internaționale.

Faptul că prin teza de doctorat am reușit să valorificăm la cel mai înalt nivel un echipament executat integral în concepție românească reprezintă principala contribuție a lucrării.

Față de cele de mai sus aduc sincere mulțumiri conducătorului de doctorat Prof.univ.dr.ing. **Ion DUMITRU**, care a contribuit la formarea mea atât profesională cât și științifică.

Mulțumesc deasemenea D-lui Prof.univ.dr.ing. **IACOBESCU Fănel**, Directorul general al Biroului de Metrologie Legală care prin atitudinea Domniei sale m-a încurajat, m-a susținut științific și moral și mi-a creat toate posibilitățile pentru a finaliza teza de doctorat .

În egală măsură mulțumesc colegilor de la Catedra de Rezistența Materialelor a Facultății de Mecanică din U.P.T. care m-au sprijinit direct sau indirect la efectuarea unor măsurători și a unor calcule cu aplicarea metodei elementelor finite.

Sincere mulțumiri colegilor din cadrul Biroului de Metrologie Legală Timișoara pe care i-am simțit permanent alături de mine pe toată perioada desfășurării activității la doctorat.

În încheiere mulțumesc familiei mele care m-a sprijinit moral și m-a înțeles în momentele mele grele care au apărut în decursul elaborării tezei de doctorat.

Timișoara 2008

Ing. **Cornea Gheorghe**

Cornea, Gheorghe

Cercetări asupra rigidității unei mașini pentru încercări de conductori și cabluri cu lungimi de peste 10m

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 25, Editura Politehnica, 2008, 164 pagini, 90 figuri, 19 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-635-6

Cuvinte cheie: încercări, rigiditate, etalon, conductori, cabluri.

Rezumat:

În conformitate cu normele internaționale se impune să se utilizeze mașini și echipamente atestate metrologic, în cazul încercărilor unor elemente flexibile (cabluri, conductori, frânghii, ancore, lanțuri etc.)

Particularitățile încercărilor la tracțiune pe elemente flexibile constau în primul rând în faptul că probele se efectuează pe epruvete cu lungimi mari care în unele situații depășesc 10m.

Folosindu-se lungimi mari ale epruvetelor dau posibilitatea unor verificări mult mai concludente asupra prezenței unor defecte de material sau anumite defecte legate de construcția elementelor flexibile.

Prezenta teză își propune să prezinte o analiză teoretică și experimentală a stării de tensiune și rigiditate ale sistemului de acționare și fixare a elementelor flexibile la o mașină de încercat la tracțiune MOT 2500 KN/13m, construită în cadrul Laboratorului de Rezistența Materialelor din cadrul Universității "Politehnica" Timișoara.

CUPRINS

Cap. I	INTRODUCERE	8
I.1.	Necesitatea și importanța temei.....	8
I.2.	Cuprinsul comentat al lucrării.....	9
Cap.II	STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND EVALUAREA CARACTERISTICILOR FIZICO-MECANICE ALE CONDUCTORILOR ȘI CABLURILOR	16
II.1.	Particularități ale mașinilor de încercat la tracțiune a conductorilor și cablurilor.....	16
II.2.	Cercetări privind determinarea caracteristicilor de rezistență și deformabilitate ale conductorilor din Al și OL-Al.....	20
II.2.1.	Factorii care influențează caracteristicile mecanice ale conductorilor din Al și OL-Al.....	20
II.2.2.	Încercarea la tracțiune a conductorilor în conformi- tate cu Normele Europene : EN 50182/2001; IEC 61089 și SRCEI 1089.....	23
II.2.2.1.	Considerații privind determinarea forței la rupere nominală (FRN) a unui conductor...	23
II.2.2.2.	Condițiile impuse probelor folosite la încercarea de tracțiune a conductorilor.....	23
II.2.2.3.	Trasarea diagramei tensiune-deformație în conformitate cu Normele Europene.....	24
II.2.2.4.	Trasarea curbei tensiune-deformație în conformitate cu ASG Rev.1999 (Aluminum Association Guide).....	25
II.2.3.	Analiza rezultatelor experimentale obținute în urma încercărilor la tracțiune a unor conductori și cabluri în conformitate cu Normele Europene și ASG Rev.1999...	25
II.2.3.1.	Considerații asupra unor rezultate obținute la încercarea conductorilor OL-Al 50/30 și OL-Al 500/65.....	25
II.2.3.2.	Curbele tensiune deformație ale conducto-rului din OL-Al 477 Kemil, 3M...	29
II.3.	Particularități privind încercarea la tracțiune a cablurilor din oțel.....	31
II.3.1.	Considerații generale.....	31
II.3.2.	Încercarea la tracțiune a cablurilor întregi din oțel.....	31
II.3.3.	Contribuții privind metodică încercărilor la tracțiune a inimilor din oțel.....	34
II.3.4.	Rezultate experimentale obținute în urma încercărilor la tracțiune a unor inimi de oțel ale conductorilor din OL-Al.....	34
	Concluzii.....	36

Cap.III	STABILIREA CARACTERISTICILOR METROLOGICE ALE M.O.T.2500kn/13m.....	37
III.1.	Condiții tehnice impuse mașinilor pentru încercări de cabluri și conductori.....	37
III.2.	Simboluri și definiții pentru verificarea sistemului de măsurare a forțelor de la MOT 2500KN/13m.....	39
III.3.	Erori tolerate pentru atestarea clasei de precizie a MOT 2500KN/13m.....	40
III.4.	Clasele de precizie ale mașinilor de încercat la tracțiune a materialelor	43
III.5.	Domenii de măsurare ale forțelor la MOT 2500KN/13m.....	44
III.6.	Evaluarea caracteristicilor metrologice ale MOT 2500KN/13m Etapa I.....	48
	Concluzii.....	48
Cap. IV	CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE ASUPRA TRADUCTORILOR DE FORȚĂ FOLOSIȚI LA MOT 2500KN/13m.....	51
IV.1.	Tipuri de elemente elastice folosite la construcția traductorilor de forță. Montajul și aplicarea traductorilor rezistivi.....	51
IV.2.	Materiale folosite pentru construcția elementelor elastice.....	54
IV.3.	Expresiile deformațiilor specifice și ale săgeților pentru unele elemente elastice uzuale.....	56
IV.4.	Alegerea formei optime a unui element elastic.....	59
IV.5.	Cercetări teoretice și experimentale asupra elementului cilindric cu pereți subțiri solicitat la compresiune.....	62
	IV.5.1. Stabilirea ecuație de echilibru a unei suprafețe subțiri având curbura mică în condițiile unor deplasări mari.....	62
	IV.5.2. Stabilitatea unei suprafețe cilindrice supusă la compresiune de-a lungul unei generatoare.....	69
IV.6.	Realizarea practică a elementelor elastice pentru măsurarea forțelor cuprinse între 10KN și 2500KN.....	73
IV.7.	Amplasarea traductorilor de forță pe M.O.T. 2500KN/13m.....	75
	Concluzii.....	77
Cap.V	CERCETĂRI TEORETICE ASUPRA RIGIDITĂȚII M.O.T. 2500KN/13m.....	78
V.1.	Considerații generale.....	78
V.2.	Modificări ale M.O.T. 2500KN/13m pentru analiza teoretică și experimentală a rigidității ansamblului cărucioare-sistemele de preluare și transmitere a forței.....	79
V.3.	Definirea complianței elastice aparente.....	82
V.4.	Determinarea complianței elastice aparente pe baza răspunsului ansamblului epruveta-mașina de încercat la tracțiune.....	83
V.5.	Contribuții teoretice asupra determinării complianței M.O.T. 2500KN/13m folosind o epruvetă cu rigiditate mare.....	85
V.6.	Cercetări asupra stării de tensiune din longeroanele M.O.T. 2500KN/13m în zona de contact cu rolele cărucioarelor.....	96

V.7.	Unele considerații asupra coeficientului de frecare prin rostogolire a rotelor cărucioarelor M.O.T. 2500KN/13m.....	101
	Concluzii.....	104
Cap.VI	CONTRIBUȚII ASUPRA UNOR MODELE REOLOGICE CARE IAU ÎN CONSIDERARE RELAXAREA ȘI FLUAJUL PENTRU DURATE SCURTE DE TIMP APLICABILE LA M.O.T. 2500KN/13m.....	106
VI.1.	Considerații generale asupra relaxării tensiunilor.....	106
VI.2.	Modele reologice care iau în considerare relaxarea tensiunilor.....	107
VI.3.	Cercetări asupra unui model reologic aplicabil la încercările conductorilor din OL-Al pe M.O.T. 2500KN/13m.....	109
VI.4.	Analiza fenomenului de fluaj în cazul M.O.T. 2500KN/13m adaptată pentru etalonare.....	114
	Concluzii.....	115
Cap.VII	STUDIUL EXPERIMENTAL AL RIGIDITĂȚII M.O.T. 2500KN/13m.....	117
VII.1.	Contribuții privind adaptarea M.O.T. 2500KN/13m pentru analiza metrologică.....	117
VII.2.	Sistemul de achiziție și prelucrare a datelor experimentale.....	119
VII.3.	Rezultate experimentale obținute în urma etalonării traductorilor de forță și a M.O.T. 2500KN/13m Etapa II.....	121
VII.4.	Cercetări asupra stabilității forței la M.O.T. 2500KN/13m pentru durate scurte de timp.....	126
VII.5.	Cercetări asupra stabilității forței la M.O.T. 2500KN/13m pentru durate lungi de timp.....	140
VII.6.	Determinarea experimentală a complianței elastice aparente pentru M.O.T. 2500KN/13m.....	145
Cap.VIII	PRINCIPALELE CONTRIBUȚII. CONCLUZII GENERALE. PERSPECTIVE DE VIITOR ASUPRA TEMATICII ABORDATE.....	148
VIII.1	Principalele contribuții.....	148
VIII.2	Concluzii generale supra lucrării.....	150
VIII.3	Perspectivă de viitor privind tematica abordată.....	151
BIBLIOGRAFIE.....		152

I. INTRODUCERE

I.1. Necesitatea și importanța temei

Evaluarea caracteristicilor fizico-mecanice ale unor elemente flexibile (cabluri, conductori, frânghii, ancore, lanțuri, etc.) în conformitate cu normele internaționale impun utilizarea unor echipamente atestate metrologic, care trebuie să se încadreze în anumite clase de precizie. Chiar în cazul încercărilor de tracțiune pe mașinile obișnuite în foarte puține situații se dau indicații asupra complianței instalației de încercare, astfel că încadrarea într-o anumită clasă de precizie se bazează numai pe verificarea metrologică a sistemelor de măsurare a forțelor.

Particularitățile încercărilor la tracțiune pe elemente flexibile constau în primul rând în faptul că acestea se efectuează pe probe cu lungimi mari care în unele situații depășesc 10m.

Asemenea lungimi mari ale epruvetelor dau posibilitatea unor verificări mult mai concludente asupra prezenței anumitor defecte de material sau anumite defecte legate de construcția elementelor flexibile. Cu cât lungimile de testare sunt mai mari cu atât mai mult crește posibilitatea evidențierii unor asemenea defecte.

Faptul că la asemenea încercări se folosesc epruvete cu baze tensometrice foarte mari impun ca și instalațiile utilizate să satisfacă anumite condiții privind rigiditatea acestora cu referire directă la complianța aparentă. La încercările pe elemente flexibile cu lungimi foarte mari evident că și deformațiile acestora vor fi ridicate și deci complianța aparentă a echipamentelor folosite la încercări influențează direct rezultatele obținute.

Pe baza celor de mai sus prezenta teză de doctorat își propune să prezinte o analiză teoretică și experimentală a stărilor de tensiuni și rigidități ale sistemului de acționare și fixare a elementelor flexibile de la o mașină de încercat la tracțiune M.O.T. 2500KN/13m construită în cadrul Laboratorului de Rezistența Materialelor din cadrul Universității "Politehnica" Timișoara.

Această instalație este singura din țară și printre puținele din Europa pe care se pot face testări în conformitate cu normele internaționale, a unor elemente flexibile cu lungiri de până la 13m în condițiile unei sarcini maxime de 2500KN.

Scopul lucrării, a constat în primul rând într-o verificare metrologică amănunțită folosind cele mai moderne echipamente pentru măsurători de forțe, deplasări, deformații și tensiuni a M.O.T. 2500KN/13m fără anumite modificări constructive. În al doilea rând pe baza acestor rezultate s-a putut trece la unele modificări constructive respectiv consolidări sau creșteri de rigiditate în anumite zone, astfel încât mașina să se poată încadra într-o clasă de precizie superioară, în conformitate cu cerințele OIML R65 sau compatibile cu ISO 7500-1:1999.

Problema are și o finalitate practică întrucât încercările la tracțiune conductorilor și cablurilor sunt foarte mult solicitate de către o serie de beneficiari din țară și străinătate.

Trebuie menționat că exportul conductorilor produși la noi în țară de către S.C. IPROE Bistrița și S.C. Prysmian Cabluri și Sisteme Slatina, s-a bazat și se bazează pe testele "Stress-strain" și rupere totală efectuate pe această instalație. Asemenea teste s-a efectuat pentru o serie de beneficiari din : Ungaria, Arabia Saudită, Brazilia, Polonia, Iran, Irak, etc.

Studiile teoretice și experimentale vor permite în viitor o evaluare a caracteristicilor mecanice ale conductorilor și cablurilor testate pe lungimi de peste 10m, folosind M.O.T. 2500KN/13m în condițiile celor mai pretențioase și restrictive norme de siguranță și fiabilitate.

În același timp se vor extinde și posibilitățile testării și a altor elemente flexibile : ancore, frânghii, ochetii în conformitate cu normele sau standardele interne și internaționale.

I.2. Cuprinsul comentat al lucrării

Lucrarea de doctorat a fost structurată în opt capitole după cum urmează :

- Cap.I. Introducere ;
- Cap.II. Stadiul actual al cercetărilor privind caracteristicile fizico-mecanice ale conductorilor și cablurilor ;
- Cap.III. Stabilirea caracteristicilor metrologice ale M.O.T. 2500KN/13m, (etapa I) ;
- Cap.IV. Cercetări teoretice și experimentale asupra traductorilor de forță folosită la M.O.T. 2500KN/13m ;
- Cap.V. Cercetări teoretice asupra rigidității M.O.T. 2500KN/13m ;
- Cap.VI. Contribuții asupra unor modele reologice care iau în considerare relaxarea și fluajul pentru durate de timp aplicabile la M.O.T. 2500KN/13m ;
- Cap.VII. Studiul experimental al rigidității M.O.T. 2500KN/13m ;
- Cap.VIII. Concluzii generale. Contribuțiile autorului. Perspective privind extinderea cercetărilor în viitor ;

Bibliografie

În cadrul capitolului II , primul paragraf prezintă unele particularități ale mașinilor de încercat la tracțiune a conductorilor și cablurilor. Autorul tezei pune un accent deosebit pe șase condiții care se impun acestor mașini, fapt ce evidențiază existența anumitor caracteristici distincte față de mașinile universale pentru încercări la tracțiune.

Pe baza studiului bibliografic s-au analizat trei tipuri de mașini și anume : o mașină folosită în Europa la care lungimea conductorului încercat este de aproximativ 3m, o mașină folosită în S.U.A. (Georgia, Inst. Of Techn.) cu lungimi ale conductorului de 5,5m și M.O.T. 2500KN/13m, care face obiectul cercetării acestei lucrări.

Dintre acestea se distinge M.O.T. 2500KN/13m prin forța dezvoltată și prin lungimile mari ale conductorilor care pot fi testați pe un asemenea echipament.

Pe baza celor de mai sus se trece la o analiză aprofundată asupra caracteristicilor de rezistență și rigiditate specifice conductorilor din Al și OL-Al. Înainte de a expune aceste caracteristici, autorul prezintă, pe baza celor mai noi surse bibliografice, factorii care influențează caracteristicile mecanice ale conductorilor. Se iau astfel în discuție principalele încărcări provenite din acțiunea

vântului, a greutateii proprii și a depunerilor de chiciură, precum și cele provenite din întinderea conductorului.

Toate acestea atrag atenția asupra importanței evaluării cât mai corecte a caracteristicilor conductorilor din Al și OL-Al în condițiile respectării normelor europene, respective : EN 50182/2001, IEC 61089 și SR CEI 1089.

Pornind de la condițiile care se impun epruvetelor, se definesc în primul rând forțele la rupere nominale ale conductorilor din Al, OL și OL-Al.

O atenție deosebită se acordă trasării diagramei "Stress-Strain" sau diagrama tensiune (σ) - deformație (ϵ), care are o cu totul altă semnificație față de curba caracteristică σ - ϵ obținută în mod obișnuit printr-o încercare la tracțiune.

Diagrama din figura II.6 prezintă pentru prima dată sub o formă sugestivă metodică trasării diagramei σ - ϵ pentru un conductor în conformitate cu normele europene. Pentru comparație în figura II.7 este prezentată schema încercării la tracțiune pentru trasarea diagramei σ - ϵ în conformitate cu A.S.G. Rev.1999 (Aluminium Association Guide) care se aplică în S.U.A.

Pe baza normelor europene și americane se prezintă deasemeni pentru prima dată o analiza critică în urma căreia rezultă o serie de concluzii și propuneri ale autorului tezei de doctorat.

Aceste propuneri și concluzii sunt evidențiate pe baza rezultatelor experimentale obținute la încercarea conductorilor : OL-Al 50/30 și OL-Al 500/65 în conformitate cu EN 50182/2001 și a conductorului OL-Al Kmil 3M în conformitate cu ASG Rev.1999.

S-a evidențiat că pentru conductori OL-Al 50/30 și OL-Al 500/65 dependența σ - ϵ se exprimă printr-o parabolă de ordinul trei în timp ce descărcările sunt liniare.

Ultimul paragraf al capitolului II prezintă unele particularități privind încercările la tracțiune a cablurilor din oțel care deasemenea sunt testate pe M.O.T. 2500KN/13m.

În acest context se prezintă condițiile care trebuie respectate precum și modul de determinare a forței la rupere și a alungirii la rupere. O categorie aparte de cabluri o reprezintă inimile din oțel ale conductorilor, ale căror particularități privind metodică încercării la tracțiune este analizată de paragraful II.3.3.

Studiile experimentale efectuate în Laboratorul de conductori și cabluri al Universității "Politehnica" din Timișoara au condus la elaborarea unei propuneri pentru modificarea normei EN 50182 în ce privește modul de testare a inimilor din oțel care au o rigiditate mare.

Capitolul III. Abordează o problemă extrem de importantă în contextul lucrării și anume caracteristicile metrologice care trebuie îndeplinite pentru atestarea într-o clasă de precizie a M.O.T. 2500KN/13m.

Inițial, pe baza standardelor și a normelor în vigoare se prezintă o serie de condiții tehnice care se impun mașinilor pentru încercări la tracțiune a conductorilor și cablurilor.

În paragraful III.1 sunt prezentate simbolurile și definițiile pentru verificarea sistemelor de măsurare ale forței cu aplicabilitate directă și la M.O.T. 2500KN/13m. Acestea au avut la bază cele mai importante norme și standarde în vigoare cum ar fi : NML 1-08-97, SR-EN 10002-2 : 1995, ISO 7500-1 : 1999 ; OIML Recomandation Internationale Nr.65, ASTM E 469-90.

Cu această ocazie sunt analizate erorile tolerate pentru atestarea clasei de precizie a unei mașini de tracțiune și anume : eroarea relativă de justete sau acuratețe, eroarea relativă de repetabilitate, eroarea relativă de reversibilitate,

rezoluția indicatorului de forță al mașinii de încercat, eroarea relativă a aparatului indicator, eroarea relativă de zero.

Pe baza celor de mai sus sunt expuse apoi clasele de precizie ale mașinilor de încercat la tracțiune în care se încadrează și M.O.T. 2500KN/13m.

Ca o contribuție se poate aminti stabilirea domeniilor de măsurare ale forțelor la M.O.T. 2500KN/13m pornind de la prescripțiile normei EN 50182-2001 care reglementează caracteristicile conductorilor din Al și OL-Al, respectiv forțele la rupere nominală. Pe această bază s-au definit o serie de domenii prioritare și anume : (0-10)KN; (0-50)KN, (0-100)KN, (0-150)KN, (0-200)KN, (0-250)KN și (0-300)KN.

Ultimul paragraf al lucrării conține rezultatele obținute în prima etapă de analiză metrologică a M.O.T. 2500KN/13m care s-a axat pe verificarea în primul rand a traductorilor de forță produși de I.N.M. Laborator Timișoara în colaborare cu Catedra de Rezistența Materialelor din cadrul Universității "Politehnica" Timișoara.

Instrumentul etalon a fost de fabricație VEB Kraufmessgeräte iar aparatele de măsurare ale forței folosite pe M.O.T. 2500KN/13m au fost compensatorul cu indicare analogică și apoi compensatorul cu indicare numerică (compensator digital) ambele fiind produse de Intreprinderea Nicolina Iași.

Analizând rezultatele obținute în prima etapă a etalonării M.O.T. 2500KN/13m s-a evidențiat în primul rand comportarea perfect liniară a traductorilor de forță precum și posibilitatea încadrării mașinii în clasa 1 de precizie pentru domenii mai mari de 50KN.

Capitolul IV. Cuprinde un riguros studiu teoretic și experimental asupra traductorilor de forță care în ultimii ani au căpătat o largă extindere în ce privește utilizarea lor la mașinile pentru încercări de materiale.

În primul paragraf al capitolului IV se face o analiză critică a tipurilor de elemente elastice folosite la construcția traductorilor de forță subliniindu-se o serie de avantaje și dezavantaje. Acest paragraf se încheie cu prezentarea montajului în punte a patru traductori rezistivi, care constituie cazul cel mai întâlnit. Urmărind fluxul forței aplicate pe un element elastic de tip bară solicitată la întindere se indică deformațiile măsurate pe direcția longitudinală și transversală.

Înainte de a intra într-o serie de detalii cum ar fi forma optimă, se analizează materialele folosite în construcția elementelor elastice cu referire directă la oțelurile pe bază de mangan și siliciu, respectiv aliajul din bronz cu beriliu, care asigură în general limite de proporționalitate foarte ridicate.

De un real folos pentru cei interesați în realizarea unui traductor de forță, sunt expresiile deformațiilor și ale săgeților pentru elementele elastice uzuale. Din acest punct de vedere paragraful IV.3 prezintă sub o formă sintetică două dintre elementele de bază care constau în alegerea unui element elastic, respectiv tensiunile și deformațiile. Paragraful IV.4 abordează o problemă extrem de importantă și anume alegerea formei optime a unui element elastic. În acest context se face apel la un studiu experimental fotoelastic pe un inel dintr-un material optic activ (fig. IV.1). Pe baza acestui studiu sunt analizate două zone caracterizate prin deformații ridicate pe care pot fi amplasați traductorii rezistivi cu aceeași bază tensometrică (fig. IV.5)

Fiecare traductor integrează deformațiile de pe lungimea sa iar semnalele sunt aceleași cu toate că densitățile franjelor sunt diferite. Densitatea mai ridicată a franjelor constituie un impediment în sensul că în acele zone pot să apară fisuri de oboseală.

Capitolul IV se continuă cu o serie de cercetări asupra unui element elastic de tip cilindric cu pereți subțiri solicitat la compresiune. Acest element se pretează cel mai bine pentru amplasarea pe M.O.T. 2500KN/13m.

Autorul prezintă un studiu teoretic pentru stabilirea ecuației de echilibru a unei suprafețe subțiri având curbura mică în condițiile unor deplasări mari. Pornind de la condițiile de echilibru static a unui element infinit mic decupat dintr-un element tubular și luând în considerare și aspectele geometrice și fizice se obțin ecuațiile diferențiale în deformațiile φ și w care caracterizează stabilitatea unei suprafețe subțiri.

Particularizând aceste ecuații pentru cazul unui tub cu pereți subțiri solicitat la compresiune s-a obținut condiția de stabilitate pe baza căruia s-a efectuat calculul acestui element elastic.

În finalul capitolului se prezintă modul de realizare practică a unor traductori de forță folosind elemente elastice de tipul unor tuburi cu pereți subțiri solicitați la compresiune pentru forțe cuprinse între 10KN și 2500KN.

Ultimul paragraf al capitolului IV analizează modul de amplasare a acestor traductori de forță pe longeronul I al M.O.T. 2500KN/13m.

Capitolul V al tezei de doctorat cuprinde în principal mai multe contribuții asupra studiului teoretic al rigidității unei mașini de tracțiune cu o lungime de peste 10m. Inițial se face o prezentare generală asupra deplasărilor și deformațiilor structurii de rezistență cu ansamblele de transmitere și preluare a sarcinilor asupra deformațiilor conductorilor și cablurilor.

Pe această bază sunt expuse modificările constructive care au fost efectuate pentru analiza teoretică și experimentală a rigidității M.O.T. 2500KN/13m.

Toate modificările efectuate au fost concepute și realizate de autorul tezei de doctorat. Aceste modificări cuprinzând integral sistemele de prindere și fixare a barei de etalonare precum și elementele de transmitere a sarcinii au trebuit înlocuite întrucât nu satisfăceau condiția de rigiditate.

Calculule efectuate au arătat că tensiunile din noile elemente de îmbinare sunt foarte mici și deci nu se impune o analiză a solicitărilor care apar în acestea.

Paragraful V.3 definește complianța elastică aparentă pe baza căreia se face apoi analiza teoretică a rigidității M.O.T. 2500KN/13m. Inițial se face o prezentare a modului de determinare a complianței elastice aparente pe baza răspunsului epruvetă-mașină de încercat. Conform acestei metode, complianța elastică aparentă se calculează pe baza vitezei de lungire a probei în domeniile elastic și plastic.

În paragraful V.5 autorul propune o metodă nouă bazată pe folosirea unei bare etalon care reprezintă de fapt o epruvetă cu rigiditate foarte mare.

Conform acestei metode rigiditatea este determinată numai de deformațiile structurii de rezistență a mașinii, a cărucioarelor și sistemelor de transmitere și preluarea a forțelor. Pe baza acestui concept s-a calculate inițial deformația cadrului mașinii pe direcția forței aplicate.

Pentru calculul deformațiilor cărucioarelor și elementelor de transmitere și preluare a forțelor s-a aplicat metoda elementelor finite folosind un model tridimensional importat în programul Ansys.

S-au analizat diverse moduri de încărcare a cărucioarelor pentru două cazuri : cu neglijarea frecărilor între rolele cărucioarelor și longeroanele mașinii, respective cu luarea în considerare a frecării. Pentru fiecare dintre cele două cazuri s-au efectuat calculule pentru starea inițială a M.O.T. 2500KN/13m. și starea modificată de autor.

În figurile (V.8-V.21) sunt indicate modurile de discretizare a căruciorului fix, modul de aplicare a sarcinilor precum și repartiția deformațiilor și deplasărilor. Pentru comparație s-au indicat și variația tensiunilor echivalente în conformitate cu teoria lui Von Mises.

Pe baza calculului teoretic al deplasărilor s-au trasat în figura V.22 dreptele ale căror pante exprimă complianța mașinii cu luarea și fără luarea în considerare a frecării cărucioarelor.

Pe baza acestei diagrame se pot obține deplasările și deformațiile teoretice ale ansamblului M.O.T. 2500KN/13m pentru diferite forțe aplicate în domeniul (0-300)KN.

Ultimele două paragrafe caută să elucideze pentru prima dată într-un studiu aferent M.O.T. 2500KN/13m starea de tensiune locală din longeroanele mașinii în zona de contact cu rolele cărucioarelor.

Se propune o metodă de analiză a tensiunilor de contact acceptând o distribuție a presiunii după două arce de parabolă.

Acceptând aceasta distribuție a presiunii de contact pe întreaga lățime a unei role se stabilește o echivalentă cu forța F , din care a rezultat presiunea maximă p_0 (Fig.V.29). Pe baza acestei încărcări s-a efectuat o analiză cu elemente finite a repartiției tensiunilor echivalente după teoria lui Von Mises precum și repartiția tensiunilor tangențiale (Fig.V.30 și Fig.V.31)

Ultimul paragraf al acestui capitol conține o serie de cercetări efectuate de autor asupra metodelor de calcul a coeficientului de frecare prin rostogolirea rolor cărucioarelor.

Analiza a fost efectuată la trei nivele și anume : macro, la nivelul asperităților și la nivel nano.

Coeficientul de frecare calculat la nivel nano a stat la baza analizei deformării cărucioarelor în prezența frecării.

Capitolul VI tratează o problemă de mare actualitate și anume cea cu referire directă la elaborarea unor modele reologice care să descrie cât mai corect fenomenele de relaxare și fluaj pentru durate scurte de timp specifice M.O.T. 2500KN/13m.

În primul paragraf se analizează relaxarea tensiunilor în condițiile în care deformațiile specifice $\epsilon = \text{const.}$ Pe această bază se trece la analiza unor modele reologice care iau în considerare relaxarea tensiunilor cu referire directă la modelul Maxwell care în general nu a putut fi aplicat în condițiile specifice M.O.T. 2500KN/13m.

În aceste condiții a fost necesară elaborarea unui model reologic aplicabil încercărilor conductorilor din OL-AI folosind M.O.T. 2500KN/13m.

Prima variantă de model reologic propus de autor a avut la bază înlocuirea elementelor elastice cu o serie de arcuri având diverse rigidități iar neliniaritățile generate de contactul cu frecare a rolor cu longeroanele mașinii s-au luat în considerare prin două amortizoare (fig.VI.4)

Intrucât acest model nu a corespuns în întregime situației reale s-a elaborat un alt model reologic (fig.VI.5) Acest model care este în buna concordanță cu datele experimentale introduce și două elemente elastice legate în paralel cu amortizoarele întrucât contactul cu role-longeroane conține și o componentă elastică.

Ultimul paragraf al acestui capitol face o analiză în detaliu a fenomenului de fluaj în cazul M.O.T. 2500KN/13m adaptată pentru etalonare când pe baza datelor experimentale acest fenomen este descris de o funcție de tip logaritmic (ec.VI.39).

Cercetările teoretice din capitolele anterioare au fost verificate experimental în capitolul VII.

În cadrul primului paragraf din capitolul VII se prezintă inițial o serie de contribuții ale autorului privind adaptarea M.O.T. 2500KN/13m pentru o analiză metrologică riguroasă și încadrarea într-o clasa de precizie corespunzătoare.

Paragraful VII.2 expune în detaliu sistemele de măsurare, achiziție și prelucrare a datelor experimentale. Măsurarea semnalelor furnizate de traductorii de forță și de deplasare s-a efectuat folosind componenta electronică pentru traductoare digitale AD 101 B₁, produse de H.B.M. Darmstadt, Germania.

Softul de măsurare a fost realizat special, putând caracteriza metrologic M.O.T. 2500KN/13m inclusiv dinamica de încărcare și descărcare cu o frecvență de eșantionare de 10 măsurători/secundă.

La fiecare măsurătoare a fost generat un fișier cu valori care apoi au fost prelucrate în EXCEL. Pe baza acestei aparaturi, în prima etapă s-au verificat metrologic atât traductorul etalon cât și traductorul de forță al mașinii. Etalonul de comparație în acest caz a fost o celulă de sarcină de tip HBM tip C1 1000KN.

S-au calculat pentru fiecare șir de încărcări erorile de : repetabilitate, reproductibilitate, reversibilitate și liniaritate. Comparând valorile maxime ale acestora cu valorile prescrise de diversele clase de precizie s-a evidențiat că atât traductorul etalon cât și traductorul mașinii se încadrează cu prisosință în clasa 1-a.

Pornind de la aceste rezultate s-a trecut la *etapa a doua* în decursul căreia, M.O.T. 2500KN/13m a fost supusă unei riguroase verificări metrologice.

Rezultatele experimentale din tabelele VII.5 și VII.6 au arătat că M.O.T. 2500KN/13m cu noile modificări făcute de autor se încadrează integral pe toate domeniile de forțe analizate în clasa 1 de precizie în conformitate cu ISO 7500-1-99.

Aceasta va permite ca în viitor buletinele de măsurare ale mașinii să fie înlocuite cu buletinele de atestare metrologică. Problema este extrem de importantă deoarece după cum s-a văzut, normele internaționale prevăd ca încercările conductorilor să se efectueze pe mașini încadrate în clasa 1 de precizie.

Întrucât mașina se încadrează în clasa 1 de precizie s-a trecut la verificarea rigidității acestuia, urmărind capacitatea de menținere constantă a sarcinilor pe durate scurte de până la 30" și pe durate mai lungi de până la o oră.

În figurile : VII.6, VII.7, VII.8, VII.9, VII.10, VII.11 sunt indicate variațiile forțelor în fazele de încărcare și descărcare urmate de o perioadă de menținere constantă a sarcinii de aproximativ 50". Tendințele de variație ale forței au fost evidențiate mai clar la mărirea frecvenței de eșantionare (10 măsurători pe secundă) în figurile : VII.12a, VII.13a, VII.14a și VII.15a.

Cercetările experimentale au confirmat o observație constatată de I.N. Metrologie Lab. Timișoara la alte mașini cu acționare mecanică și anume :

- o scădere a forței atunci când perioada de menținere constantă a sarcinii este precedată de o creștere a forței;
- o creștere a forței atunci când perioada de menținere constantă a sarcinii este precedată de o micșorare a forței.

În toate cazurile erorile au fost sub $\pm 1\%F$.

În paragraful VII.7 s-a analizat stabilitatea forței pe o durată de 1h.

Pentru toate treptele de forță analizate s-a constatat o reducere a forțelor pe durata de 1 h, fenomenul având un aspect de relaxare. Micșorarea forței pe durata de 1h va trebui luată în considerare la încercările de conductori și cabluri, deși aceasta se situează în limitele ($1,1\%F \div 1,5\%F$).

Cercetările experimentale au evidențiat că pe intervale de timp cuprinse între 2' și 1h fenomenul acesta de relaxare poate fi descris în condițiile M.O.T. 2500KN/13m printr-o funcție logaritmică (ec.VII.1).

Ultimul paragraf al capitolului VII abordează problema determinării experimentale a complianței elastice aparente a ansamblului format din bacul mobil, căruciorul mobil, căruciorul fix împreună cu sistemele de transmitere a fluxului forței aplicate.

În acest context s-au măsurat deplasările datorită deformațiilor și a cedărilor căruciorului fix, căruciorului mobil, precum și a bacului mobil cu ajutorul unor comparatoare cu precizia de 0,01mm. Variațiile acestor mărimi notate cu u_1 , u_2 și u sunt indicate în figura VII.11.

Analizând curba deplasării reazemului mobil s-a evidențiat apariția unei neliniarități determinată în special de fenomenele de contact și frecare care apar între rolele cărucioarelor și ale bacului mobil cu longeroanele mașinii.

Acestea se manifestă până la forță de 50KN după care fenomenul de liniaritate între forțe și deplasări devine evident. Eroarea între valorile complianței calculate și determinată experimental a fost aproximativ 12%, care într-o primă fază poate fi considerată acceptabilă.

În viitor se impune continuarea studiilor pentru forțe mai mici de 50KN.

Lucrarea cuprinde 160 de pagini cu 89 de figuri, 141 relații de calcul, 24 tabele cuprinzând rezultatele experimentale obținute la încercările conductorilor precum și cele de la etalonările traductorilor de forță, respectiv ale ansamblului mașină de încercat la tracțiune M.O.T. 2500KN/13m.

Bibliografia foarte cuprinzătoare (170 de titluri) din care 3 aparțin autorului.

II. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR PRIVIND EVALUAREA CARACTERISTICILOR FIZICO MECANICE ALE CONDUCTORILOR ȘI CABLURILOR

II.1. Particularități ale mașinilor de încercat la tracțiune a conductorilor și cablurilor

În cele ce urmează se prezintă unele particularități ale mașinilor de încercat la tracțiune a elementelor flexibile (conductorii, cabluri, frânghii, ancore, etc.) față de mașinile obișnuite (universale) pentru încercări de materiale (fig.II.1)

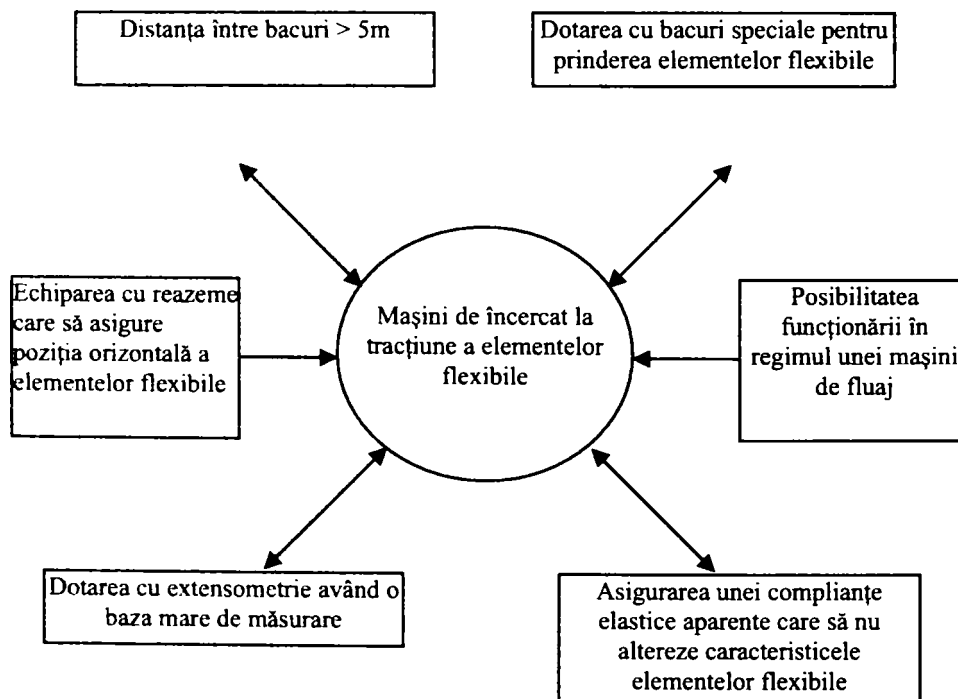


Fig. II.1. Condițiile impuse mașinilor de încercat la tracțiune a elementelor flexibile

Întrucât marea majoritate a normelor prevăd ca încercările la tracțiune pe elementele flexibile să fie efectuate pe epruvete cu lungimi de peste 5m, echipamentele folosite pentru studiul caracteristicilor fizico mecanice ale acestora se prezintă ca niște mașini orizontale.

Pentru evitarea apariției așa zisei curbe lănișor, specifică unor epruvete flexibile de lungime mare, se impune ca asemenea mașini să fie dotate cu reazeme de tipul unor role care să mențină în cursul încercării orizontalitatea epruvetelor încercate.

Asemenea role de ghidare nu trebuie să influențeze efortul care apare în elementul flexibil solicitat la tracțiune.

Una dintre problemele de bază specifice încercării la tracțiune a elementelor flexibile constă în modul de prindere în bacuri a acestora,

Bacurile de prindere nu trebuie să influențeze modul de rupere al epruvetelor încercate. Standardele internaționale prevăd că o încercare la tracțiune pe elementele flexibile se consideră acceptată numai dacă secțiunea de rupere este situată la o distanță mai mare de 0,5m față de bacurile de prindere. Pentru încercarea la tracțiune a conductorilor și cablurilor se utilizează în general trei tipuri de bacuri : prin strângere, prin turnare sau prin înfășurare.

Fiecare dintre acestea au o serie de avantaje și dezavantaje. Una dintre condițiile cele mai dificil de realizat constă în aceea că asemenea mașini trebuie să fie prevăzute și cu posibilitatea de funcționare ca instalație de fluaj. Această condiție se pune deoarece toate normele internaționale referitoare la testarea conductorilor impune ca pe lângă încercarea la rupere totală, pe aceleași instalații să se efectueze și încercările stress-strain (tensiune-deformație).

Conform încercărilor "stress-strain", înainte de ruperea totală epruvetele trebuie solicitate cu 30%; 50%; 70% și 85% din forța de rupere nominală (F.R.N.) iar aceste sarcini trebuie menținute constante pe durata a 0,5h respectiv 1h.

Pe durata acestor încărcări se citesc deformațiile conductorului după 5', 10', 15', 30', 45'.

Pentru a putea urmări aceste deformații unul dintre bacuri trebuie să aibă posibilitatea deplasării în cursul alungirii sub sarcină constantă a conductorului.

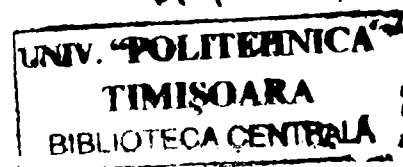
Măsurarea deformațiilor unor baze tensometrice cu lungimi cuprinse între 5 – 12m se folosesc extensometre de construcție specială dintre care se disting cele cu laser. Este foarte important ca lungimile citite pe baza cărora se calculează deformațiile specifice ε să nu includă deformații sau anumite cedări ale unor elemente din componența mașinii de încercat.

Pentru a evita această ultima situație este necesar ca instalațiile folosite la aceste teste să fie supuse unor riguroase analize metrologice.

Condițiile prezentate mai sus fac ca aceste mașini să fie în general niște mașini unicate, ele nefiind cuprinse în producția de serie a firmelor specializate care execută asemenea echipamente.

Astfel în fig. II.2 este prezentată o mașina folosită în unele țări din Europa de Vest, la care prinderea elementelor flexibile se face prin strângere ca și în cazul mașinilor de tracțiune obișnuite.

Mașina are o lungime mică, baza tensometrică a epruvetelor încercate fiind sub 5m. În fig. II.3 este prezentată o mașina orizontală de tracțiune realizată în cadrul Institutului Tehnologic din Georgia (S.U.A) [154].



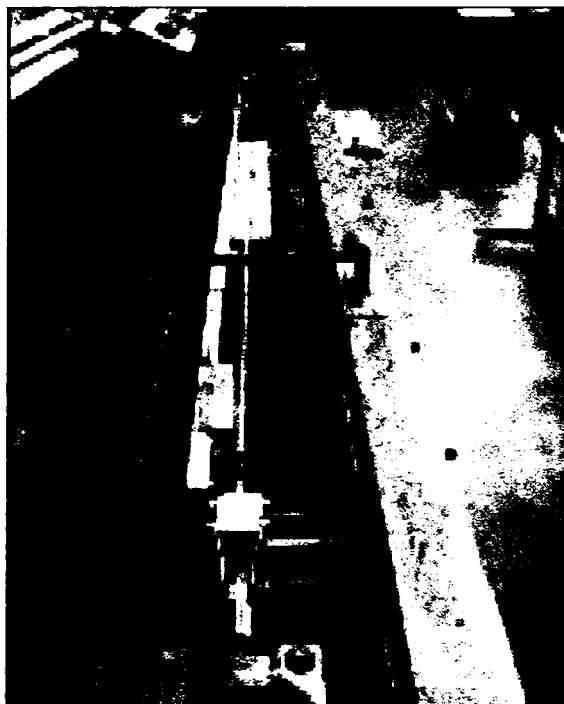


Fig. II.2 Mașina de încercat la tracțiune având bacuri cu strângere a conductorului

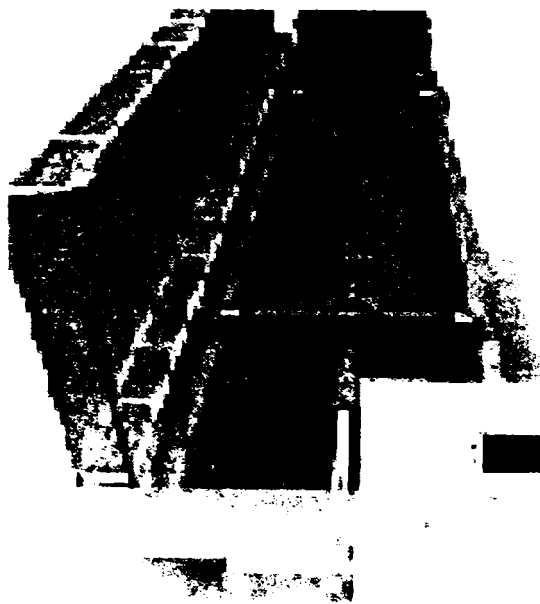


Fig. II.3. Mașina de încercat la tracțiune din cadrul Institutului Tehnologic din Georgia

Instalația permite efectuarea unor încercări "Stress-Strain" pe epruvete cu baze tensometrice de până la 6m. Mașina este echipată cu bacuri speciale, la care capetele epruvetei se desfac și se toarnă. Acționarea poate fi mecanică sau hidraulică.

În țara noastră singura mașină pe care se pot efectua încercări la tracțiune pe conductori sau cabluri cu lungimi de peste 10m a fost construită în cadrul Laboratorului de Rezistența Materialelor a Facultății de Mecanică din Universitatea "Politehnica" Timișoara (fig. II.4)



Fig. II.4. Mașina orizontală de tracțiune cu forța maximă de 2500 KN și lungime de 13m (MOT 2500KN/13m)

Mașina este acționată mecanic și ea face obiectul studiului acestei teze de doctorat. Acționarea mecanică prin intermediul unui redactor se face până la forța de 1500 KN. Pentru încărcări mai mari de 1500 KN se folosește acționarea hidraulică. Încărcările pentru valori mai mari de 350KN nu au făcut obiectul cercetărilor în cadrul tezei de doctorat.

II.2. Cercetări privind determinarea caracteristicilor de rezistență și deformabilitate ale conductorilor din AI și OL-AI

II.2.1. Factorii care influențează caracteristicile mecanice ale conductorilor din AI și OL-AI.

La stabilirea inițială a caracteristicilor de rezistență și rigiditate necesare unui conductor trebuie să se țină seama de următoarele încărcări care apar în exploatare :

- Încărcările provenite din acțiunea vântului pe conductori, F_c , acționând normal pe axul conductorilor :

$$F_c = g_{vc} \cdot a_v \cdot \sin^2 \phi \text{ [daN]} \quad (\text{II.1})$$

unde :

a_v - este deschiderea la încărcări din vânt ;

$$g_{vc} = c_{tc} \cdot \beta_c p(v) \cdot d_c \cdot 10^{-3} \text{ [daN/m]} \quad (\text{II.2})$$

g_{vc} - încărcarea unitară,

c_{tc} - coeficientul aerodinamic,

β_c - coeficientul de rafală,

p - presiunea dinamică de bază :

$$p = \frac{v^2}{16,3} \text{ [daN/m}^2\text{]} \quad (\text{II.3})$$

v - viteza vântului în m/sec,

d_c - diametrul conductorului,

ϕ - unghiul orizontal dintre direcția după care acționează vântul și direcția conductorului liniei, exprimat în grade.

Dacă vântul acționează în lungul liniei :

$$F_c = 2g_{vc} \cdot f \text{ [daN]} \quad (\text{II.4})$$

unde : f – săgeata conductorului [m].

Efectul total al vântului, pe conductoarele fasciculare se va considera egal cu suma încărcărilor pe subconductorii fără să se țină seama de efectul de ecranare posibil al unui subconductor asupra altuia.

- Încărcările datorate masei proprii și a depunerilor de chiciură.

Acestea se determină cu relația :

- pentru conductoare neacoperite cu chiciură :

$$g_1 = g_c \quad (\text{II.5})$$

în care :

g_c - este masa unitară a conductorului gresat care se găsește în standardele de conductori ;

- pentru chiciură :

$$g_2 = \pi \cdot b \cdot (b + d_c) \cdot \gamma_{ch} \cdot 10^{-3} \text{ [daN/m]} \quad (\text{II.6})$$

în care :

d_c – diametrul conductorului [mm],
 b – grosimea stratului de chiciură,
 γ_{ch} – greutatea volumică a chiciurei, în daN/dm³.

Pentru conductoare cu chiciură :

$$g_3 = g_1 + g_2. \quad (II.7)$$

-Încărcările unitare provenite din tracțiunea pentru conductori (p_0).

Acestea se calculează pe baza secțiunii reale a conductorilor și a tensiunii orizontale unitare din conductori, corespunzătoare temperaturii și încărcărilor normate date de masa proprie și suprasarcinile exterioare. Încărcările datorate tracțiunii din conductori se aplică în punctele de prindere al lanțului de izolatoare pe stâlp și se consideră că acționează orizontal, în direcția conductorilor.

Această forță în regim normal este :

$$T_0 = p_0 S_c \text{ [daN]} \quad (II.8)$$

sau în regim de avarie :

$$T_0 = p_c S_c \text{ [daN]} \quad (II.9)$$

În figura de mai jos este indicat modul de determinare a forțelor provenite din tracțiunea cablului conform EN 50182:2001

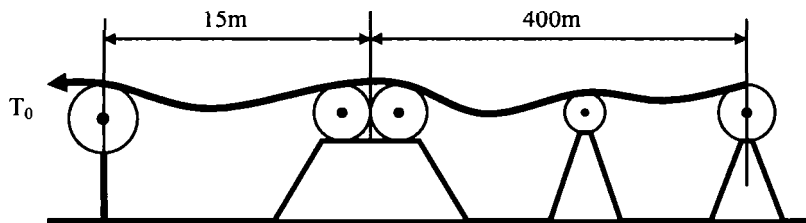


Fig. II.5. Determinarea forțelor determinate de întinderea cablului

În tabelul II.1 se prezintă modul de determinare a încărcărilor unitare normate și de calcul pe conductoarele liniilor electrice aeriene și gruparea lor pe regimuri de funcționare [132].

În tabelul II.2 este prezentată o clasificare a încărcărilor precum și coeficienții de siguranță parțiali ale elementelor liniilor oarecare [132].

S-au luat în considerare o serie de încărcări cum ar fi : masa proprie a conductorului ; masa depunerii de chiciură, presiunea dată de vânt. Încărcările au fost stabilite pentru două regimuri respectiv : regimul normal (gruparea fundamentală și regimul de avarie sau gruparea specială).

Pentru fiecare regim sunt prezentate relațiile de calcul ale încărcărilor conductorilor în conformitate cu o serie de normative interne și internaționale.

Determinarea încărcărilor unitare normate și de calcul pe conductoarele liniilor electrice aeriene și gruparea lor pe regimurile de funcționare [132]

Încărcări (daN)		Regim normal (gruparea fundamentală)	Regim avarie (gruparea specială)
Încărcări normale provenite din :	Masa proprie a conductorului	$g_1 \cdot g_c$	
	Masa depunerii de chiciură pe conductor	$g_2 = \pi \cdot b \cdot (d_c + b) \cdot \gamma_{ch} \cdot 10^{-3}$	
	Masa totală (proprie și a depunerii de chiciură) a conductorului	$g_3 = g_c + \pi \cdot b \cdot (d_c + b) \cdot \gamma_{ch} \cdot 10^{-3}$	
	Presiunea dată de vânt pe conductorul neacoperit cu chiciură	$g_4 = c_{tc} \cdot \beta_c \cdot P_{(v)} \cdot d_c \cdot 10^{-3}$	—
	Presiunea dată de vânt pe conductorul acoperit cu chiciură	$g_5 = c_{tc} \cdot P_c \cdot P_{(v+ch)} \cdot (d_c + 2b) \cdot 10^{-3}$	$g_{5a} = \frac{\gamma_a}{\gamma_n} c_{tc} \cdot P_c \cdot P_{(v+ch)} \cdot (d_c + 2b) \cdot 10^{-3}$
	Încărcarea totală pe conductor în condițiile vântului maxim	$g_6 = \sqrt{g_1^2 + g_4^2}$	—
	Încărcarea totală pe conductor în condițiile de vânt și chiciură	$g_7 = \sqrt{g_3^2 + g_5^2}$	$g_{7a} = \sqrt{g_3^2 + g_{5a}^2}$
Încărcări de calcul provenite din :	Masa proprie a conductorului	$g_{1c} = 1,1 \cdot g_c ; (g_{1c} = 0,9 \cdot g_c)^*$	
	Masa depunerii de chiciură pe conductor	$g_{2c} = 1,8\pi \cdot b \cdot (d_c + b) \cdot \gamma_{ch} \cdot 10^{-3}$ $(g_{2c} = 1,0\pi \cdot b \cdot (d_c + b) \cdot \gamma_{ch} \cdot 10^{-3})^*$	
	Masa totală (proprie și a depunerii de chiciură) a conductorului	$g_{3c} = 1,1 \cdot g_c + 1,8\pi \cdot b \cdot (d_c + b) \cdot \gamma_{ch} \cdot 10^{-3}$ $(g_{3c} = 0,9 \cdot g_c + 1,0\pi \cdot b \cdot (d_c + b) \cdot \gamma_{ch} \cdot 10^{-3})^*$	
	Presiunea dată de vânt pe conductorul neacoperit de chiciură	$g_{4c} = \gamma_n \cdot c_{tc} \cdot P_c \cdot P_{(v)} \cdot d_c \cdot 10^{-3}$	—
	Presiunea dată de vânt pe conductorul acoperit cu chiciură	$g_{5c} = \gamma_n \cdot c_{tc} \cdot P_c \cdot P_{(v+ch)} \cdot (d_c + 2b) \cdot 10^{-3}$	$g_{5ac} = \gamma_a \cdot c_{tc} \cdot \beta_c \cdot P_{(v+ch)} \cdot (d_c + 2b) \cdot 10^{-3}$
	Încărcarea totală pe conductor în condițiile vântului maxim	$g_{6c} = \sqrt{g_{1c}^2 + g_{4c}^2}$	—
	Încărcarea totală pe conductor în condițiile de vânt și chiciură	$g_{7c} = \sqrt{g_{3c}^2 + g_{5c}^2}$	

*) Relațiile dintre paranteze se introduc în calcul dacă încărcările respective au efect dăvavorabil asupra rezistenței sau stabilității unor elemente ale stâlpului sau fundațiilor, la starea limită analizată.

II.2.2. Încercarea la tracțiune a conductorilor în conformitate cu NORMELE EUROPENE : EN 50182/2001; IEC 61089 și SR CET 1089

II.2.2.1. Considerații privind determinarea forței la rupere nominală a unui conductor

Forța la rupere nominală (FRN) a unui conductor neomogen cum ar fi un conductor din OL-AL este egală cu suma forțelor minime la rupere ale fiecărei sârme care intră în componența acestuia. Forța de rupere a unei sârme se calculează ca produsul dintre secțiunea sa nominală, A_s și o tensiune precizată după cum urmează :

- În cazul sârmelor din Al, forța la rupere a unei sârme, se obține astfel :

$$F'_{r_{AL}} = R_{m_{AL}} A_{S_{AL}} \quad (II.10)$$

unde : R_m – rezistența la rupere la tracțiune a unei sârme de Al.

- În cazul sârmelor din OL, forța la rupere a unei sârme este :

$$F'_{r_{OL}} = \sigma_{OL} A_{S_{OL}} \quad (II.11)$$

unde : σ_{OL} – este tensiunea din firul din OL, corespunzătoare unei alungiri compatibile cu aceea a aluminiului în momentul ruperii. Din motive practice, σ_{OL} , se acceptă ca o tensiune care aplicată unei sârme cu baza tensometrică de 250mm îi produce o alungire de 1%.

II.2.2.2. Condițiile impuse probelor folosite la încercarea de tracțiune

Lungimea eșantionului necesară încercării la tracțiune și pentru curba tensiune-deformație trebuie să fie de cel puțin 400 de ori diametrul conductorului, fără să fie mai mică de 10m.

Tabelul II.2

Clasificarea, determinarea încărcărilor de calcul și coeficienții parțiali de siguranță pentru dimensionarea elementelor LEA [132]

Categoriile de încărcări	Încărcări	Coeficientul parțial de siguranță			
		γ_n		γ_a	
		Zonele A, B și C	Zonele D și E	Zonele A, B și C	Zonele D și E
Permanente (P)	Masa proprie (stâlpi, cabluri, conduct., izolatoare, instalații, etc.)	1,1 (0,9)*		1,1 (0,9)*	
Variabile (V)	a) Presiunea vântului pe conductoare, stâlpi, cabluri, izolatoare cu sau fără chiciură	1,30	1,50	0,25	0,45
		1,50	1,70	0,30	0,50
	b) Masa chiciurei pe conduc. (active și de protecție, stâlpi, izolatoare, etc.)	1,8 (1,0)*		1,8 (1,0)*	
	c) Tracțiunea conductoarelor în regim normal de funcționare	1,3**		-	
Excepționale (E)	Tracțiunea conductoarelor în regim de avarie	-		1,1**	
Regim de montaj (M)	Încărcări rezultate din schema de montaj	1,1		-	

*) Valorile 0,9, respective 1,8 se introduce dacă încărcările au effect defavorabil asupra stâlpului.

Eșantionul de încercat se instalează pe toată lungimea sa într-un jgheab și acesta se poziționează în așa fel încât conductorul să nu se ridice cu mai mult de 10mm în timpul punerii sub sarcina mecanică.

Deformarea conductorului se evaluează plecând de la măsurarea deplasărilor a două capete care definesc lungimea de referință sau baza tensometrică.

Reperete de referință trebuie să fie atașate la clemele cu șurub care blochează sârmele de oțel și de aluminiu.

Plăcile pentru rupere pot fi utilizate împreună cu comparatoare, amplificatoare sau senzori ai deplasării și se are grijă să se pună plăcile perpendicular pe conductor.

Sistemul de măsurare nu trebuie să *introducă o eroare mai mare de 0,3mm*.

Forța de rupere a conductorului obținută prin încercarea la tracțiune trebuie să se facă pe o mașină adecvată având o precizie minimă de $\pm 1\%$.

Viteza de încărcare sau viteza de creștere a sarcinii se alege astfel încât 30% FRN a conductorului să se atingă într-un timp cuprins într-un minut și două minute. Pe cât posibil această viteză de încărcare trebuie păstrată pe toată durata încercării.

II.2.2.3. Trasarea diagramei tensiune-deformație în conformitate cu NORMELE EUROPENE

Trasarea diagramei tensiune deformație (σ - ϵ) cunoscută și sub numele de "stress/strain curve" implică următoarele etape :

- a) Se aduce conductorul la o tensiune inițială de 2% sau 5% din FRN pentru a-l îndrepta. După această îndreptare se etalonează comparatoarele pentru deformații la zero.
- b) Dacă datele înregistrate pentru curba σ - ϵ nu sunt continue, se ridică valorile alungirii la intervale de 2,5% FRN., rotunjite în KN cei mai apropiați.
- c) Se reîncarcă la 30% FRN. și se menține astfel timp de 0,5h. Se înregistrează valorile alungirii după 5, 10, 15 și 30 min. în timpul perioadei de menținere. Se revine apoi la sarcina inițială.
- d) Se reîncarcă la 50% FRN. și se menține timp de 1h. Se înregistrează valorile alungirilor după : 5, 10, 15, 30, 45 și 60 min. Se revine la sarcina inițială.
- e) Se reîncarcă la 70% FRN și se menține timp de 1h. se înregistrează valorile alungirilor după : 5, 10, 15, 30, 45 și 60 min. Se revine la sarcina inițială.
- f) Se reîncarcă conductorul la 85% FRN și se menține timp de 1h. Se înregistrează valorile alungirilor după : 5, 10, 15, 30, 45 și 60 min. Se revine la sarcina inițială.
- g) După a patra aplicare a unei încărcări, se repune din nou conductorul la o tensiune crescătoare în mod uniform până la rupere. Se înregistrează simultan valorile sarcinilor și ale alungirilor până la 85% FRN folosind aceiași pași ca mai sus.

În timpul acestei faze de încărcare, forța de rupere a conductorului este dată de sarcina atinsă în momentul ruperii uneia sau mai multe sârme.

Încercarea se consideră corespunzătoare dacă se atinge 95% FRN înainte de ruperea unui fir. Dacă ruperea are loc la mai puțin de 5cm (conf. EN 5018/2001)

respective la mai puțin de 1 cm (conf. SRCEI 1089) față de bacuri înainte de a se atinge 95% FRN, încercarea trebuie reluată și reanalizată fixarea la capăt a conductorului.

Dacă un singur fir se rupe la mai mult de 5 cm sau 1 cm de capăt înainte de a se atinge 95% FRN încercarea trebuie reluată pe încă două probe. La ambele teste nici un fir nu trebuie să se rupă înainte de atingerea 95% FRN.

Diferența de 5% se consideră că este determinată de scăderea rezistenței la rupere datorată înfășurării firelor.

Dacă rezistența la rupere determinată experimental corespunde se poate trece la reprezentarea diagramei σ - ϵ trasând o curbă lină prin punctele de la 0,5h și 1h sub încărcările de 30, 50, 70 și 85% FRN.

Toate etapele prezentate mai sus sunt prezentate schematic în figura II.6

II.2.2.4. Trasarea curbei tensiune deformație în conformitate cu ASG. Rev. 1999 (aluminum Association Guide)

Norma ASG.Rev.1999 are unele particularități față de normele : EN 50182/2001; IEC 61089 și SRCEI 1089 și anume :

- După încercarea la 30% F.R.N. cu menținere 30', urmează o descărcare și o reîncărcare până la aproximativ 40% FRC urmata imediat de o descărcare;

- În locul unei încărcări la 70% FRN timp de 1h se aplică o încărcare la 75% FRN tot pe o durată de 1h;

- Lipsește încărcarea la 85% FRN cu menținerea timp de 1h.

Aceasta etapa reprezintă de fapt una dintre cele mai dure condiții de solicitare întrucât foarte mulți conductori se rup în decursul acestei încărcări, astfel ca ruperea finală nu mai este posibilă.

Mai mult, la foarte mulți conductori forța de rupere totală este puternic influențată (în sensul micșorării acesteia) după menținerea la 85% FRC timp de 1h.

În plus trebuie subliniat că în decursul exploatării conductorului, nu se vor atinge niciodată asemenea încărcări mari: cum ar fi 85% FRN.

Față de cele de mai sus, se poate aprecia că norma ASG Rev 1999 este cu mult mai rațională față de normele prezentate antetior.

În figura II.7 este prezentată schema de încercare la tracțiune a conductorilor din Al și OL-Al în conformitate cu ASG Rev.1999.

II.2.3. Analiza rezultatelor experimentale obținute în urma încercărilor la tracțiune a unor conductori în conformitate cu normele : EN 50182/2001; IEC 61089 și SR CEI 1089 respectiv A.S.G. Rev.1999

II.2.3.1. Considerații asupra unor rezultate obținute la încercarea conductorilor : OL-Al 50/30 și OL-Al 500/65

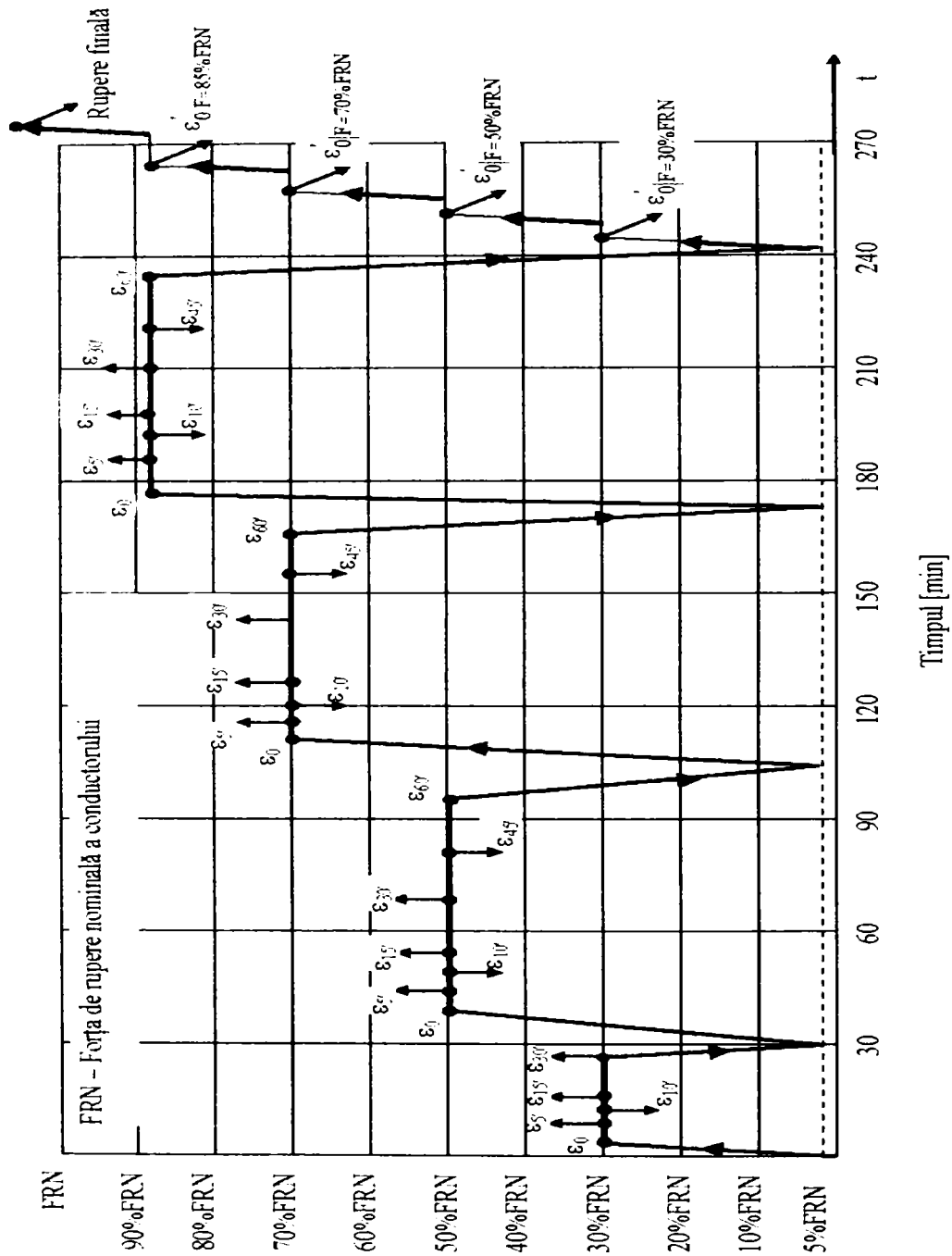


Fig. II.6. Schema de încercare la tracțiune a conductorilor din Al și OL-Al în conformitate cu : EN 50182/2001; 1 EC 61089 și SRCEI 1089

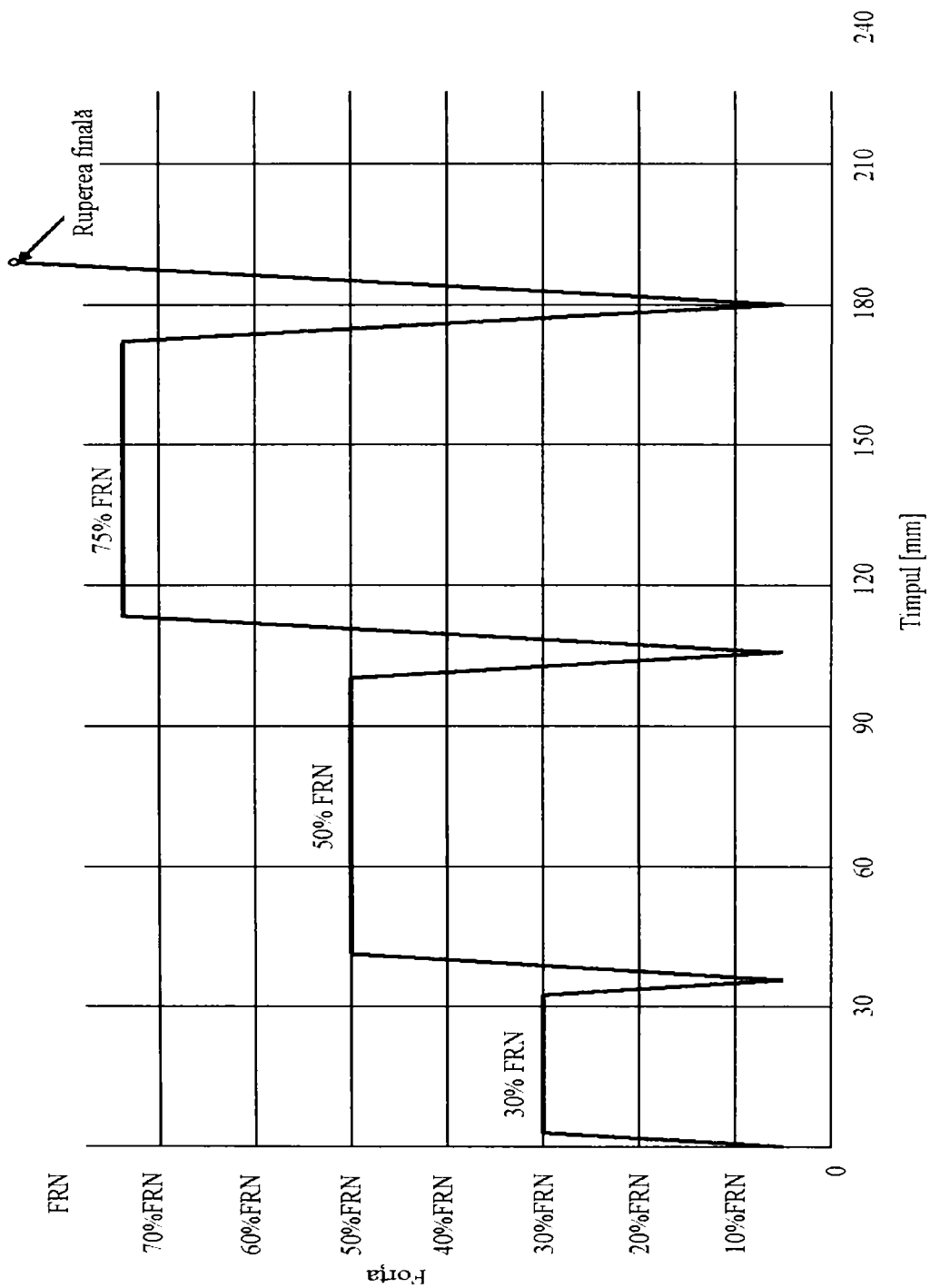


Fig. II.7. Schema de încercare la tracțiune a conductorilor din Al și OL-Al în conformitate cu ASG Rev.1999 (Aluminum Association Guide)

Conform indicativului la asemenea conductori aria secțiunii Al este dată de prima cifră iar aria secțiunii oțelului de a doua, ambele în mm².

Forțele la rupere, rezistențele la rupere, modulele de elasticitate inițiale și finale, precum și alungirea la rupere depind în mare măsură de numărul de fire din Ol și Al.

Încercările au fost efectuate pe MOT 2500KN/13m

Echipamentul auxiliar folosit a constat din :

- Traductor de forță de tip K-11 ESA, tracțiune-compresiune 200KN clasa de precizie 0,2%;
- Amplificator de tip ESAM TRAVELER 1 cu softul de achiziție și prelucrare a datelor USB cu calculator COMPAQ.
- Două comparatoare situate pe baza tensometrică de 12,3 m cu precizia de 0,01mm.

În figura II.8 este prezentată curba tensiune-deformație (Stress-Strain) trasată prin punctele de la 30 min și 60 min. sub încărcările 30, 50, 70 și 85% din FRM (vezi fig.II.6) a conductorului OL-Al 50/30.

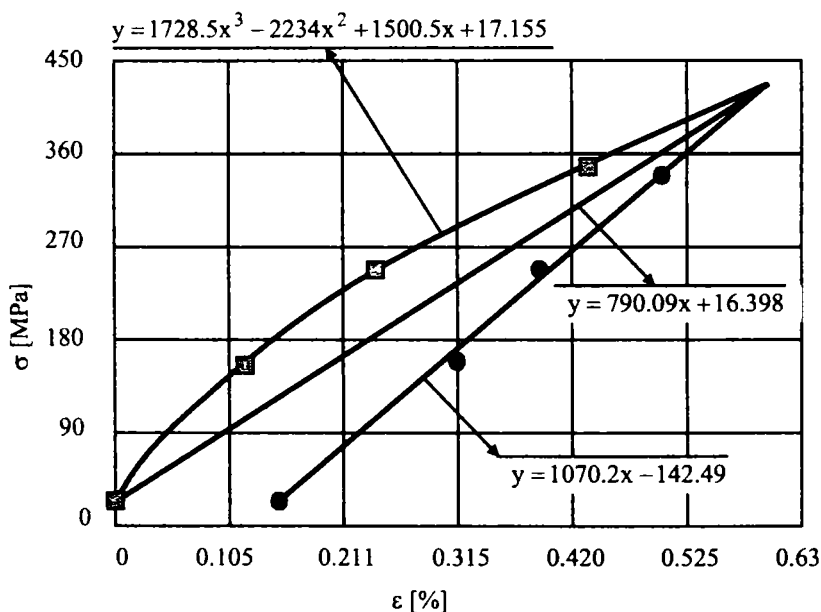


Fig. II.8. Curba tensiune- deformație a unui conductor OL-Al 50/30

În figura II.9 s-a reprezentat comparativ aceeași curbă $\sigma - \varepsilon$ pentru conductorul 500/65.

Pe baza curbelor prezentate în figură II.9 s-au calculate și modulele de elasticitate inițiale și finale ale conductorilor.

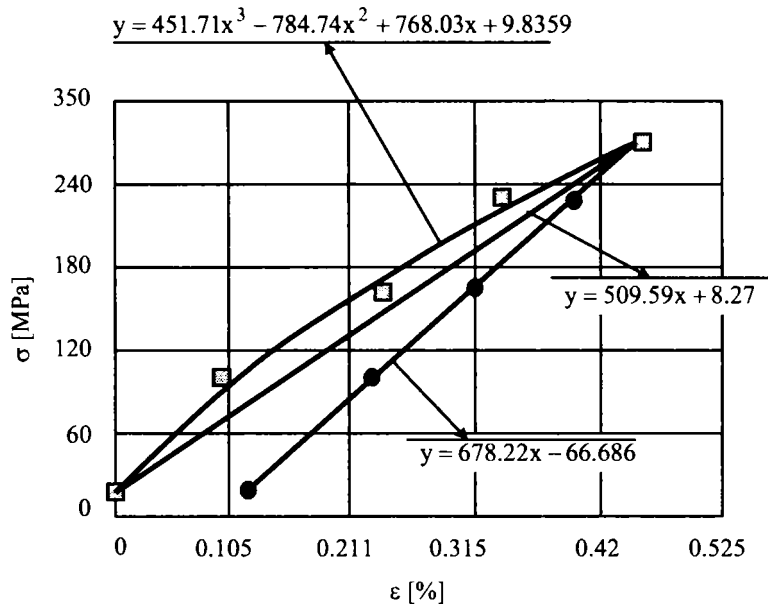


Fig. II.9. Curba tensiune- deformație a unui conductor OL-Al 500/65

II.2.3.2. Curbele tensiune-deformație ale conductorului OL-Al 477 Kemil, 3M în conformitate cu A.S.G. 1999

Încercările au fost efectuate folosind o instalație prezentată în figura II.3 în conformitate cu A.S.G, rev. 1999 [126]. Deformațiile s-au măsurat cu ajutorul unui extensometru DRC/NEETRAC cu o rezoluție de $\pm 0,0001$ ".

Baza tensometrică a epruvetelor a fost de 5,4m. Traductorul pentru măsurarea forțelor a fost certificat conform ASTM E4-1998 având o precizie de $\pm 1^\circ$.

Tensiunile au fost calculate pe baza raportării forței la aria secțiunii inițiale a conductorului.

Semnalele de la traductorul de forță și traductorul de deformație au fost preluate de un system de achiziție a datelor de tip Yokogawa DC 100 [135].

În figura II.10 sunt prezentate curbele σ - ϵ pentru fiecare dintre cele trei nivele de solicitare (vezi fig.II.7).

Curbele σ - ϵ au fost ridicate prin puncte pe baza tensiunilor și a deformațiilor specifice obținute în cursul încercării la tracțiune. Se vede că în acest caz se dau direct curbele σ - ϵ obținute prin încercări și menținerea constantă a sarcinii spre deosebire de normele Europene care nu impun indicarea în detaliu a acestor încercări și descărcări repetate. Aceste înregistrări sunt posibile întrucât se folosesc sisteme performante de achiziție și prelucrare a datelor experimentale. Toate cele de mai sus impun o fixare cât mai corectă a conductorilor sau cablurilor în bacurile de prindere.

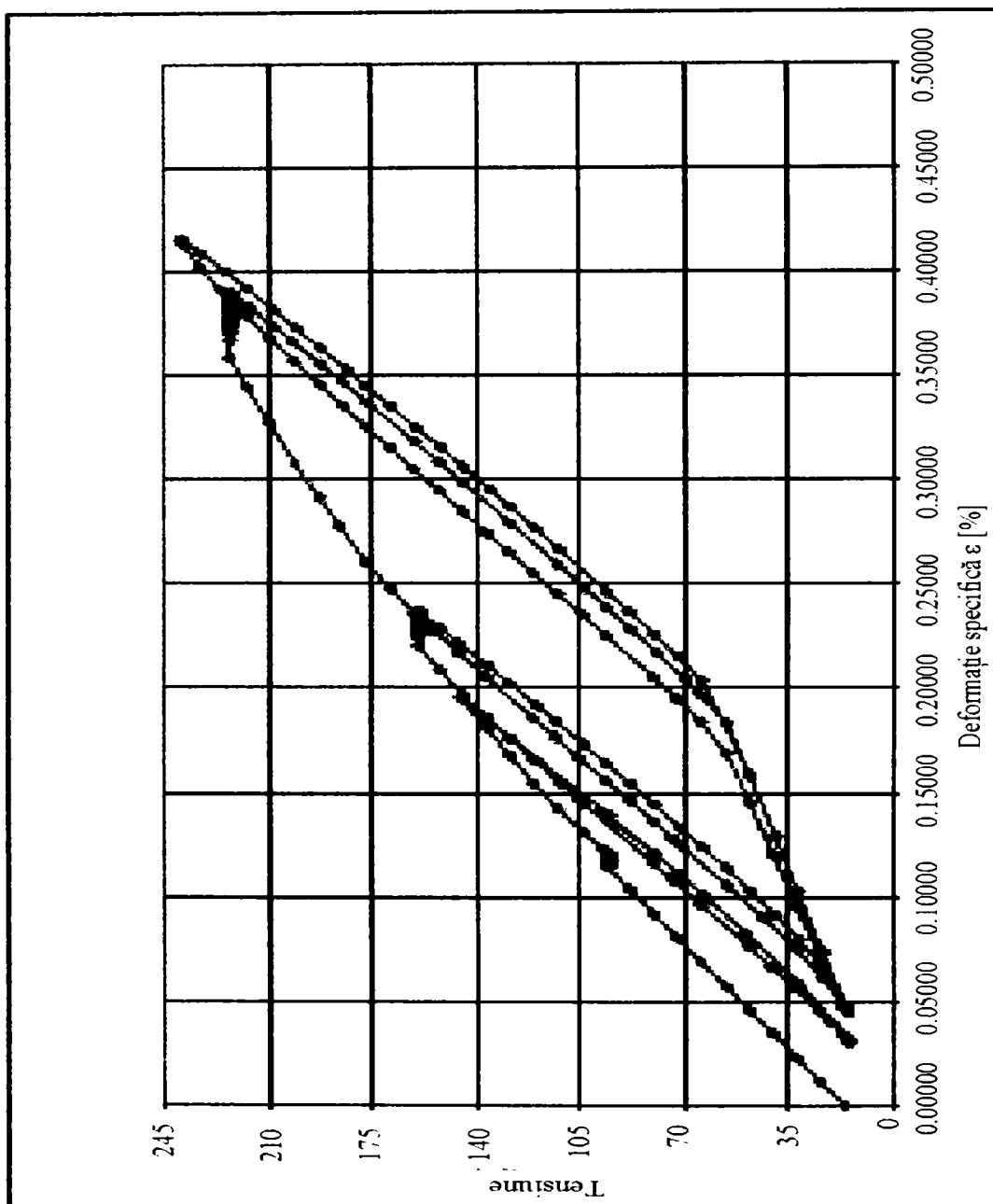


Fig. II.10 Curbele tensiuni-deformații ale conductorului OL-Al 477 Kemil, Type 16,3 M [155]

II.3. Particularități privind încercările la tracțiune a cablurilor din oțel

II.3.1. Considerații generale

Examinarea cablurilor din oțel înainte de introducerea lor în exploatare cât și controlul periodic al calității lor, se face fie prin determinarea forțelor de rupere a epruvetei de cablu, fie prin încercarea fir cu fir a sârmelor componente, în conformitate cu standardele în vigoare.

Unii autori consideră că ruperea, folosind epruvete cablu, nu este concludentă deoarece din peste 1000 de bucăți epruvete cablu rupte numai la 3% din cazurile studiate ruperea s-a produs în toate toroanele [3]. În cele mai frecvente cazuri ruperea a apărut numai în unul sau două toroane. Ca urmare a acestui fapt se consideră că forța de rupere determinată pe epruveta cablu nu reflectă comportarea întregului cablu.

Încercările mecanice ale sârmelor cum ar fi : tracțiunea, răsucirea, îndoirea alternantă furnizează o serie de date care însă reflectă comportarea individuală a sârmelor.

Aceste date nu pot fi extrapolate pentru conductorul în ansamblul său.

Numărul mare de factori care influențează comportarea în ansamblu a cablurilor impun totuși ca testele să se efectueze pe epruvete cu lungimi cât mai mari. Chiar dacă ruperea nu se produce în toate toroanele, asemenea încercări pot evidenția influența unor defecte a căror probabilitate de apariție crește cu lungimea epruvetei cablu încercate.

În plus ruperea integrală a cablului nu interesează, deoarece în momentul ruperii unor toroane, acesta nu mai poate fi funcțional.

Chiar la ruperea unor toroane cablul nu mai poate să aibă o înfășurare corectă pe tamburul instalației, iar utilizarea în continuare a acestuia nu mai este posibilă.

În ultimii ani a căpătat o largă extindere încercările de durată folosind epruvete cablu de lungime mare, încercări care se pot efectua pe instalația MOT 2500KN/13m.

II.3.2. Încercarea la tracțiune a cablurilor întregi din oțel

Încercarea constă în aplicarea unei sarcini de tracțiune până la rupere asupra unei epruvete luate dintr-un cablu și înregistrarea sarcinii aplicate până în momentul ruperii primului toron din cablu (STAS 2172 - 74).

Luarea probelor pentru executarea epruvetei se face de la unul din capetele cablului, dacă nu există alte indicații în acest sens. Debitarea probei se face prin procedee mecanice, forfecare sau tăiere mecanică.

Epruveta se obține prin tăierea unui segment de cablu din probă, pe care se montează brățări de fixare (fig. II.11)

Trebuie subliniat că înainte de tăiere capetele epruvetei trebuie să fie asigurate contra derăsucirii (detoronării) și a înodării.

Epruveta trebuie să prezinte o toronare regulată, fără defecte vizibile, care ar putea influența rezultatele încercării.

Lungimea totală a epruvetei (L_t) va fi :

$$L_t = L_c + 2d + 2L_f$$

(II.12)

unde :

L_c – lungimea minimă de încercare, care se stabilește în funcție de diametrul cablului d [mm]. Dacă : $d \leq 6\text{mm}$, $L_{c_{\min}} = 300\text{mm}$; $6 < d \leq 20\text{mm}$, $L_{c_{\min}} = 600\text{mm}$, $d \geq 20\text{mm}$, $L_{c_{\min}} = 750\text{mm}$.

L_f – lungimea capetelor de fixare care va fi de 5.....10 ori diametrul cablului în mm.

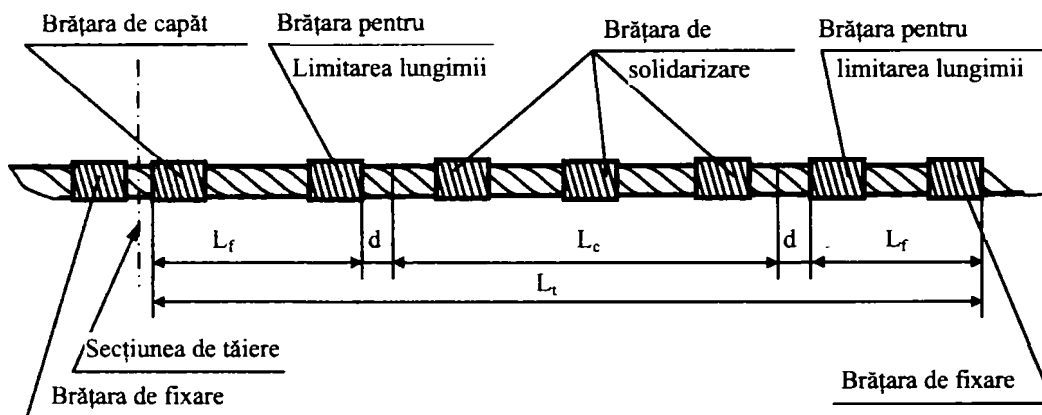


Fig. II.11. Modul de debitare a epruvetelor din cablurile de tracțiune

Epruveta trebuie fixată (rigidizată) în bacurile mașinii în așa fel încât să permită aplicarea sarcinii pe toate sârmele componente ale cablului.

Capetele cablului se pot fixa pe niște role de înfășurare sau tamburi special construiți. Acest mod de prindere se folosește în special la cablurile cu diametru mic cum ar fi inimile conductorilor din Oțel-Aluminiu (OL-AI).

În cazul unor cabluri la care diametrul acestora crește capetele de fixare se obțin prin turnarea în pâinii (fig.II.12)

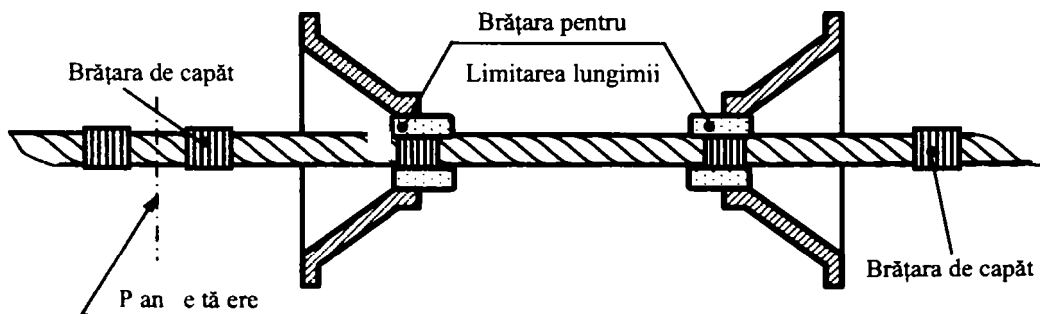


Fig. II.12 Amplasarea pâniilor pe lungimea cablului

Forma și dimensiunile pâniilor de fixare sunt funcție de diametrul cablului și de dispozitivul de prindere al mașinii de încercat. Astfel pentru un diametru al cablului de până la 25mm înălțimea pâniei, h , va fi de 150mm iar pentru cabluri cu diametrul de peste 25mm, $h=175\text{mm}$.

Operația de fixare într-o pâlnie a unui cablu constă din următoarele :

- Capetele epruvetei cu brățele de fixare se introduce prin orificiile mici ale pâlnilor.
- Se desfac legăturile la capăt, se răsfiră firele toroanelor în formă conică.
- Capetele sârmelor răsfirate se îndoaie în vederea fixării în pâlnie și se decapează.
- Se așează pâlnia cu (5...10)mm peste marginea brățării și se umple spațiul dintre pâlnie și cablu cu argilă presată sau ipsos (fig.II.13).

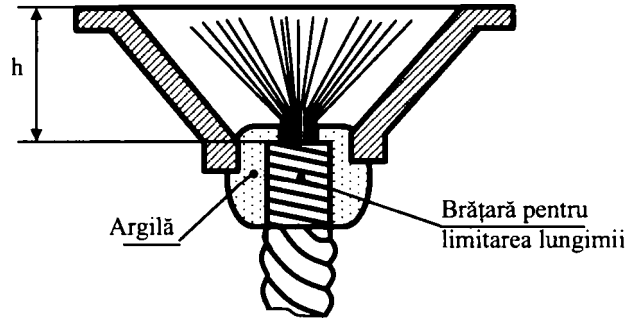


Fig. II.13. Desfășurarea firelor pentru fixarea în pâlnie

- Se toarnă în pâlnia așezată vertical, până la completa acoperire a sârmelor răsfirate, zinc topit sau un aliaj suficient de rezistent pentru a nu fi tăiat de sârme în timpul încercării. Cablul cu cele două capete fixate în pâlnii se fixează în bacurile mașinii de încercat la tracțiune. După fixarea cablului în bacuri se aplică rapid o sarcină maximă de aproximativ 80% din sarcina reală minimă de rupere calculată. Se continuă apoi încercarea cu aplicarea lentă a sarcinii cu o viteză de $10\text{N/mm}^2\cdot\text{s}$ până în momentul ruperii primului toron când se citește forța la rupere.

Dacă în cursul încercării se produce o smulgere din pâlnie sau o desprindere de pe tamburul de fixare, dar sarcina reală minimă de rupere a fost atinsă, încercarea se consideră valabilă.

Dacă ruperea cablului se produce la o distanță mai mică de 50mm față de pâlniile epruvetei sau față de tamburul de fixare și sarcina de rupere nu a fost atinsă, încercarea nu se ia în considerare.

Pe lângă forța de rupere, o altă mărime care se determină în cursul încercării este **alungirea**. Pentru determinarea **alungirii** se încarcă cablul cu 10% din sarcina reală, minimă de rupere calculată a cablului când se marchează o lungime de referință sau o bază tensometrică.

Se citesc apoi lungimile bazei tensometrice la treptele de încărcare, din 10% în 10% până la 60% din sarcina reală minimă de rupere calculată. Pentru determinarea **alungirii remanente**, citirea se face după descărcare la coloana tensiunii inițiale de încercare a cablului.

Alungirile se citesc cu o precizie de 0,1%.

Buletinul de încercare, pe lângă caracteristicile cablului trebuie să conțină forța efectivă de rupere, alungirea sub sarcină și alungirea remanentă.

II.3.3. Contribuții privind metodică încercărilor la tracțiune a inimilor din oțel

Inimile din oțel pot fi considerate o categorie aparte de cabluri. Asemenea inimi folosite în construcția conductoarelor din OL-Al (oțel-aluminiu) constituie elementul care asigură rezistența acestora.

Condițiile de încercare a acestor cabluri sunt cu totul diferite față de cele prezentate anterior.

În cele ce urmează se va face o scurtă prezentare a prescripțiilor cuprinse în Norma Europeană (EN 50182) din 2001 respectiv M92 149/1-83 sau IEC 61089-99, precum și ghidul A.S.G. 1999.

Cele de mai sus vor fi exemplificate pe baza testelor efectuate pe inimile: conductorului OTEL-ALUMINIU 50/30, a conductorului OTEL-ALUMINIU 500/65 precum cea a conductorului 477 Kcmil Type 16,3M.

În primul rand trebuie subliniat că testarea unei inimi nu se poate face decât după ce în prealabil a fost încercat la tracțiune conductorul din care aceasta face parte. Conform (E.N. 50182) inimile din oțel ale conductoarelor se execută pe eșantioane a căror lungime minimă este 10m.

Condițiile de încărcare pentru trasarea diagramelor tensiune-deformație (σ - ϵ) pe inimile de oțel ale conductoarelor Ax/Syz sunt următoarele :

- ♦ Încercarea constă în aplicarea succesivă a sarcinilor, în aceleași condiții ca pentru conductoare, la 30, 50, 70 și 85% F.R.N. (F.R.N. – forța la rupere nominală a conductorului).

- ♦ Inima din oțel este încărcată până când alungirea la începutul fiecărei perioade de menținere corespunde celei obținute pentru conductorul complet la 30, 50, 70 și 85% F.R.N.

- ♦ Curba tensiune-deformație (σ - ϵ) se obține trasând o curbă continuă care trece prin punctele de la 0,5h și 1h sub încărcările de 30, 50, 70 și 85% F.R.N. Pentru a obține curba caracteristică se elimină de la extremitatea inferioară influența slăbirii provocată de o alungire provenind din racordurile de capăt.

Ghidul A.S.G. 1999 ca și în cazul încercării conductoarelor elimină încărcarea corespunzătoare lui 85% F.R.N. iar ultima încercare se majorează de la 70% F.R.N. la 75% F.R.N.

II.3.4. Rezultate experimentale obținute în urma încercării la tracțiune a unor inimi din oțel ale conductoarelor din OL-Al

În cele ce urmează se analizează rezultatele experimentale obținute în urma încercării la tracțiune a inimilor din oțel ale conductoarelor OL-Al 50/30 și OL-Al 500/65 în conformitate cu NORMELE EUROPENE, folosind MOT 2500KN/13m.

Echpamentele anexe au fost identice cu cele folosite la încercarea conductoarelor.

În tabelele II.3 și II.4 sunt prezentate rezultatele obținute în urma încărcărilor până când alungirea la începutul fiecărei perioade de menținere constantă a sarcinii corespunde celei obținute pentru conductorul complet la : 30, 50, 70 și 85% din F.R.N.

Tabelul II.3

Tensiuni și deformații la încercarea inimii conductorului OL-Al 50/30

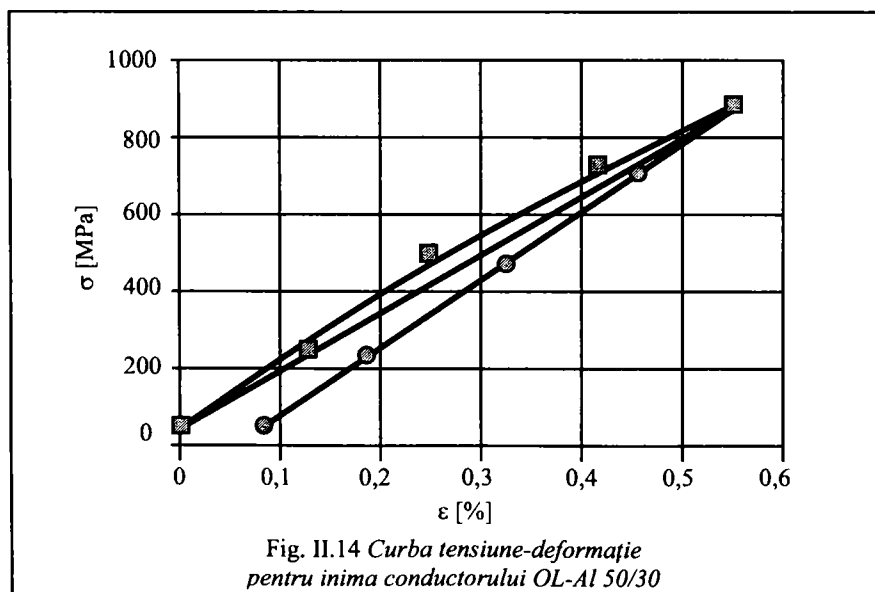
σ [N/mm ²]	ϵ [%]					
	t [min]					
	5	10	15	30	45	60
235	0,09765	0,10234	0,10345	0,11061	-	-
470	0,21543	0,22197	0,23645	0,23972	0,24312	0,24615
700	0,36142	0,37124	0,38425	0,39712	0,40534	0,41972
870	0,44285	0,46342	0,48602	0,50935	0,51874	0,53094

Tabelul II.4

Tensiuni și deformații la încercarea inimii conductorului 500/65

σ [N/mm ²]	ϵ [%]					
	t [min]					
	5	10	15	30	45	60
199	0,08174	0,09027	0,09136	0,09295	-	-
413	0,20164	0,21345	0,21542	0,21462	0,21542	0,21744
580	0,29467	0,30142	0,31025	0,31164	0,31297	0,31405
700	0,33674	0,34712	0,34815	0,34864	0,3510	0,35264

In figurile II.14 și II.15 sunt date curbele "Stress-Strain", care au fost trasate pe baza datelor experimentale din tabelele II.3 și II.4.



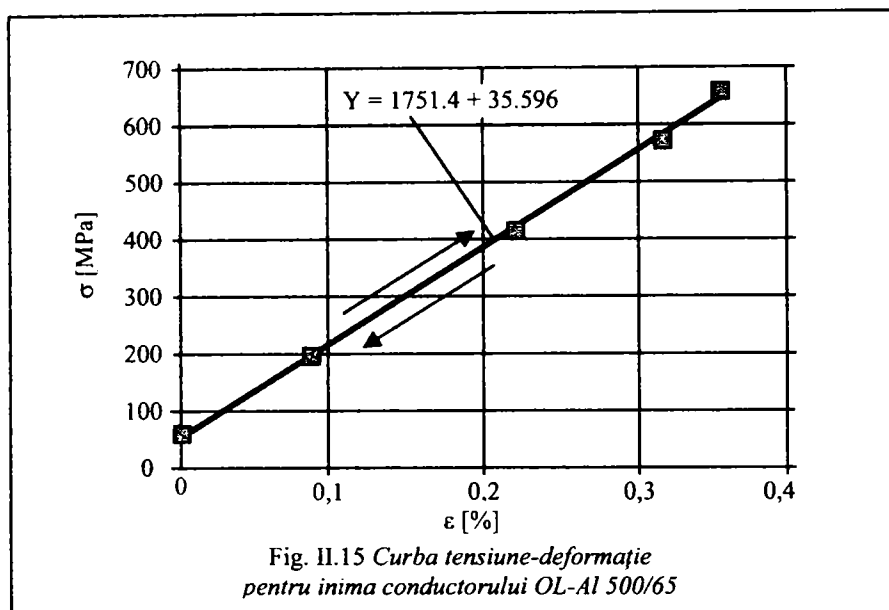


Fig. II.15 Curba tensiune-deformație pentru inima conductorului OL-Al 500/65

Concluzii

Analizând curba $\sigma - \epsilon$ din figura II.15 se poate trage concluzia că aplicarea normelor actuale privind încercările inimilor de oțel conduc la obținerea unei dependențe liniare situată în întregime pe domeniul elastic.

Un asemenea test pentru inima conductorului OL-Al 500/65 nu-și mai are de fapt niciun rost. Pe baza acestui rezultat și a altor studii efectuate în Laboratorul de conductori și cabluri al Universității "Politehnica" din Timișoara s-a propus o modificare a Normei Europene (E.N. 50182) în special în ce privește aplicarea acesteia pentru conductori la care inima de oțel are o rigiditate mare [34].

Pentru asemenea inimi se recomandă ca sarcinile de 30, 50, 70 și 85% să se raporteze la forța de rupere nominală (F.R.N.) a inimii conductorului.

Normele actuale se pot aplica numai pentru inimi formate dintr-un număr redus de fire, folosite la acei conductori care nu preiau în general forțe de tracțiune mari.

Testele efectuate în cadrul Laboratorului De Rezistența Materialelor al Universității "Politehnica" din Timișoara în conformitate cu noua propunere a fost acceptată de o serie de beneficiari din străinătate care au considerat că inimile conductorilor sunt verificate astfel în condiții mult mai severe.

Încercările până la rupere cu încărcări și descărcări repetate au evidențiat apariția unor deformații plastice pronunțate care au influențat direct forța la rupere nominală (F.R.N.).

În buletinele de verificare elaborate pentru o serie de beneficiari externi s-au prezentat și aceste date asupra inimilor din oțel.

III. STABILIREA CARACTERISTICILOR METROLOGICE ALE MOT 2500 KN/13m

III.1. Condiții tehnice impuse mașinilor pentru încercări de cabluri și conductori

Mașinile de încercat, în special cele pentru forțe mari, categorie în care intră și MOT 2500KN/13m, trebuie să fie fixate pe fundații masive cu ajutorul unor șuruburi de fixare. Fundația mașinii trebuie astfel dimensionată încât în momentul ruperii finale să nu se transmită șocuri și vibrații clădiri în care este montată mașina.

În jurul mașinii trebuie prevăzut un spațiu liber de cel puțin 500mm pentru a putea avea acces în vederea montării sau demontării conductorilor și cablurilor.

Mașina trebuie amplasată în încăperi ferite de coroziune, trepidații, praf la care temperatura ambiantă să fie cuprinse între 18 și 28°C.

Mașinile trebuie să fie protejate de acțiunea mediului înconjurător prin vopsire, galvanizare sau brunare cu condiția ca stratul de protecție să nu afecteze buna funcționare a mașinii.

Corpul mașinii trebuie să aibă o construcție robustă care să permită montarea dispozitivelor componente ale mașinii (cărucioarele cu tamburii de fixare ai conductorilor) respectiv componentele de etalonare. Batiul mașinii trebuie să asigure o bună stabilitate în timpul funcționării, inclusiv în momentul ruperii conductorului.

Construcția batiului pe o lungime de peste 13m trebuie să asigure posibilitatea de a controla orizontalitatea montării. În absența prezentei pe batiu a unui nivel cu bula de aer se admit abateri de la orizontalitate de $\pm 1/1000$.

Dispozitivul de fixare a conductorilor și cablurilor trebuie să îndeplinească următoarele condiții :

- ◆ să permită o montare respectiv o demontare simplă și sigură a epruvetelor debitate din toroanele din cabluri sau conductori;
- ◆ să asigure fixarea probelor în timpul încercării, evitând alunecarea conductorilor pe rolele fixate pe cărucioarele mașinii;
- ◆ să permită centrarea corectă a probei astfel ca sarcina să se aplice axial ;
- ◆ să permită o fixare a conductorilor astfel încât să nu influențeze poziția secțiunii de rupere (la o distanță mai mică de 50mm de tamburul de fixare.

Dispozitivul de producere a forței trebuie să satisfacă următoarele cerințe :

- ◆ să permită producerea forțelor pe întreg intervalul pentru care mașina urmează să fie folosită;

- ◆ să asigure o creștere, respectiv descreștere a forței lentă și lipsită de șocuri sau vibrații, cu diferite viteze;
- ◆ să permită menținerea constantă a sarcinii pe duratele de timp solicitate de EN 50182;
- ◆ variatorul de viteze a dispozitivului de producere a forței trebuie să permită reglarea vitezei de solicitare în limite prescrise de standardele pentru încercările conductorilor și cablurilor folosind epruvete cu lungimi de peste 10m;
- ◆ indicațiile variatorului vitezei de deplasare a forței de acționare în gol trebuie să corespundă cu viteza efectivă de deplasare a bacului în gol cu o eroare de cel mult $\pm 10\%$.

O atenție deosebită s-a acordat adaptării mașinii pentru determinarea complianței elastice. În acest sens s-a urmărit aplicarea coaxială a forțelor astfel încât să nu apară o blocare a rotelor cărucioarelor.

Începutul unor blocări ale rotelor cărucioarelor poate să conducă la apariția unor deformații plastice ale tijelor de prindere ale cărucioarelor respective ale bolțurilor de fixare a acestora.

Coaxialitatea încărcării s-a urmărit prin intermediul a șase comparatoare cu care s-a măsurat deplasarea cărucioarelor precum și prin folosirea unor traductori tensometrici amplasați pe plăcile mobile.

Întrucât cele două coloane laterale ale mașinii sunt executate din două profile U fără să fie sudate, s-a impus și o verificare a deplasărilor relative a acestora folosind traductori cu precizia de 0,001mm.

Toate testele efectuate cu bara de rigidizare montată nu au evidențiat deplasări relative ale coloanelor și nici deplasări ale suporturilor montați pe placa de beton pe care este așezată mașina.

Se impune ca pe viitor să se acorde o atenție mai mare sistemului de protecție, având în vedere că în momentul ruperii conductorilor sau cablurilor, acestea pot să depășească zona de siguranță a mașinii. Protecția poate fi făcută cu ajutorul unui grilaj rabatabil asupra căruia I.N. Metrologie a insistat și insistă ca și în viitor acesta să fie folosit la fiecare test pe conductori și cabluri.

Toate condițiile prezentate mai sus au constituit obiectul primei verificări, înainte de a începe studiul rigidității, folosind o bară de rigiditate mare. Trebuie subliniat că toate cerințele prezentate anterior s-au încadrat în normativele în vigoare.

III.2. Simboluri și definiții folosite pentru verificarea sistemului de măsurare a forței de la MOT 2500KN/13m

Tabelul III.1

Simbol	Unitatea de măsură	Definiție
F_N	N	Limita maximă a scării de măsurare de la indicatorul de forță al MOT 2500KN/13m
F_i	N	Forța citită pe aparatul indicator al MOT 2500KN/13m la verificarea cu forța crescătoare
F'_i	N	Forța citită pe aparatul indicator al MOT 2500KN/13m la verificarea cu forțe descrescătoare
\bar{F}_i, \bar{F}'_i	N	Valorile medii ale forțelor \bar{F}_i, \bar{F}'_i
F	N	Forța adevărată indicată de instrumental etalon de forță la verificarea cu forțe crescătoare
F'	N	Forța adevărată indicată de instrumental etalon de forță la verificarea cu forțe descrescătoare
\bar{F}, \bar{F}'	N	Valorile medii ale forțelor F și F'
F_c	N	Forța adevărată indicată de instrumental etalon de forță la verificarea cu forța crescătoare, pentru seria complementară de măsurători pentru cea mai mică scară utilizată.
F_{ic}	N	Forța citită pe aparat indicator al MOT 2500KN/13m care se verifică sub sarcini de încărcare crescătoare pentru seria complementară de măsurări pentru cea mai mică scară utilizată
$F_{i_{max}}, F_{i_{min}}$ F_{max}, F_{min}	N	Valoarea maximă și minimă pentru F_i sau F pentru aceeași forță distinctă
F_{i_0}	N	Forța reziduală la indicatorul de forță al MOT 2500KN/13m după anularea forței
q	%	Eroarea relativă de justate (acuratețe) a sistemului de măsurare al forței de la MOT 2500KN/13m
b	%	Eroarea relativă de repetabilitate a sistemului de măsurare de la MOT 2500KN/13m
u	%	Eroarea relativă de reversibilitate a sistemului de măsurare de la MOT 2500KN/13m
r	N	Rezoluția indicatorului de forță de la MOT 2500/13m
a	%	Eroarea relativă a aparatului indicator de la MOT 2500KN/13m
f_0	%	Eroarea relativă de zero a sistemului de măsurare a sarcinii de la MOT 2500KN/13m

III.3. Erori tolerate pentru atestarea clasei de precizie a MOT 2500/13m

Pentru încadrarea MOT 2500KN/13m într-o clasă de precizie conform normelor naționale și internaționale în vigoare este necesar să se calculeze următoarele erori, pentru fiecare domeniu de măsurare.

- Eroarea relativă de justate sau acuratete q

Eroarea relativă de ajustate q se poate calcula fie în raport cu citirile la aparatul etalon la cel puțin trei serii de măsurători de forțe în sens crescător pentru aceeași valoare a forței citită pe aparatul indicator al MOT 2500 KN/13m.

Astfel :

$$q = \frac{F_1 - \bar{F}}{F} \cdot 100\% \quad (\text{III.1})$$

unde :

$$\bar{F} = \frac{F_1 + F_2 + F_3}{3} \quad (\text{III.2})$$

în care : F_1, F_2, F_3 sunt forțele convențional adevărate indicate de aparatul etalon la aceeași forță F_i citită la aparatul indicator al mașinii de încercat la tracțiune.

În cazul în care verificarea se face în raport cu o forță convențional adevărată, citită pe instrumentul etalon, eroarea relativă de justete se definește ca :

$$q = \frac{\bar{F}_1 - F}{F} \cdot 100\% \quad (\text{III.3})$$

unde :

$$\bar{F}_1 = \frac{F_{i_1} + F_{i_2} + F_{i_3}}{3} \quad (\text{III.4})$$

în care :

$F_{i_1}, F_{i_2}, F_{i_3}$ sunt forțele citite în sens crescător pe aparatul indicator al mașinii MOT 2500KN/13m pentru o forță convențional adevărată F . ISO 7500-1:1999(E), la paragraful cu referire la verificarea accesoriilor, mai specifică două condiții care trebuie satisfăcute :

- pentru etalonarea cu forță indicată constantă :

$$100 \cdot \left| \frac{F_i - F_c}{F_c} \right| \leq 1,5q \quad (\text{III.5})$$

- pentru etalonarea cu forță reală constantă :

$$100 \cdot \left| \frac{F_{ie} - F}{F} \right| \leq 1,5q \quad (\text{III.6})$$

unde q este valoarea maximă admisă pentru clasa de precizie luată în considerare.

- Eroarea relativă de repetabilitate b

Eroarea relativă de repetabilitate b se calculează pentru fiecare treaptă de forță crescătoare la cel puțin patru măsurători cu relația :

$$b = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{\bar{F}} \cdot 100\% , \quad (\text{III.7})$$

când verificarea se raportează la o forță F_i citită de pe aparatul indicator al mașinii. Dacă însă verificarea se face la o forță convențional adevărată citită pe aparatul etalon, atunci :

$$b = \frac{F_{i_{\max}} - F_{i_{\min}}}{F} \cdot 100\% \quad (\text{III.8})$$

Unele norme recomandă stabilirea lui $F_{i_{\max}}$ și $F_{i_{\min}}$ din trei măsurători consecutive în sens crescător, ISO recomandă însă patru măsurători.

OIML R65 propune determinarea erorii relative de repetabilitate ca valoarea absolută a diferenței dintre eroarea maximă și eroarea minimă procentuală obținută prin aplicarea a cel puțin două forțe succesive după cum urmează :

$$b = \left| \frac{F_{i_2} - F_1}{F_1} - \frac{F_{i_1} - F_2}{F_2} \right| \cdot 100\%, \quad (\text{III.9})$$

unde :

F_{i_1} și F_{i_2} - sunt două forțe succesive indicate de aparatul indicator al mașinii pentru forțe crescătoare

F_1 și F_2 - sunt forțele respective indicate de aparatul etalon.

Dacă sunt aplicate mai mult de două forțe succesive, diferența erorilor extreme (maximă și minimă) a indicațiilor trebuie utilizate pentru a determina eroarea de repetabilitate.

- Eroarea relativă de reversibilitate u

Această eroare se calculează de obicei la cerere. În cazul MOT 2500KN/13m se impune, întrucât la trasarea diagramei $\sigma - \epsilon$ se utilizează atât trepte de încărcare cât și descărcare. Pentru determinarea erorii relative de reversibilitate se impune o calibrare a mașinii atât cu forțe crescătoare cât și descrescătoare.

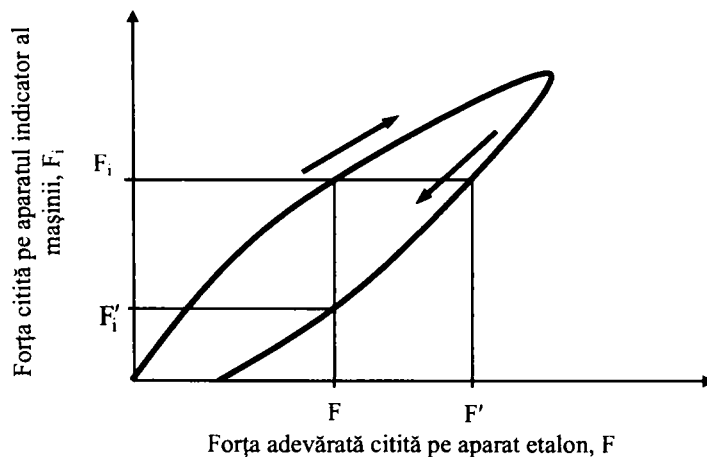


Fig.III.1. *Variația forței citite pe aparatul indicator al mașinii în funcție de forța adevărată citită pe aparatul etalon*

Diferența obținută între forțele crescătoare și forțele descrescătoare permit calculul erorii de reversibilitate (fig. III.1), folosind următoarea relație :

$$u = \frac{F' - F}{F} \cdot 100\% \quad (\text{III.10})$$

unde F și F' sunt forțele reale citite la instrumental etalon pentru o anumită treaptă F_i citită la aparatul indicator al mașinii.

Pentru cazul particular al calibrării cu o forță reală constantă :

$$u = \frac{F'_i - F_i}{F} \cdot 100\% \quad (\text{III.11})$$

Conform ISO 7500-1-1999(E) această determinare trebuie să fie efectuată pentru cea mai mică și cea mai mare scară de forță a mașinii de încercat.

- Rezoluția indicatorului de forță al mașinii de încercat

Întrucât MOT 2500KN/13m poate fi achipată atât cu sisteme de indicare analogic cât și numeric se va analiza rezoluția aparatului de măsurare în ambele situații.

Rezoluția dispozitivului de indicare se definește ca cea mai mică variație a forței într-un anumit interval de măsurare care poate fi observată sau înregistrată și evaluată indiferent de forța aplicată.

Rezoluția dispozitivului de *indicare analogic* exprimată în unități de forță se determină pe baza raportului dintre grosimea indicatorului și lungimea diviziunii. Valoarea raportului poate fi : 1/2 1/5 sau 1/10. Pentru o valoare a raportului de 1/10 este necesar ca lungimea diviziunii să fie mai mare sau egală cu 2,5mm. Scara dispozitivului de indicare trebuie să fie uniformă.

Rezoluția dispozitivului de *indicare digitală* este considerată ca fiind un increment de pe indicatorul numeric cu condiția ca atunci când instrumentul este neîncărcat și motoarele și sistemul de control funcționează, indicația să nu fluctueze mai mult de un increment.

În cazul când indicația fluctuează cu mai mult de un increment, rezoluția este egală cu valoarea unei jumătăți din intervalul de variație la care se adaugă un increment, exprimată în unități de forță.

- Eroarea relativă a aparatului indicator

Eroarea relativă sau rezoluția relativă, a , a indicatorului de forță este definită prin relația :

$$a = \frac{r}{F} \times 100[\%] \quad (\text{III.12})$$

unde F este forța în punctual luat în considerare.

Trebuie verificat dacă eroarea relativă în toate punctele scării de deasupra primei cincimi a scării de măsurare este inferioară sau egal cu valoarea prescrisă pentru clasa de precizie a mașinii considerate.

- Eroarea relativă de zero, f_0

Eroarea relativă de zero se determină după fiecare serie de măsurători la cca. 30 de secunde după descărcarea completă a sarcinii (aducerea la zero a forței).

Eroarea relativă de zero se calculează cu relația :

$$f_0 = \frac{F_{i_0}}{F_N} \cdot 100\% , \quad (\text{III.13})$$

unde F_{i_0} reprezintă forța reziduală citită la indicatorul forței mașinii de încercat iar F_N limita maximă a scării de măsurare de la același indicator de forță.

III.4. Clasele de precizie ale mașinilor de încercat la tracțiune a materialelor

În funcție de erorile obținute mai sus o mașină de încercat se poate încadra într-una din clasele de precizie conform tabelului de mai jos. Acest tabel este prezentat în toate normele interne și internaționale.

Clasele de precizie trebuie stabilite pentru fiecare interval sau domeniu de măsurare al mașinii de încercat. În acelaș tabel s-au trecut și limitele inferioare ale domeniilor de măsurare pentru diferite clase de precizie.

Limita inferioară a intervalului sau domeniului se determină prin multiplicarea rezoluției r cu o constantă d ale cărei valori sunt indicate în tabelul III.2

Pentru mașinile care au indicatoare cu intervale automate, trebuie aplicate cel puțin două trepte de forță în intervalul în care rezoluția nu se schimbă.

Se recomandă ca aparatul de măsurare (traductorul de forță) să se rotească cu 120° după fiecare serie de măsurători.

Tabelul III.2

Clasele de precizie și erorile corespunzătoare acestora

Clasa de precizie a intervalului indicator de forță	Valori maxime admise pentru					Limita inf. pentru intervalul de măsurare exprimată în d
	Eroarea relativă de				Eroarea relativă $a[\%]$	
	Justețe $q [\%]$	Repetabilitate $b[\%]$	Reversibilitate $u[\%]$	Zero $[\%]$		
0,5	$\pm 0,5$	0,5	$\pm 0,75$	$\pm 0,05$	0,25	400
1	$\pm 1,0$	1,0	$\pm 1,5$	$\pm 0,1$	0,5	200
2	$\pm 2,0$	2,0	$\pm 3,0$	$\pm 0,2$	1,0	100
3	$\pm 3,0$	3,0	$\pm 4,5$	$\pm 0,3$	1,5	67

d = numărul de intervale pentru dispozitiv

Raportul de verificare trebuie să conțină informații cât mai complete asupra instrumentului de verificare, numărul certificatului de etalonare și data expirării acestui certificate.

III.5. Domenii de măsurare a forțelor la MOT 2500KN/13m

Calculul erorilor prezentate în tabelul de mai sus trebuie făcut pe mai multe domenii sau intervale de măsurare a forțelor.

În condițiile MOT 2500KN/13m, care face obiectul studiului acestei teze de doctorat, utilizarea acesteia fiind orientată cu precădere în direcția încercării conductorilor, alegerea domeniilor de măsurare trebuie să se bazeze în primul rând pe caracteristicile mecanice ale acestora.

În tabelele III.3 și III.4 sunt indicate o serie de caracteristici ale conductorilor din Al și OL-Al folosiți în mod curent și care fac obiectul cercetărilor într-o serie de publicații și standarde, precum și a unor studii de expertizare efectuate în cadrul Laboratorului de Rezistența Materialelor al Universității "Politehnica" Timișoara.

Pe baza forțelor la rupere nominale (FRN) se impun domeniile de măsurare a forțelor astfel încât să fie cuprinsă întreaga gamă de conductoare.

Aceste domenii sau intervale de indicare a forței sunt : (0-10)KN; (0-50)KN; (0-100)KN; (0-150)KN; (0-200)KN; (0-250)KN și (0-300)KN, ultimul facultativ.

Analizând diferite tipuri de conductori folosiți în Europa privind forțele de rupere, aceștia se grupează pe domeniile de mai sus după cum urmează :

- domeniul (0-10)KN – 12 tipuri de conductori cu forța minimă de 5,8KN 15-AL1/3-ST1A și forța maximă de 9,21KN (AFL/3)
- domeniul (10-50)KN – 22 tipuri de conductori cu forța minimă 11,85KN 66-AL1 și forța maximă 44,50KN (122-AL1/20-ST1A)
- domeniul (50-100)KN – 28 tipuri de conductori cu forța minimă de 51,05KN AFL-1,7 și forța maximă 97,92 (122-AL1/71-ST1A)
- domeniul (100-150)KN – 18 tipuri de conductori cu forța minimă de 102,2KN (AFL-6) și forța maximă 146,28 (562-AL1/49-ST1A)
- domeniul (150-200)KN – 12 tipuri de conductori cu forța minimă de 150,81KN (490-AL1/64-ST1A) și forța maximă 179,93KN (AFL-1,25)
- domeniul (200-250)KN – 8 tipuri de conductori cu forța maximă 203, 96KN (AFL-9) și forța maximă 236,08KN (AFL-4)
- domeniul (250-300)KN – 5 tipuri de conductori cu forța minimă 257,13 (AFL 1,25) și forța de rupere maximă 279,64 (AFL-8).

Tabel III.3

Caracteristicile conductorilor din Al conform EN 50182-2001

Codul vechi	Codul nou	Aria mm ²	Nr. fire	Diametrul		Masa pe unități de lungime Kg/Km	F.R.N [KN]	Modul de elasticitate final N/mm ²	Coef. de dilatare termică liniară 1/K	Rezist. electrică Ω/Km
				Fire	Conductor					
				mm	mm					
16	16-AL1	15,9	7	1,70	5,10	43,4	3,02	60000	2,30E-05	1,7986
25	24-AL1	24,2	7	2,10	6,30	66,3	4,36	60000	2,30E-05	1,1787
35	36-AL1	34,4	7	2,50	7,50	93,9	6,01	60000	2,30E-05	0,8317
50	49-AL1	49,5	7	3,0	9,00	135,2	8,41	60000	2,30E-05	0,5776
50	48-AL1	48,3	19	1,80	9,00	132,9	8,94	57000	2,30E-05	0,5944
70	66-AL1	65,8	19	2,10	10,5	180,9	11,85	57000	2,30E-05	0,4367
95	93-AL1	93,3	19	2,50	12,5	256,3	16,32	57000	2,30E-05	0,3088
120	117-AL1	117,0	19	2,80	14,0	321,5	19,89	57000	2,30E-05	0,2456
150	147-AL1	147,1	37	2,25	15,8	405,7	26,48	57000	2,30E-05	0,1960
185	182-AL1	181,6	37	2,50	17,5	500,9	31,78	57000	2,30E-05	0,1588
240	243-AL1	242,5	61	2,25	20,3	671,1	43,66	55000	2,30E-05	0,1193
300	299-AL1	299,4	61	2,50	22,5	828,5	52,40	55000	2,30E-05	0,0966
400	400-AL1	400,1	61	2,89	26,0	1107,1	68,02	55000	2,30E-05	0,0723
500	500-AL1	499,8	61	3,23	29,1	1382,9	82,47	55000	2,30E-05	0,079
625	626-AL1	626,2	91	2,96	32,6	1739,7	106,45	55000	2,30E-05	0,0464
800	802-AL1	802,1	91	3,35	36,9	2228,3	132,34	55000	2,30E-05	0,0362
1000	1000-AL1	999,7	91	3,74	41,1	2777,3	159,95	55000	2,30E-05	0,0291

Caracteristicile conductorilor din OL-Al conform EN 50182-2001

Codul vechi	Codul nou	Aria		Nr. fire		Diametrul firelor		Diametru		Masa pe unit. de lung.	F.R.N	Modul de elasticitate final	Coef. de dilatare termică liniară
		AL	OL	Total	OL	AL	AL	OL	Inima				
		mm ²	mm ²	mm ²	OL	AL	mm	mm	mm	Kg/Km	KN	N/mm ²	1/K
16/25	15-AL1/3-STIA	15,3	2,54	17,8	6	1	1,80	1,80	1,80	5,40	5,80	81000	1,92E-05
25/4	24-AL1/4-STIA	23,9	3,98	27,8	6	1	2,25	2,25	2,25	6,75	8,95	81000	1,92E-05
35/6	34-AL1/6-STIA	34,4	5,73	40,1	6	1	2,70	2,70	2,70	8,10	12,37	81000	1,92E-05
44/32	44-AL1/32-STIA	44,0	31,7	75,6	14	7	2,00	2,40	2,20	11,2	44,24	110000	1,50E-05
50/8	48-AL1/8-STIA	48,3	8,04	56,3	6	1	3,20	3,20	3,20	9,60	16,81	81000	1,92E-05
50/30	51-AL1/30-STIA	51,2	29,8	81,0	12	7	2,33	2,33	2,33	6,99	42,98	107000	1,53E-05
70/11	70-AL1/11-STIA	69,9	11,4	81,3	26	7	1,85	1,44	4,32	11,7	26,27	77000	1,89E-05
95/15	94-AL1/15-STIA	94,4	15,3	109,7	26	7	2,15	1,67	5,01	13,6	34,93	77000	1,89E-05
95/55	97-AL1/56-STIA	96,5	56,3	152,8	12	7	3,20	3,20	9,60	16,00	77,85	107000	1,53E-05
105/75	106-AL1/76-STIA	105,7	75,5	181,2	14	19	3,10	2,25	11,3	17,5	105,82	110000	1,50E-05
120/20	122-AL1/20-STIA	121,6	19,8	141,4	26	7	2,44	1,90	5,70	15,5	44,50	77000	1,89E-05
120/70	122-AL1/71-STIA	122,1	71,3	193,4	12	7	3,60	3,60	10,8	18,0	97,92	107000	1,53E-05
125/30	128-AL1/30-STIA	127,9	29,8	157,8	30	7	2,33	2,33	6,99	18,3	56,41	82000	1,78E-05
150/25	149-AL1/25-STIA	148,9	24,2	173,1	26	7	2,70	2,10	6,30	17,1	53,67	77000	1,89E-05
170/40	172-AL1/40-STIA	171,8	40,1	211,8	30	7	2,70	2,70	8,10	18,9	74,89	82000	1,78E-05
185/30	184-AL1/30-STIA	183,8	29,8	213,6	26	7	3,00	2,33	6,99	19,0	65,27	77000	1,89E-05
210/35	209AL1/35-STIA	209,1	34,1	243,2	26	7	3,20	2,49	7,47	20,3	73,36	77000	1,89E-05
210/50	212AL1/50-STIA	212,1	49,5	261,5	30	7	3,00	3,00	9,00	21,0	92,46	82000	1,89E-05
230/30	231AL1/30-STIA	230,9	29,8	260,6	24	7	3,50	2,33	6,99	21,0	72,13	74000	1,78E-05
240/40	243AL1/40-STIA	243,1	39,5	282,5	26	7	3,45	2,68	8,04	21,8	85,12	77000	1,96E-05
265/35	264AL1/35-STIA	263,7	34,1	297,7	24	7	3,74	2,49	7,49	22,4	81,04	74000	1,96E-05
300/50	304AL1/50-STIA	304,3	49,5	353,7	26	7	3,86	3,00	9,00	24,4	105,09	77000	1,89E-05

continuare

305/40	305-AL1/39-STIA	304,6	39,5	344,1	54	7	2,68	2,68	8,04	24,1	1151,2	96,80	70000	1,92E-05
340/30	339-AL1/30-STIA	339,3	29,8	369,1	48	7	3,00	2,33	6,99	25,0	1171,2	91,71	62000	2,05E-05
380/50	382-AL1/49-STIA	381,7	49,5	431,2	54	7	3,00	3,00	9,00	27,0	1442,5	121,30	70000	1,93E-05
385/35	386-AL1/34-STIA	386,0	34,1	420,1	48	7	3,20	2,49	7,47	26,7	1333,6	102,56	62000	2,05E-05
435/55	434-AL1/56-STIA	434,3	56,3	490,6	54	7	3,20	3,20	9,60	28,8	1641,3	133,59	70000	1,93E-05
450/40	449-AL1/39-STIA	448,7	39,5	488,2	48	7	3,45	2,68	8,04	28,7	1549,1	119,05	62000	2,05E-05
490/65	490-AL1/64-STIA	490,3	63,6	553,8	54	7	3,40	3,40	10,2	30,6	1852,9	150,81	70000	1,93E-05
495/35	494-AL1/34-STIA	494,4	34,1	528,4	45	7	3,74	2,49	7,47	29,9	1632,6	117,96	61000	2,09E-05
510/45	511-AL1/45-STIA	510,5	45,3	555,8	48	7	3,68	2,87	8,61	30,7	1765,3	133,31	62000	2,05E-05
550/70	510-AL1/71-STIA	549,7	71,3	620,9	54	7	3,60	3,60	10,8	32,4	2077,2	166,32	70000	1,93E-05
560/50	562-AL1/49-STIA	561,7	49,5	611,2	48	7	3,86	3,00	9,00	32,2	1939,5	146,28	62000	2,05E-05
570/40	571-AL1/39-STIA	571,2	39,5	610,6	45	7	4,02	2,68	8,04	32,2	1887,8	156,40	61000	2,09E-05
650/45	653-AL1/45-STIA	653,5	45,3	698,8	45	7	4,30	2,87	8,61	34,4	2159,9	156,18	61000	2,09E-05
680/85	679-AL1/86-STIA	678,6	86,0	764,5	54	19	4,00	2,10	12,0	36,0	2549,7	206,56	68000	1,94E-05
1045/45	1046-AL1/45-STIA	1045,6	45,3	1090,9	72	7	4,30	2,87	8,61	43,0	3248,2	218,92	60000	2,17E-05

III.6 Evaluarea caracteristicilor metrologice ale MOT 2500KN/13m

Studiul efectuat inițial în două etape a avut ca scop stabilirea caracteristicilor metrologice ale MOT 2500KN/13m la care producerea sarcinii se face cu ajutorul unui angrenaj mecanic cu redactor.

Măsurarea forțelor s-a făcut cu o celulă de sarcină tip C – 200 nr.1 conceput în cadrul Catedrei de Rezistența Materialelor și realizat și etalonat în cadrul Institutului Național de Metrologie, Laborator Timișoara.

Citirea forțelor în cadrul primei etape s-a făcut cu un compensator automat de curent continuu tip C-500, cu cadran, fabricația Nicolina Iași (indicare analogică), scara gradată având 500 de diviziuni.

Metoda de măsurare a avut la baza compararea indicațiilor unui dinamometru etalon de tracțiune cu indicațiile mașinii.

Dinamometrul etalon de 300KN tracțiune a fost de fabricație VEB Kraftmessgeräte de tip KMB-M cu clasa de precizie 0,4.

Etalonarea a constat din șase serii de măsurători cu forțe crescătoare și descrescătoare între 0-200 KN la intervale de 30 KN între seria 3 și 4 de măsurători, deconectându-se dinamometrul pentru o perioadă de 5 zile. Citirea indicațiilor s-a efectuat prin încărcarea mecanică a mașinii, iar în apropierea valorilor stabilite prin încărcarea manuală.

Descărcările s-au făcut manual.

Temperatura în timpul verificărilor a fost $t \approx 20^{\circ}\text{C}$.

Rezultatele obținute sunt trecute în tabelul III.5. În cadrul celei de-a doua etape s-a folosit aceeași procedură numai că în locul compensatorului cu indicare analogică s-a folosit un compensator cu indicarea numerică a sarcinii (compensator digital). Etalonarea a constat tot din șase serii de măsurători între 0 – 200 KN. Rezultatele sunt trecute în tabelul III.6 și reprezentate grafic în figura III.2 pentru ambele moduri de etalonare.

Concluzii

- *Aceasta prima etalonare a mașinii a dovedit necesitatea unei abordări mult mai complexe a comportării mașinii în ansamblul ei, întrucât până la acest moment verificările se efectuau numai pe traductorii de forță, în cadrul Laboratorului I.N.M. Timișoara.*

- *S-a evidențiat pentru prima dată că M.O.T. 2500KN/13m satisface condițiile impuse de normele internaționale pe anumite domenii de măsurare a forțelor. Singurele neconcordanțe față de cerințele impuse în tabelul III.2 se referă la erorile de justețe q și eroarea de repetabilitate b care pentru domeniul (0-30)KN au prezentat abateri foarte mici.*

- *Prima etalonare a evidențiat faptul că M.O.T. 2500KN/13m prezintă o tendință ușoară de reducere a forțelor la o treaptă de încărcare pe durate lungi de timp.*

Toate cele de mai sus cât și importanța testelor efectuate pe această mașină au condus la necesitatea analizei rigidității care face obiectul capitolelor următoare.

Tabelul III.5

Etalonare MOT 2500KN/13m pentru scara 200 KN cu compensator analogic

F [KN]	①		②		③		④		⑤		⑥		\bar{c}_i [div]	c_v	c'_v	U [%]
	c_i [div]	$c'_{i(av)}$	c_i [div]	$c'_{i(av)}$	c_i [div]	$c'_{i(av)}$	c_i [div]	$c'_{i(av)}$	c_i [div]	$c'_{i(av)}$	c_i [div]	$c'_{i(av)}$				
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30	78	70	77	78	77	78	77	78	78	77,5	77,4	77,5	77,7	0,635	0,538	0,39
60	152	153	153	153	153	153	153	153	153	153	152,8	153,4	153,4	0,267	0,320	0,39
90	230	230	230	229,5	229	229,5	229	229	229,5	228,5	229,3	229,5	229,8	0,266	0,112	0,22
120	303	304	303	303,5	303	303,5	304	303,5	303	303,5	303,2	304,0	304,0	0,135	0,180	0,26
150	378	380	379	380	378	379	379	378	378	379,5	378,3	379,6	379,6	0,136	0,130	0,36
180	455	456	456	456	455	457	455	457	455	455,5	455,4	456,6	456,4	0,108	0,108	0,22
200	505	-	507	-	505	-	505	-	505	-	505,3	-	-	0,162	-	-

c_v - abaterea medie pătratică la încărcare
 c'_v - abaterea medie pătratică la descărcare

- Traductor forța C - 200 fabricația I.N.M, Timișoara
- Compensator cu cadran tip C - 500, fabricație Nicolina Iași
- Dinamometru etalon VEB Kraftmesseräte cl.0,4 tip KMB-M

Tabelul III.6

Etalonare MOT 2500KN/13m pentru scara 200 KN cu compensator digital

F [KN]	①		②		③		④		⑤		⑥		\bar{F}_i	\bar{F}_i	q [%]	b [%]	u [%]
	F_i	F'	F_2	F_2	F_3	F_3	F_4	F_4	F_5	F_5	F_6	F_6					
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30	30,5	30,8	30,5	31,2	30,4	31,2	30,2	31,2	30,5	31,2	30,5	31	30,43	31,08	1,43	1	0,4
60	60,6	61,2	60,8	61,6	61,0	61,4	60,9	61,2	60,7	61,2	61,0	61,6	60,8	61,36	1,38	0,66	0,4
90	91,5	92	91,5	92	91,4	91,8	91	92	91,3	92	90,8	91,8	91,25	91,92	1,02	0,66	0,22
120	121,2	121,6	122	121,6	121,2	121,4	121,2	121,6	121,2	121,4	121,2	121,6	121,28	121,6	1	0,33	0,26
150	151,2	152	151,6	152	151,6	152	151,2	151,6	151,2	151,6	151,2	151,8	151,32	151,84	0,88	0,26	0,34
180	182	182,4	182,4	182,4	182,4	182,4	182,0	182,8	182,0	182,8	182,2	182,6	182,16	182,56	0,98	0,22	0,22
200	202	-	201,8	-	202,1	-	202	-	202	-	202	-	201,9	-	0,99	0,40	-

- Traductor forța C - 200 fabricație I.N.M, Timișoara
- Compensator cu indicare numerică, fabricația Nicolina Iași
- Dinamometru etalon VEB Kraftmesseräte cl.0,4 tip KMB-M Nr.6066

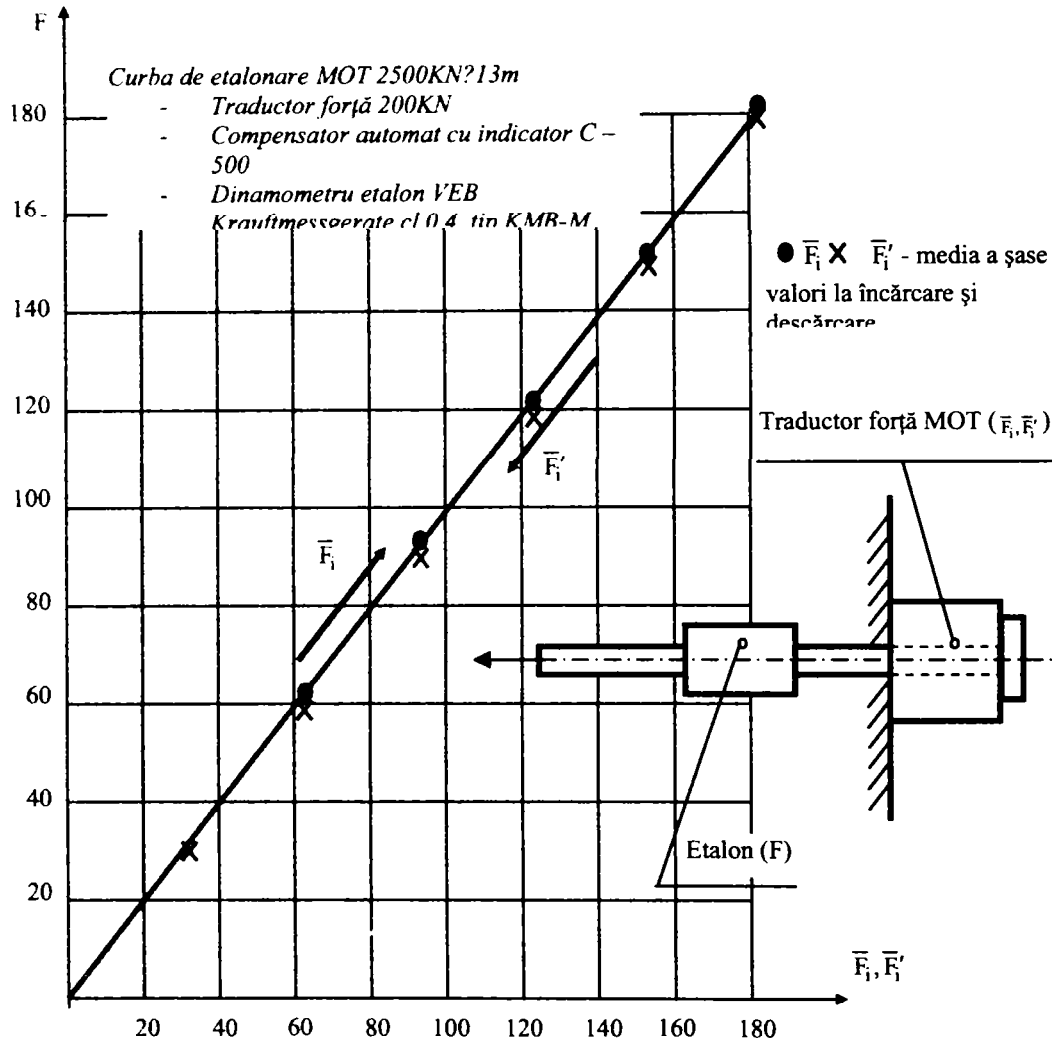


Fig.III.2. Curba de etalonare MOT 2500KN/13m pentru $F_{max}=200KN$

IV. CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE ASUPRA TRADUCTORILOR DE FORȚĂ FOLOSIȚI LA MOT. 2500KN/13m

Una dintre cele mai importante componente ale M.O.T. 2500KN/13m este traductorul de forță.

Domeniile extrem de variate pornind de la câțiva KN și ajungând la forțe de ordinul miilor de KN au impus un studiu amănunțit asupra elementelor elastice folosite în cadrul mașinii M.O.T. 2500KN/13m.

Au fost analizate o serie de oțeluri utilizate în construcția acestora, precum și tratamentele care trebuie aplicate.

IV.1. Tipuri de elemente elastice folosite la construcția traductorilor de forță. Montajul și aplicarea traductorilor rezistivi

Traductorul de forță este un instrument care are rolul de a transforma o mărime fizică oarecare într-o mărime electrică care poate fi apoi măsurată cu ajutorul unei aparaturi speciale.

Există o varietate foarte mare de traductoare. Principiile lor derivă din diferite fenomene cunoscute în electricitate cum ar fi : inductanță, piezoelectricitatea, magnetoelectricitatea, efectele fotoelectrice etc.

Transformarea unei mărimi mecanice într-o mărime electrică este mai avantajoasă datorită fidelității și flexibilității utilizării aparaturii electronice de măsurare a unor astfel de semnale.

Aplicațiile traductorilor în general sunt foarte mult extinse într-o serie de domenii cum ar fi : cântăriri, măsurări și reglări ale presiunilor, forțe, cupluri, măsurători de vibrații, etc.

Din categoria largă a traductorilor un loc aparte îl ocupă traductorii care folosesc timbrele tensometrice.

Partea cea mai importantă a unui traductor de forță este un dispozitiv mecanic, denumit element elastic care se deformează sub acțiunea sarcinilor exterioare.

Traductorii rezistivi (timbrele tensometrice) lipiți pe asemenea elemente elastice, convenabil grupate, transformă deformațiile elastice ale acestor elemente în variații de rezistență ca și în cazul calculului tensiunilor.

Precizia poate fi considerată superioară determinării tensiunilor deoarece semnalele sunt traduse direct în unități de forță.

În figura IV.1 se prezintă câteva scheme de principiu ale traductorilor de forță sau captorilor dinamometrici. (celule de sarcină)

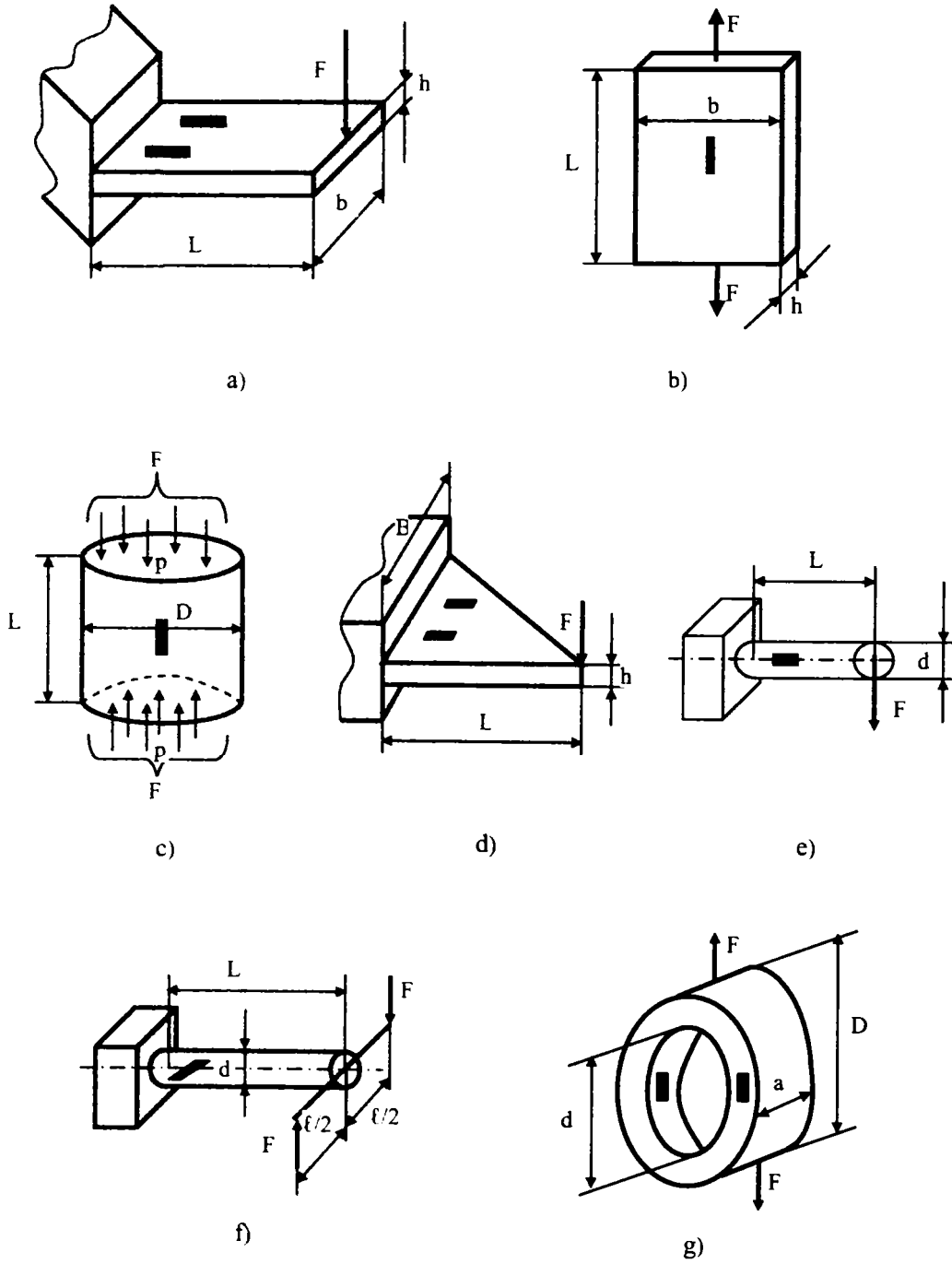


Fig.IV.1. Scheme de principiu ale traductorilor de forță

Conform figurii IV.1 se vede că elementul elastic pe care se aplică traductorii rezistivi se poate prezenta sub forma unei lamele (plăci) supusă la întindere sau încovoiere sau sub forma unor bare supuse la încovoiere sau întindere. Evident că acest tabel nu are un caracter limitativ întrucât se pot imagina și alte tipuri de elemente elastice.

După cum se vede din figura IV.1.c. dispozitivul mecanic pe baza căruia se produce deformația unei piese sau a unei părți dintr-o epruvetă poate fi și un cilindru supus la compresiune.

Traductorii rezistivi plasați într-un anumit mod pe suprafața elementului detectează deformațiile acestuia.

Semnalele acestor traductori sunt preluate și amplificate cu ajutorul unei aparaturi speciale.

Trebuie subliniat că există traductoare care pot detecta simultan mai mulți parametrii.

De exemplu un element de tip bara sau cilindru poate servi la detectarea solicitărilor de întindere, încovoiere sau răsucire. Printr-o amplasare corespunzătoare a traductorilor rezistivi aceste componente se pot măsura separat.

Montajul în punte a traductorilor rezistivi

Cel mai simplu montaj a patru rezistențe egale ($R_1=R_2=R_3=R_4$) corespunde montajului în punte (fig.IV.2)

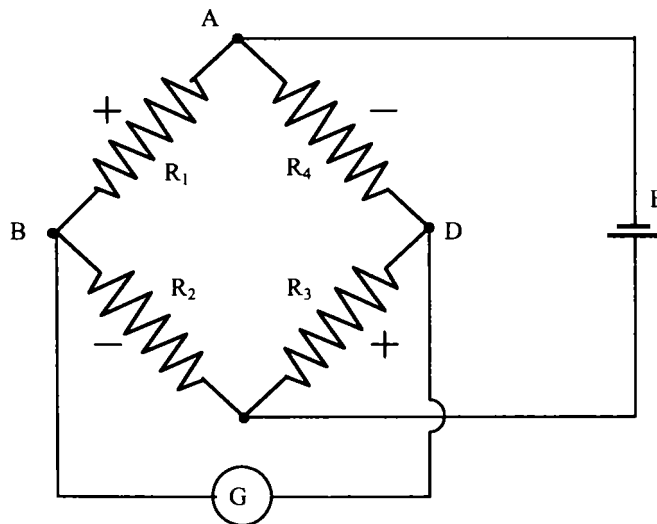


Fig.IV.2 Montajul în punte a traductorilor rezistivi

Dacă alimentăm printr-o sursă de curent E una dintre diagonalele punții, după cealaltă diagonală apare o tensiune nulă între punctele B și D datorită simetriei. Variația uneia dintre rezistențe duce la apariția unei tensiuni între B și D care poate fi măsurată cu ajutorul galvanometrului G.

Pentru cazul când rezistențele prezintă o variație foarte mică, tensiunea la ieșire este proporțională cu variația relativă $\Delta R/R$ a fiecărui traductor rezistiv. Pentru o tensiune E a sursei rezultă :

$$e = \frac{E}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right). \quad (IV.1)$$

Semnele de + și - din această ecuație caracterizează proprietatea fundamentală a punților conform căreia două rezistențe adiacente acționează în sens invers, în timp ce două rezistențe opuse acționează în același sens.

Un captor dinamometric poate fi constituit din patru traductoare.

Tensiunea la ieșire poate fi evaluată în diferite moduri și anume :

- se poate măsura direct cu ajutorul unui milivoltmetru ;
- se poate compara prin opoziție cu o tensiune de referință ;
- se poate utiliza ca indicator de dezechilibru pentru restabilirea simetriei prin adăug de rezistențe auxiliare.

Amplasarea traductorilor rezistivi pe elementele elastice

O bară solicitată la tracțiune obține pe direcția forței o lungire iar pe direcția perpendiculară pe aceasta o contracție care reprezintă 30% din deformația precedentă. În consecință timbrele 1 și 3 sunt dispuse longitudinal iar timbrele 2 și 4 transversal (fig. IV)

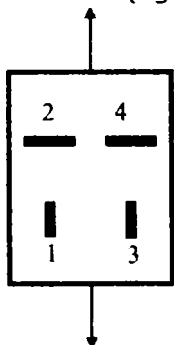


Figura IV.3 prezintă un caz teoretic, întrucât timbrele trebuie plasate simetric. Astfel în cazul unui cilindru timbrele sunt plasate diametral opus iar în cazul unei lamele, simetric pe o față și respectiv pe fața opusă.

Compresiunea este detectată în același mod, numai că semnele în acest caz sunt inverse.

Fig.IV.3 Amplasarea timbrei tensometrice pe un element elastic

IV.2. Materiale folosite pentru construcția elementelor elastice

Conform relație IV.1 este evident că pentru a obține un semnal al tensiunii de ieșire cât mai ridicat este necesar să avem deformații mari.

În același timp deformațiile mari ale elementului elastic pot să ducă la: ruperi fragile prin oboseală, apariția unor deformații remanente de neliniaritate care alterează performanțele traductorului.

Se recomandă astfel ca materialele să aibă o limită de proporționalitate cât mai ridicată, astfel încât la orice descărcare să se facă revenirea la zero.

Deci una dintre condițiile care se impune materialelor folosite în construcția elementelor elastice este ca raportul dintre R_m/σ_{l0} să fie cât mai mic (R_m - rezistența la rupere; σ_{l0} - limita de proporționalitate convențională).

Liniaritatea unui traductor depinde și de liniaritatea curbei caracteristice $\sigma-\varepsilon$ a materialului. Materialele care sunt sensibile la fenomenul de fluaj nu se recomandă să fie folosite la construcția elementelor elastice.

Evident că în timpul încărcării se recomandă ca la sarcina maximă pentru care a fost conceput traductorul tensiunea să nu depășească 1/5 din limita de proporționalitate a materialului.

Coefficientul de dilatare termică liniară nu are o importanță foarte mare la alegerea materialelor destinate să lucreze ca elemente elastice, datorită faptului că montajele sunt autocompensate precum și din cauză că există traductori rezistivi autocompenșați. Important este însă ca materialul să fie omogen.

Un alt fenomen termic are la bază variația modului de elasticitate cu temperatură. De acest efect trebuie să se țină seama la construcția traductorilor de forță. Dintre materialele cele mai recomandate pentru construcția elementelor elastice putem aminti :

- oțelurile pe baza de mangan și siliciu, folosite la construcția arcurilor și care au o limită de elasticitate foarte ridicată ;
- bronzul cu beriliu ;
- aliaje din aluminiu.

În tabelul de mai jos sunt date câteva dintre caracteristicile acestor materiale precum și tratamentul termic care se impune [148].

Tabelul IV.1

Caracteristici de material	Materiale folosite		
	Oțeluri : Cr, Si, Mo 45 SC D6	Bronz cu beriliu Be 2%	Aliaje cu Al AZ 8 GU
Masa volumică (1000 Kg/m ³)	7,80	8,25	2,80
Coeficientul de dilatare (10 ⁻⁶ /°C)	13	17	23,5
Modulul de elasticitate longitudinal, E[N/mm ²]	220.000	130.000	72.000
Variația modului de elasticitate : $\Delta E/E$ (10 ⁻⁶ /°C)	-260	-380	-580
Coeficientul lui Poisson	0,285	0,34	0,34
Limita de elasticitate [N/mm ²]	1450	800	450
Deformația la limita de elasticitate (10 ⁻⁶ ș.a.)	6600	4700	6400
Tratamente aplicate	Călire 890°C Revenire 450°C	Călire 780°C apă Revenire 2h la 320°C	Călire 480°C în apă 30/50°C Revenire 8h la 130/140°C

IV.3. Expresiile deformațiilor specifice și ale săgeților pentru unele elemente elastice uzuale

Calculul unui traductor de forță respectiv a elementului elastic are la bază unele relații simple din rezistența materialelor.

În tabelul IV.2 sunt indicate o serie de relații utile având ca scop o simplificare a calculului unui element elastic [148].

Amplasarea traductorilor tensometrici pe elementul elastic impune calculul deformației specifice ε .

Pe baza relației

$$\frac{\Delta R}{R} = K \cdot \varepsilon \quad (IV.2)$$

în care K este constanta timbrului tensometric, se poate obține variația relativă a rezistenței traductorului $\Delta R/R$; sau a semnalului în mV/V.

Trebuie subliniat că în cele mai multe cazuri apar diferențe între rezultatele experimentale și cele obținute pe baza relațiilor din rezistența materialelor care se aplică în general pentru unele cazuri ideale. O lamă supusă la încovoiere poate fi tratată ca o grindă sau ca o placă. Lamele subțiri încastrate se comportă ca plăci sau membrane. Cilindrii subțiri supuși la compresiune trebuie analizați și din punctual de vedere al apariției flambajului. Pe lângă cele de mai sus trebuie luate în considerare și o serie de constrângeri legate de deplasările unor puncte.

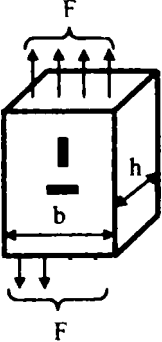
Natura încastrărilor este deasemeni foarte importantă.

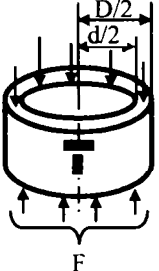
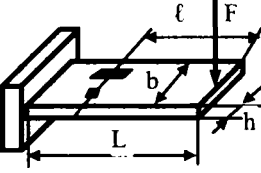
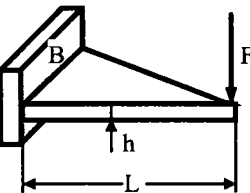
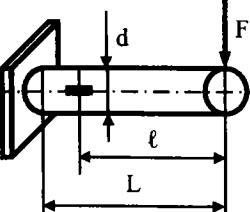
În cazul unei plăci încastrate pe contur, supusă unei presiuni pe o suprafață la mijlocul acesteia, impune o schimbare a direcției de amplasare a grilei traductorilor.

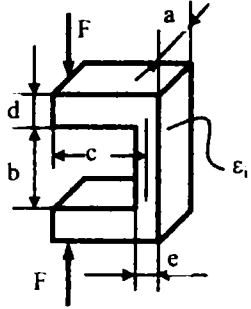
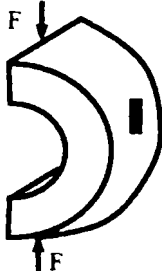
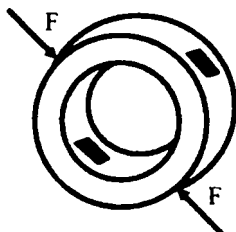
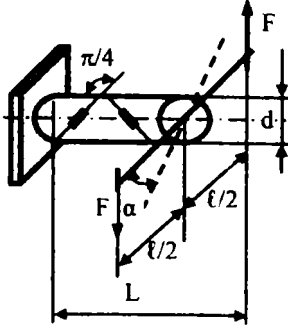
Astfel în apropierea încastrării grilele trebuie dispuse radial iar în zona centrală tangențial. Frecvența proprie a unui element elastic de tipul unei plăci circulare ne permite încadrarea calculului în categoria unei plăci sau a unei membrane.

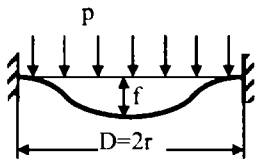
Tabelul IV.2

Relații folosite pentru calculul elementelor elastice [148]

<p>I. B ă supusă la tracțiune</p>		<p>- o ț p c t b – lățimea secțiunii h – înălțimea secțiunii μ – coeficientul lui Poisson ε_1 – indicația traductorului rezistiv dispus longitudinal ε_2 – indicația traductorului dispers transversal E – modulul de elasticitate longitudinal</p>	$\varepsilon_1 = \frac{F}{Ebh}$ $\varepsilon_2 = -\frac{\mu F}{Ebh}$
---	---	--	--

2. Tor cilindric supus la tracțiune sau compresiune		F – forța aplicată D – diametrul exterior d – diametrul interior ε_1 – indicația traductorului longitudinal ε_2 – indicația traductorului transversal	$\varepsilon_1 = \frac{4F}{\pi E(D^2 - d^2)}$ $\varepsilon_2 = \frac{\mu 4F}{\pi E(D^2 - d^2)}$
3. Lamela de secțiune constantă supusă la încovoiere		F – forța aplicată b – lățimea secțiunii h – înălțimea secțiunii L – deschiderea lamelei l – distanța până la secțiunea în care se aplică traductorii f – săgeata lamelei ε_1 – indicația traductorului longitudinal ε_2 – indicația traductorului transversal N – prima frecvență proprie	$\varepsilon_1 = \frac{6F\ell}{Eb h^3} = \frac{3h\ell}{2L^3} f$ $\varepsilon_2 = \frac{6\mu F\ell}{Eb h^2} = \frac{3h\ell\mu}{2L^3} f$ $f = \frac{FL^3}{3EI_z} = \frac{4FL^3}{Eb h^2}$ $N = 0,55 \frac{1}{L^2} \sqrt{\frac{EI_z}{\rho S}}$
4. Lamela triunghiulară		F – forța aplicată B – lățimea bazei h – înălțimea secțiunii L – deschiderea f – săgeata ε_1 – indicația traductorului longitudinal ε_2 – indicația traductorului transversal	$\varepsilon_1 = \frac{6F\ell}{Eb h^2}$ $\varepsilon_2 = \frac{6\mu F\ell}{E L^2}$ $f = \frac{6FL^3}{EB h^2}$
5. Bară cilindrică supusă la încovoiere		F – forța aplicată d – 2r (diametrul) l – distanța până la traductor L – deschiderea barei f – săgeata barei N – prima frecvență proprie ε_1 – indicația traductorului	$\varepsilon_1 = \frac{4F\ell}{E\pi r^2} = \frac{3\ell r}{L^3} f$ $\varepsilon_2 = \frac{\mu 4F\ell}{E\pi r^2} = \frac{3\mu\ell r}{L^3} f$ $f = \frac{4FL^3}{3\pi E r^4}$

		longitudinal ε_2 – indicația traductorului transversal	$N = 0,56 \frac{r}{L^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$
6. Bara supusă la întindere sau compresiune excentrică		F – forța aplicată a,b,c,d,e – vezi figura Δb – săgeata totală $\varepsilon_{\ell 1}$ – traductor exterior longitudinal $\varepsilon_{\ell 2}$ – traductor exterior transversal $\varepsilon_{i 1}$ – traductor interior longitudinal $\varepsilon_{i 2}$ – traductor interior transversal	$\varepsilon_{\ell 1} = -\frac{F}{Eal} \left(\frac{6c}{\ell} + 1 \right)$ $\varepsilon_{\ell 2} = -\mu \varepsilon_{\ell 1}$ $\varepsilon_{i 1} = \frac{F}{Eal} \left(\frac{6c}{\ell} - 1 \right)$ $\varepsilon_{i 2} = -\mu \varepsilon_{i 1}$ $\Delta b = \frac{4Fc^2}{Ea} \left(3 \frac{b}{\ell^3} + 2 \frac{c}{d^3} \right)$
7. Inel semicircular		F – forța aplicată ℓ – grosimea a – lățimea R – raza medie f – săgeata totală ε_{ℓ} – traductor exterior transversal ε_i – traductor interior longitudinal	$\varepsilon_{\ell} = \frac{6FR}{Eal^2}$ $\varepsilon_i = -\frac{6FR}{Eal^2}$ $f = \frac{6\pi FR^3}{Eal^3}$
8. Inel dinamometric		F – forța aplicată ℓ – grosimea a – lățimea R – raza medie f – săgeata totală ε_{ℓ} – indicație traductor longitudinal exterior ε_i – indicație traductor longitudinal interior	$\varepsilon_{\ell} = \frac{3FR}{Eal^2} \left(1 - \frac{2}{\pi} \right)$ $\varepsilon_i = -\frac{3FR}{Eal^2} \left(1 - \frac{2}{\pi} \right)$ $f = 1,79 \frac{FR^3}{Eal^3}$
9. Bară supusă la răsucire		$M = F \cdot \ell$ – momentul de răsucire sau torsiune L – lungimea totală a barei α – unghiul de răsucire [rad] $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – indicațiile celor doi traductori μ – coeficientul construcției sau coef. lui Poisson	$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{M}{\pi GR^3} = \frac{R\alpha}{2L}$ $\alpha = \frac{2ML}{\pi GR^4}$ $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$

<p>10. Placă circulară încastrată pe contur supusă la o presiune exterioară</p>		<p>P – presiunea aplicată ℓ – grosimea plăcii r – raza plăcii x – distanța unui punct față de centrul plăcii ϵ_r – deformația radială într-un punct ϵ_t – deformația tangențială în același punct f – săgeata plăcii w – expresia deformației</p>	$\epsilon_r = \frac{3p(1-\mu^2)}{8E\ell^2}(r^2 - 3x^2)$ $\epsilon_t = \frac{3p(1-\mu^2)}{8E\ell^2}(r^2 - x^2)$ $f = \frac{3(1-\mu^2)pr^4}{16E\ell^3}$ $w = \frac{3p(1-\mu^2)}{16E\ell^3}(r^2 - x^2)^2$
---	---	--	--

IV.4. Alegerea formei optime a unui element elastic

Relațiile de calcul prezentate anterior sunt folosite în cazul general al unui anteproiect, cu ajutorul lor se obțin niște dimensiuni aproximative. Grosimea unui element elastic, spre exemplu, trebuie să fie suficient de mare pentru ca elementul să reziste la sarcinile aplicate, respectiv să fie destul de subțire pentru a asigura o sensibilitate corespunzătoare.

Având definit principiul și dimensiunile aproximative urmează în continuare stabilirea formei optime a elementului elastic. Aceasta se poate realiza prin aplicarea pe prototip a unor traductori pentru evidențierea formei optime. O metodă folosită mai frecvent este însă fotoelasticitate prin care se pot obține cele mai raționale elemente elastice. Ca exemplu în figura IV.4 este prezentat un model bidimensional pentru studiul unui captor de tracțiune. Elementul elastic se prezintă sub forma unui inel dinamometric [148].

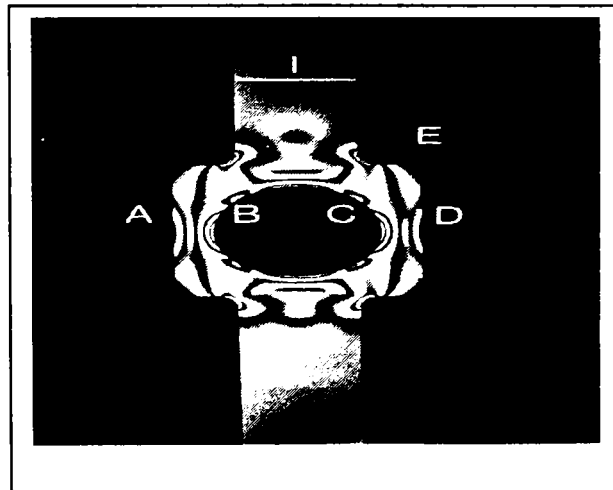


Fig. IV.4. Studiul fotoelastic al unui inel dinamometric [148]

O primă considerație care se impune este de a nu fi limitați de anumite zone intens solicitate în care nu se aplică traductorii rezistivi. De exemplu în figura IV.4 sunt marcate cu E zonele de trecere de la porțiunea plată notată cu I spre inelul dinamometric. În aceste zone se evidențiază un efect puternic de concentrare a tensiunilor fapt ce poate conduce la apariția în timp a unor fisuri de oboseală. Cu cât razele acestei zone de trecere (E) se micșorează cu atât acest efect devine mai dominant.

Mărirea razei de curbură în această zonă poate însă denatura solicitările inelului, creșterea razei poate să conducă la o stare în care întregul inel este solicitat la tracțiune. Se impune deci un compromis astfel încât în condițiile unor raze în zona E care să nu conducă la un efect prea puternic de concentrare a tensiunilor, să fie îndeplinită și condiția de inel dinamometric.

Această condiție impune ca tensiunile în A și B respective D și C să fie egale și de semn contrar.

Acestea sunt și zonele în care trebuie aplicați traductorii rezistivi (vezi tabelul IV.2). Având în A și D pe de o parte și în C și D pe de altă parte deformații egale dar de semn opuse, această condiție asigură cea mai bună liniaritate, întrucât puntea Wheatstone este liniară doar când brațele au variația cu aceleași valori absolute, cu aceleași semne la brațele adiacente și semne inverse în opoziție.

Având deci patru valori de semn convenabile și cu amplitudini egale ale deformațiilor în punctele A, B, C și D se pare că problema ar fi încheiată.

Mai rămâne o problema de rezolvat și anume cea a evitării concentrării puternice a deformațiilor în punctele indicate. Pentru a înțelege mai bine acest aspect vom lua două cazuri [148].

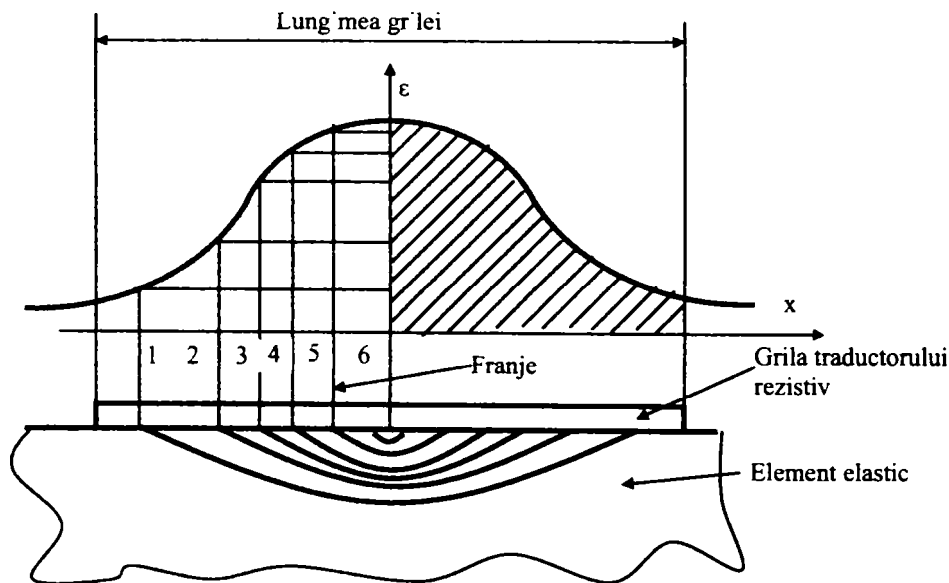


Fig.IV.5. Traductor rezistiv aplicat într-o zonă cu o densitate mare de franje

Primul caz corespunde situației când concentrarea deformațiilor se atinge în a șasea franje (fig.IV.5). Al doilea caz se caracterizează printr-un maxim mai puțin ridicat dar care este mai întins (fig.IV.6)

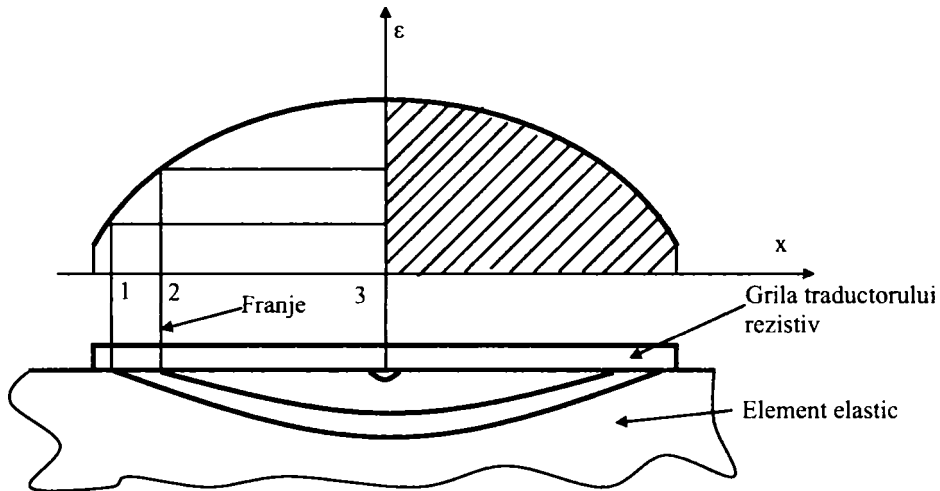


Fig.IV.6. Traductor rezistiv aplicat într-o zonă cu o densitate redusă a franjelor

Curbele în formă de clopot reprezintă variația deformației specifice ε de-a lungul profilului x dat de zona interioară sau exterioră a inelului pe care este lipită grila traductorului rezistiv.

Fiecare traductor integrează deformațiile de pe lungimea sa. Semnalul pe care îl va da este proporțional cu suprafață cuprinsă între axa x și curba în forma de clopot, respectiv limitele extremităților grilei (dublul suprafeței hașurată în desen).

Cele două suprafețe fiind egale și semnalele acestora vor fi aceleași.

Dacă am fi realizat două captoare, primul având caracteristica dată în fig.IV.5 și al doilea având caracteristica dată în figura IV.6, cele două par să aibă caracteristici de sensibilitate identice.

Atunci când se analizează rezistența la oboseală a unui traductor se presupune că este vorba de o solicitare variabilă repartizată uniform pe lungimea lui. Dacă o parte foarte limitată a traductorului este supusă la deformații importante, aceasta regiune va suporta efectele obosealii. În aceste condiții este de așteptat ca primul traductor (fig.IV.5) să aibă o durată de viață inferioară celui de-al doilea (fig.IV.6).

Mai mult la primul traductor pot să apară și efectele deformațiilor remanente.

Exemplul de mai sus, prezentat pentru un model plan poate fi extins pentru un captor tridimensional.

Se vede deci că stabilirea formei optime a unui element elastic necesită un studiu amănunțit și nu este în general o problemă de rutină. Aceasta este o problemă costisitoare ce conduce și la faptul că traductori de precizie pentru măsurători de forță sunt în general foarte scumpi.

IV.5. Cercetări teoretice și experimentale asupra elementului elastic cilindric cu pereți subțiri supus la compresiune

Gama foarte diversificată de forțe necesare încercărilor pentru o serie de elemente flexibile pe MOT 2500 KN/13m a impus o analiză amănunțită a tipurilor de elemente elastice, materiale folosite, etc.

Condițiile de încercare specifice acestei mașini au impus în final alegerea ca element elastic a unui cilindru cu pereți subțiri supus la compresiune. Acest element se pretează cel mai bine la forțe mari, dar în același timp a dovedit o sensibilitate deosebită și la forțe mai mici în condițiile solicitării de tracțiune.

Analiza teoretică a acestui tip de element elastic a avut la baza stabilirea ecuației de echilibru a suprafețelor subțiri având o curbura mică în condițiile unor deplasări mari. Pe baza acestei ecuații s-a putut efectua un studiu teoretic asupra stabilității suprafețelor cilindrice supuse la o compresiune uniformă în lungul generatoarei.

Calculul teoretic au fost completate cu un riguros studiu experimental având ca finalitate încadrarea traductorului clasa de precizie 0,2.

IV.5.1. Stabilirea ecuației de echilibru a unor suprafețe subțiri având curbura mică în condițiile unor deplasări mari

Se va examina în coordonate carteziene o placă subțire a cărei suprafață mediană în sistemul de coordonate carteziene este dată de ecuația :

$$w_0 = w_0(x, y). \quad (IV.3)$$

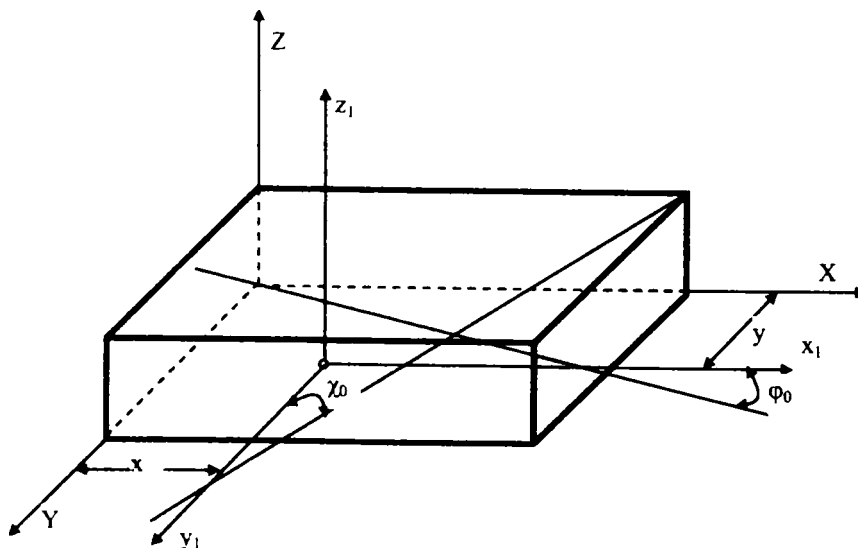


Fig.IV.7. Deformațiile admise ale suprafeței mediane

Se admite că unghiurile de pantă ale suprafeței nedeformate (φ_0 și χ_0) și a celei deformate ($\varphi_0 + \varphi$) și ($\chi_0 + \chi$) rămân suficient de mici pentru a putea accepta ca sinusul și tangenta sunt egale cu unghiurile.

Prin deformare fiecare punct de pe suprafața mediană suferă deplasările u , v și w corespunzătoare axelor mobile x_1 , y_1 și z_1 legate de suprafața nedeformată (fig.IV.7)

Se mai acceptă că materialul respectă legea lui Hooke iar deformațiile rămân mici, în schimb deplasările w , normale pe suprafață pot fi mari.

În ce privește deplasările u și v se consideră că sunt cu mult mai mici decât w .

Ținând seama că unghiul de pantă al suprafeței este foarte mic, se poate considera că ecuația ei în stare deformată are expresia :

$$w_0 + w = f(x, y) \tag{IV.10}$$

independentă de deplasările u și v .

Pentru început vom stabili condițiile de echilibru ale membranei. În acest scop se separă din suprafața deformată un element infinit mai mic de dimensiuni dx și dy , ținând seama că unghiurile de pantă $\varphi_0 + \varphi$ și $\chi_0 + \chi$ sunt mici (fig.IV.8)

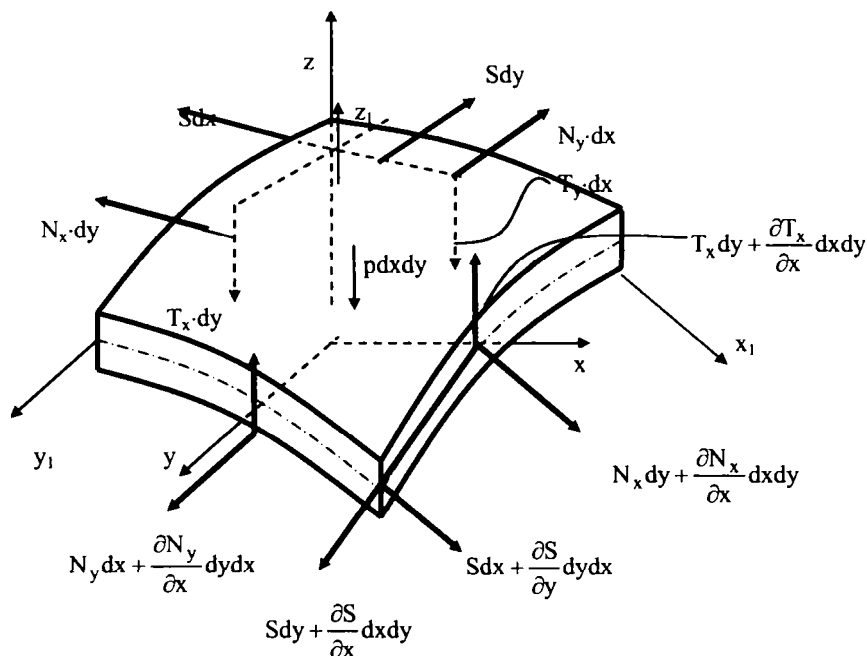
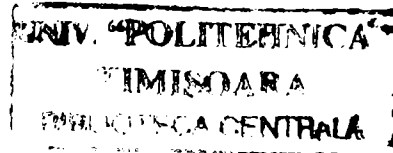


Fig.IV.8. Forțele axiale și tăietoare care acționează pe un element al unei suprafețe deformată elastic

În secțiunile făcute se aplică eforturile : forțe axiale, forțe tăietoare, momente încovoietoare și momente de răsucire.

Sensurile pozitive sunt indicate în figurile IV.8 și IV.9.



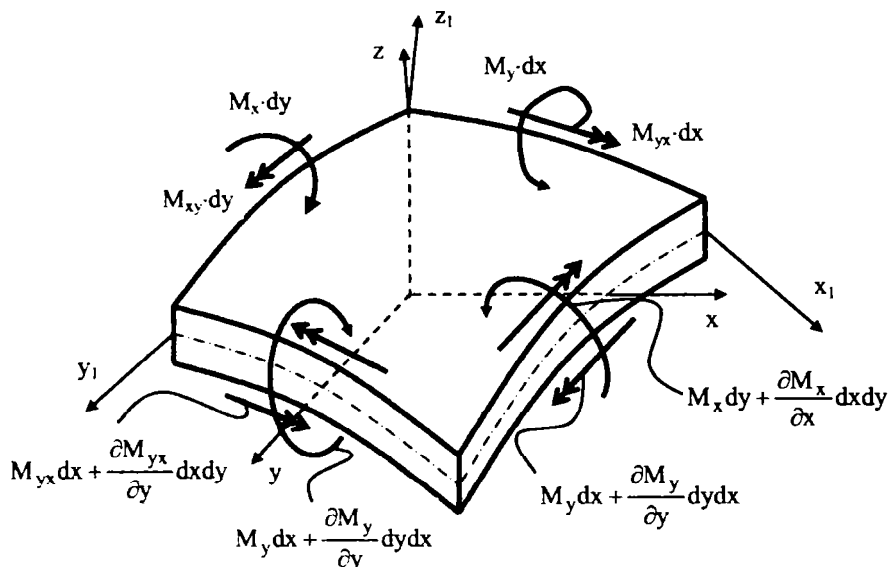


Fig.IV.9. Distribuția momentelor care acționează pe un element cu pereți subțiri deformat elastic

Se notează cu N_x și N_y forțele axiale și forțele tăietoare T_x și T_y normale la suprafață, cu S forțele tăietoare tangente la suprafață cu M_x și M_y momentele încovoietoare și cu $M_{xy} = M_{yx}$ momentul de răsucire, toate fiind raportate la unitatea de lungime a secțiunii. Sarcina exterioară pe unitatea de suprafață corespunzătoare suprafeței mediane este $p = p(x, y)$.

Proiectând toate forțele pe axele x_1 , y_1 și z_1 , se obține :

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} + T_y \frac{\partial(\varphi_0 + \varphi)}{\partial y} + T_x \frac{\partial(\varphi_0 + \varphi)}{\partial x} = 0; \quad (\text{IV.11})$$

$$\frac{\partial N_y}{\partial y} + \frac{\partial S}{\partial x} + T_x \frac{\partial(\chi_0 + \chi)}{\partial x} + T_y \frac{\partial(\chi_0 + \chi)}{\partial y} = 0; \quad (\text{IV.12})$$

$$\begin{aligned} -p + \frac{\partial T_x}{\partial x} + \frac{\partial T_y}{\partial y} - N_y \frac{\partial(\chi_0 + \chi)}{\partial y} - N_x \frac{\partial(\varphi_0 + \varphi)}{\partial x} - \\ - S \frac{\partial(\varphi_0 + \varphi)}{\partial y} - S \frac{\partial(\chi_0 + \chi)}{\partial x} = 0 \end{aligned} \quad (\text{IV.13})$$

Scriind că momentele tuturor forțelor în raport cu axele x_1 și y_1 sunt nule, rezultă :

$$T_y + \frac{\partial M_y}{\partial y} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} = 0; \quad (\text{IV.14a})$$

$$T_x + \frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} = 0 \quad (\text{IV.14b})$$

Se stabilește relația dintre deplasările u, v și w , deplasările unghiulare χ și φ , lungirile specifice $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ și lunecare specifică γ în suprafața mediană.

Lungirea specifică ε_x în direcția axei x_1 , este dată în primul rand de componentele liniare.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{w}{R_{xz_1}}$$

în care $\frac{1}{R_{xz_1}}$ este curbura suprafeței în planul xz_1 :

$$\frac{1}{R_{xz_1}} = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2}.$$

Elementul dx are în plus o lungire pătratică în urma rotirii elementului în planul xz_1 cu unghiul φ . Aceasta lungire este

$$\frac{dx - \frac{dx}{\cos \varphi}}{dx} \cong \frac{\varphi^2}{2}.$$

Prin urmare lungirea specifică este

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} - w \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} + \frac{\varphi^2}{2}; \quad (\text{IV.15})$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial x} - w \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} + \frac{\chi^2}{2}. \quad (\text{IV.16})$$

Expresia lunecării specifice este dată deasemenea de două componente și anume :

- una liniară $\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$
- și una pătratică $-\gamma\varphi$ care rezultă din rotirea elementelor dx și dy în planurile xz_1 și yz_1 .

Prin urmare lunecarea specifică este :

$$\gamma = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \chi\varphi \quad (\text{IV.17})$$

Eliminând u și v din expresiile (IV.15), (IV.16) și (IV.17) rezultă :

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = & -\frac{\partial^2}{\partial y^2} \left(w \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(w \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right) \\ & + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \varphi^2}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 (\varphi \chi)}{\partial x \partial y} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \chi^2}{\partial x^2}. \end{aligned} \quad (\text{IV.18})$$

Se trece apoi la calculul deplasărilor și deformațiilor în straturile suprafeței subțiri aflate la distanță z_1 de suprafața mediană.

Deplasările u', v' și w' din aceste straturi vor fi formate din deplasările corespunzătoare u, v și w ale suprafeței mediane și deplasările suplimentare datorită rotirii normale cu unghiurile φ și χ în raport cu axele x_1 și y_1 .

Ținând seama de ipoteza admisă în general, că normala rămâne neschimbată rezultă :

$$u' = u + z_1 \varphi; \quad v' = v + z_1 \chi; \quad w' = w.$$

Ținând seama de relațiile (IV.15), (IV.16) și (IV.17) se deduce :

$$\varepsilon'_x = \varepsilon_x + z_1 \frac{\partial \varphi}{\partial x}; \quad \varepsilon'_y = \varepsilon_y + z_1 \frac{\partial \chi}{\partial y}; \quad \gamma' = \gamma + z_1 \left(\frac{\partial \chi}{\partial x} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right).$$

Pe baza aspectului fizic rezultă :

$$\begin{aligned} \sigma'_x &= \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon'_x + \mu \varepsilon'_y) = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(\varepsilon_x + \mu \varepsilon_y) + z_1 \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + \mu \frac{\partial \chi}{\partial y} \right) \right]; \\ \sigma'_y &= \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon'_y + \mu \varepsilon'_x) = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(\varepsilon_y + \mu \varepsilon_x) + z_1 \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} + \mu \frac{\partial \chi}{\partial x} \right) \right]; \\ \tau' &= \frac{E}{2(1+\mu)} \gamma' = \frac{E}{2(1+\mu)} \left[\gamma + z_1 \left(\frac{\partial \chi}{\partial x} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) \right]. \end{aligned} \quad (IV.19)$$

Eforturile și momentele sunt legate de tensiuni prin așa zisele relații de echivalență dintre eforturi și tensiuni :

$$\begin{aligned} N_x &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma'_x dz_1; & M_x &= - \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma'_x z_1 dz_1; & S &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau' dz_1 \\ N_y &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma'_y dz_1; & M_y &= - \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma'_y z_1 dz_1; & S_{xy} &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau' z' dz_1 \end{aligned}$$

sau conform relațiilor (IV.19)

$$\begin{aligned} N_x &= \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_x + \mu \varepsilon_y); & M_x &= -D \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + \frac{\partial \chi}{\partial y} \right); \\ S &= \frac{Eh}{2(1+\mu)}; & N_y &= \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_y + \mu \varepsilon_x); \\ M_y &= -D \left(\frac{\partial \chi}{\partial y} + \mu \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right); & M_{xy} &= -D \frac{1-\mu}{2} \left(\frac{\partial \chi}{\partial x} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (IV.20)$$

de unde

$$\varepsilon_x = \frac{1}{Eh} (N_x - \mu N_y)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{Eh} (N_y - \mu N_x)$$

$$\gamma = \frac{S}{Gh} = \frac{2(1+\mu)}{Eh} S.$$

Înlocuind pe ε_x , ε_y și γ în ecuația (IV.18) se obține :

$$\frac{1}{Eh} \left[\frac{\partial^2 N_x}{\partial y^2} - \mu \frac{\partial^2 N_y}{\partial y^2} - 2(1+\mu) \frac{\partial^2 S}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 N_y}{\partial x^2} - \mu \frac{\partial^2 N_x}{\partial x^2} \right]. \quad (IV.21)$$

Pentru rezolvarea problemei, în cele ce urmează se introduce o așa zisă funcție a eforturilor q , definită de relațiile :

$$N_x = \frac{\partial^2 q}{\partial y^2}; \quad S = -\frac{\partial^2 q}{\partial x \partial y}; \quad N_y = \frac{\partial^2 q}{\partial x^2}. \quad (IV.22)$$

Dacă se introduc N_x , N_y și S în ecuația de mai sus se obține :

$$\frac{1}{Eh} \left(\frac{\partial^4 q}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 q}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 q}{\partial x^4} \right) = \frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 q.$$

În aceste condiții ecuația (IV.18) capătă forma :

$$\frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 q = \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left(w \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(w \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right) + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \varphi^2}{\partial y^2} -$$

$$- \frac{\partial^2 (\chi \varphi)}{\partial x \partial y} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \chi^2}{\partial x^2}$$

Dacă se ține seama de dependențele :

$$\varphi = -\frac{\partial w}{\partial z}; \quad \chi = -\frac{\partial w}{\partial y} \quad (IV.23)$$

rezultă

$$\frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 q = \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left(w \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(w \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 -$$

$$- \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}.$$
(IV.24)

Dacă se revine acum la ecuațiile de echilibru (IV.11) și (IV.12) se poate demonstra că în cazul suprafețelor având curbura mică, forțele tăietoare T_x și T_y în comparație cu forțele axiale N_x și N_y sunt de același ordin de mărime ca și $(\varphi_0 + \varphi)$ respective $(\chi_0 + \chi)$ în comparație cu unitatea.

Ținând seama că în demonstrație se neglijează pătratele acestor unghiuri în raport cu unitatea, se vede clar că în ecuațiile de echilibru (IV.11) și (IV.12) se pot

neglija termenii care conțin pe T_x și T_y . În acest caz, ecuațiile (IV.11) și (IV.12) capătă forma :

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} = 0 ;$$

$$\frac{\partial N_y}{\partial y} + \frac{\partial S}{\partial x} = 0 .$$

Aceste ecuații sunt satisfăcute dacă se introduce în ele funcția eforturilor q din relațiile (IV.22).

În aceste condiții ecuațiile de echilibru (IV.14a) și (IV.14b) devin :

$$T_x = D \frac{\partial}{\partial x} \nabla^2 w ;$$

$$T_y = D \frac{\partial}{\partial y} \nabla^2 w .$$

Dacă se introduc T_x și T_y , N_x și N_y precum și S din (IV.20) și χ și φ din (IV.23) în ecuația de echilibru (IV.13) se obține :

$$\begin{aligned} -p + D \nabla^2 \nabla^2 w - \frac{\partial^2 q}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 (w_0 + w)}{\partial y^2} + 2 \frac{\partial^2 q}{\partial x \partial y} \cdot \frac{\partial^2 (w_0 + w)}{\partial x \partial y} - \\ - \frac{\partial^2 q}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 (w_0 + w)}{\partial x^2} = 0. \end{aligned} \quad (IV.25)$$

Se vede că s-a ajuns în final la un sistem de două ecuații cu două necunoscute w și q .

În cazul unei suprafețe cilindrice :

$$\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} = 0 ; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{R} ; \quad \frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} = 0$$

și atunci

$$\frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 q = -\frac{1}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (IV.26)$$

$$\begin{aligned} -p + D \nabla^2 \nabla^2 w - \frac{\partial^2 q}{\partial x^2} \left(\frac{1}{R} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + 2 \frac{\partial^2 q}{\partial x \partial y} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - \\ - \frac{\partial^2 q}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \end{aligned} \quad (IV.27)$$

Aceste ecuații stau la baza stabilității unei suprafețe cilindrice.

IV.5.2. Stabilitatea unei suprafețe cilindrice supusă la compresiune de-a lungul generatoarei

Pe baza ecuațiilor stabilite mai sus se va examina problema stabilității unui tub cu pereți subțiri supus la o sollicitare de compresiune monoaxială (fig. IV.10). Acest tub reprezintă elementul elastic folosit de autor.

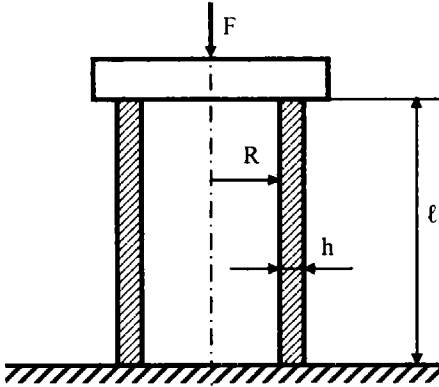


Fig.IV.10. Elementul elastic sollicitat la compresiune

Se consideră un cilindru cu pereți subțiri având lungimea ℓ , raza interioară R și grosimea peretelui h .

Expresia deplasării w care satisface condițiile de rezemare ale acestui cilindru este de forma :

$$w = C \sin \frac{my}{R} \sin \frac{n\pi x}{\ell} \quad (\text{IV.28})$$

unde :

n - numărul presupus de seminude formate în lungul cilindrului ;

m - numărul de seminude în direcția circumferențială.

Înainte de a introduce funcția de mai sus în ecuația (IV.26) se calculează

$$\frac{\partial w}{\partial x} = C \frac{n\pi}{\ell} \sin \frac{my}{R} \cos \frac{n\pi x}{\ell}; \quad (\text{IV.29})$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -C \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 \sin \frac{my}{R} \sin \frac{n\pi x}{\ell}. \quad (\text{IV.30})$$

În mod analog :

$$\frac{\partial w}{\partial y} = C \frac{m}{R} \cos \frac{my}{R} \sin \frac{n\pi x}{\ell};$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -C \left(\frac{m}{R} \right)^2 \sin \frac{my}{R} \sin \frac{n\pi x}{\ell}. \quad (\text{IV.31})$$

Din relația (IV.29) se obține :

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = C \frac{n m \pi}{R} \cos \frac{my}{R} \cos \frac{n\pi x}{\ell}. \quad (\text{IV.32})$$

Întroducând în ecuația generală (IV.26) expresiile (IV.30) (IV.31) și (IV.32) rezultă :

$$\begin{aligned} \frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 q = & C \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 \sin \frac{my}{R} \sin \frac{n\pi x}{\ell} + C^2 \frac{n^2 m^2 \pi^2}{R^2} \cos^2 \frac{my}{R} \cos^2 \frac{n\pi x}{\ell} - \\ & - C^2 \left(\frac{m}{R} \right)^2 \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 \sin^2 \frac{my}{R} \sin^2 \frac{n\pi x}{\ell}. \end{aligned} \quad (\text{IV.32.a})$$

Neglijând termenii care conțin pe C^2 se obține :

$$\nabla^2 \nabla^2 \varphi = \frac{Eh}{R} \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 C \sin \frac{my}{R} \sin \frac{n\pi x}{\ell}$$

de unde se deduce

$$q = \frac{\frac{Eh}{R} C \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2}{\left(\frac{m^2}{R^2} + \frac{\pi^2 n^2}{\ell^2} \right)^2} \sin \frac{my}{R} \sin \frac{n\pi x}{\ell} - \frac{N_x y^2}{2} \quad (\text{IV.33})$$

în care N_x este forța axială de compresiune.

Vom introduce acum pe q din (IV.23) și w din (IV.28) în a doua ecuație generală (IV.26). Neglijând și în acest caz termenii care conțin pe C^2 se obține :

$$N_x = D \frac{\left(\frac{m^2}{R^2} + \frac{\pi^2 n^2}{\ell^2} \right)^2}{\left(\frac{m^2}{R^2} + \frac{\pi^2 n^2}{\ell^2} \right)^2} + \frac{Eh}{R^2} \frac{\frac{n^2 \pi^2}{\ell^2}}{\left(\frac{m^2}{R^2} + \frac{n^2 \pi^2}{\ell^2} \right)^2} \quad (\text{IV.34})$$

În ecuația (IV.34) introducem notația :

$$\frac{\left(\frac{m^2}{R^2} + \frac{n^2 \pi^2}{\ell^2} \right)^2}{\frac{\pi^2 n^2}{\ell^2}} = X$$

rezultă

$$N_x = DX + \frac{Eh}{R^2} \frac{1}{X}.$$

Pentru a găsi valoarea lui X pentru care N_x este minim se calculează :

$$\frac{\partial N_x}{\partial X} = D - \frac{Eh}{R^2 X^2} = 0$$

de unde

$$X^2 = \frac{Eh}{R^2 D}.$$

În aceste condiții valoarea minimă a lui N_x de la care tubul își pierde stabilitatea devine :

$$N_x = D \sqrt{\frac{Eh}{DR^2}} + \frac{Eh}{R^2} \frac{\sqrt{R^2 D}}{R^2 \sqrt{Eh}}$$

$$\text{de unde } N_x = 2 \sqrt{\frac{EhD}{R^2}}$$

$$\text{sau } N_x = \frac{Eh^2}{R} \frac{1}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \quad (\text{IV.35})$$

În aceste condiții tensiunea critică devine :

$$\sigma_{cr} = \frac{Eh}{R} \frac{1}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \cong 0,6 \frac{Eh}{R} \quad (\text{IV.36})$$

După cum au arătat o serie de experiențe efectuate pe cilindrii cu pereți subțiri și chiar cercetările noastre, expresia de mai sus dă valori cu mult prea mari pentru σ_{cr} .

S-a observat experimental că la deplasări mari produse la compresiunea unor suprafețe cilindrice, funcția w dată din ecuația (IV.28) nu exprimă suficient de corect undele de îndoire ale suprafețelor cilindrice.

Experiențele au arătat că voalările care se produc în general pe suprafața unui cilindru supus la compresiune sunt orientate în special înspre interior (fig.IV.11) în timp ce funcția w luată în considerare prin ecuația (IV.28) dă semiunde successive cu deplasări egale atât înspre interior cât și înspre exteriorul cilindrului.

Ca urmare a acestui fapt s-a efectuat o corecție a ecuației deplasărilor radiale w sub forma :

$$W = C_1 \sin \frac{my}{R} \sin \frac{\pi nx}{\ell} + C_2 \sin^2 \frac{my}{R} \sin^2 \frac{\pi nx}{\ell} \quad (\text{IV.37})$$

în care constantele C_1 , C_2 , n , m se calculează din condițiile de minim a energiei potențiale.

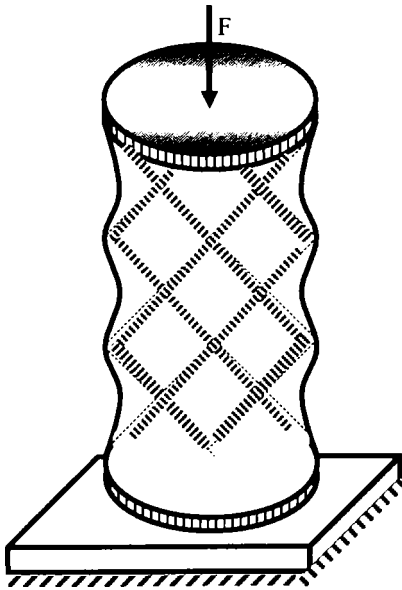


Fig.IV.11. Valoarea unui tub cu pereți subțiri solicitat la compresiune

Pe baza relației de mai sus s-a obținut o tensiune critică a cărei valoare este în general de 4,5 ori mai mică decât cea obținută pe baza relației (IV.28) :

$$\sigma_f = 0,133 \frac{Eh}{R} \quad (\text{IV.38})$$

În baza celor prezentate mai sus s-a stabilit că tensiunea critică care produce flambajul în cazul unor elemente elastice de tip cilindru cu pereți subțiri este cuprinsă între valorile de mai jos :

$$0,133 \frac{Eh}{R} < \sigma_f < 0,6 \frac{Eh}{R} . \quad (\text{IV.39})$$

În unele situații tubul cu pereți subțiri trebuie verificat în condițiile unei presiuni exterioare.

Dacă se acceptă ca ambele capete ale cilindrului sunt reze fixe, deformațiile w în urma pierderii stabilității pot fi scrise sub forma :

$$w = C \sin \frac{ny}{R} \cos \frac{\pi x}{\ell} \quad (\text{IV.40})$$

în care x este măsurat de la mijlocul lungimii spre dreapta sau spre stânga.

Pe baza funcției w luată în calcul, generatoarea cilindrului se încovoie sub forma unei semiunde. Pe periferia cercului se produc $2n$ semiunde.

Dacă numărul n este suficient de mare se poate considera ca în cadrul unei semiunde suprafața are o curbură mică.

Reținând numai primele puteri ale lui C , din ecuația (IV.32.a) se obține :

$$\nabla^2 \nabla^2 \varphi = Eh \frac{C}{R} \cdot \frac{\pi^2}{\ell^2} \sin \frac{ny}{R} \cos \frac{\pi x}{\ell}$$

de unde

$$\varphi = \frac{Eh \frac{C}{R} \cdot \frac{\pi^2}{\ell^2}}{\left(\frac{n^2}{R^2} + \frac{\pi^2}{\ell^2}\right)^2} \sin \frac{ny}{R} \cos \frac{\pi x}{\ell} - \frac{pRx^2}{2} \quad (\text{IV.41})$$

Ultimul termen din această expresie a fost ales astfel încât pentru o valoare mică a lui C efortul să fie egal cu cel ce se produce în suprafața cilindrică înainte de flambaj.

$$N_\varphi = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}$$

Întroducând expresiile (IV.40) și (IV.41) în ecuația (IV.24) se obține :

$$\frac{Eh \frac{C}{R^2} \cdot \frac{\pi^4}{\ell^4}}{\left(\frac{n^2}{R^2} + \frac{\pi^4}{\ell^4}\right)^2} \sin \frac{ny}{R} \cos \frac{\pi x}{\ell} + p + DC \left(\frac{n^2}{R^2} + \frac{n^2}{\ell^2}\right)^2 \sin \frac{ny}{R} \cos \frac{\pi x}{\ell} -$$

$$- pRC \frac{n^2}{R^2} \sin \frac{ny}{R} \cos \frac{\pi x}{\ell} - p = 0$$

de unde, după unele transformări, rezultă :

$$p_f = \frac{Eh}{Rn^2} \left[\frac{1}{\left(1 + \frac{\ell^2 n^2}{\pi^2 R^2}\right)^2} + \frac{\pi^4}{12(1 - \mu^2)} \frac{h^2 R^2}{\ell^2} \left(1 + \frac{\ell^2 n^2}{\pi^2 R^2}\right)^2 \right], \quad (\text{IV.42})$$

în care pentru fiecare caz concret, n trebuie exprimat printr-un număr întreg, ales astfel ca p_f să aibă valoare minimă.

Raționamentul de mai sus este valabil, după cum s-a arătat, numai pentru valorile lui n suficient de mari, la care cilindrul să mai poată fi considerat în cadrul unui seminude, ca având curbura mică.

Făcând o comparație cu metodele exacte de calcul se constată că pentru $\ell < 8R$, respective $n \geq 3$, ultima relație dă rezultate suficient de precise. Pentru $\ell < 8R$, presiunea critică poate fi calculată cu relația :

$$P_f = \frac{Eh^2}{4R^3(1-\mu^2)}.$$

IV.6. Realizarea practică a elementelor elastice pentru măsurarea forțelor cuprinse între 10KN – 2500KN

Elementul elastic al traductorului trebuie realizat dintr-un material corespunzător, astfel încât să poată suporta o sarcină nominală cât mai mare în condițiile unei sensibilități ridicate. Dimensionarea s-a făcut din condiția de rezistență la compresiune iar verificarea din condiția de stabilitate (vezi relațiile IV.38 și IV.39). Materialul ales pentru elementul elastic a fost oțelul 34 M₀ CN 15.

Tratamentul termic a constat din următoarele :

- Normalizare la (840⁰-870⁰)C, durata încălzirii 7 ore, răcire în aer, înainte de strunjire ;
- Călire (830⁰-860⁰)C, durata încălzirii 1h și 30 minute, răcire în ulei cu agitare până la 200⁰C și limitată sub 200⁰C, după strunjire ;
- Revenire - (400⁰-450⁰)C, menținere 1h, răcire în aer.

Duritatea elementului elastic a fost în final de (40-42)HRC. Pentru evidențierea caracteristicilor oțelului în condițiile tratamentului de mai sus, au fost efectuate încercări la tracțiune cu indicarea curbei caracteristice σ - ϵ .

Oțelul 34 M₀CN 15 a prezentat o limită de proporționalitate $\sigma_{\ell_{10}}$ foarte ridicată ($\sigma_{\ell_{10}} = 1240\text{MPa}$). Pe baza acestei limite s-a acceptat ca tensiune maximă o valoare $\sigma_{ef} = 310\text{MPa}$ deci aproximativ $1/3 \sigma_{\ell_{10}}$.

La alegerea acestei valori s-a avut în vedere că în momentul ruperii cablului apare un șoc care determină o tensiune maximă $\sigma_{max} = 920\text{MPa} < \sigma_{\ell_{10}}$.

Elementele elastice trebuie să prezinte și o rezistență la oboseală ridicată. Acest lucru s-a verificat pe baza încercărilor la oboseală a unui element elastic la un regim de încărcare $\sigma_{max} = 310\text{MPa}$; $\sigma_{min} = 40\text{MPa}$ pe o mașină de încercări la oboseală în condițiile unei solicitări de compresiune monoaxială.

Încercările s-au efectuat până la $3 \cdot 10^5$ cicluri de solicitare.

După anumite numere de cicluri suprafața elementului elastic a fost supusă unei riguroase analize pentru evidențierea prezenței unor fisuri.

Studiul cu lichide penetrante a fost completat și cu un control nedistructiv cu raze X. S-a putut astfel aprecia ca până la 300.000 de cicluri nu apar fisuri în elementul elastic.

În cadrul studiului pe material o atenție deosebită a fost acordată stabilirii pe cale experimentală a variației modului de elasticitate cu temperatura.

Pentru realizarea acestui studiu s-a folosit o epruvetă specială care a fost supusă oscilațiilor cu ajutorul unui vibrator electromagnetic. Folosind o cameră climatizată s-a determinat modulul de elasticitate pentru diferite temperaturi cuprinse între -10⁰ și 70⁰C, precum și coeficientul de variație al modului de elasticitate β definit astfel :

$$\beta = \frac{E_{r_2} - E_{r_1}}{E_{r_1}} \frac{1}{\Delta t} \left[\frac{1}{0^\circ \text{C}} \right] \quad (\text{IV.43})$$

unde E_{r_1} și E_{r_2} - modulele de elasticitate la temperaturile t_1 și t_2 iar Δt - variația de temperatură.

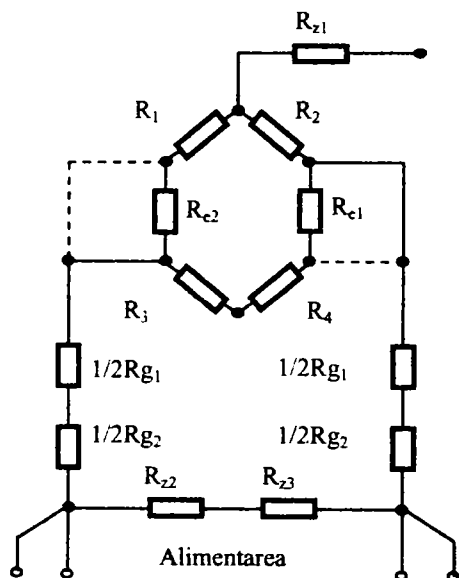


Fig.IV.12. Montajul traductorilor rezistivi pe un element elastic

Caracteristicile tehnice ale unui asemenea traductor sunt :

Tipul solicitării - compresiune-tracțiune

Clasa de precizie - 0,2

Semnalul nominal de ieșire - 2mv/v

Rezistența nominală - 350 ohm

Tensiunea de alimentare - 5....8 V

Eroarea de calibrare - 0,2%

Eroarea de liniaritate - 0,07%; 0,14%

Eroarea de histererezis - 0,2%

Eroarea de repetabilitate - 0,06%

Deriva termică a semnalului nominal de ieșire - 0,1%/10⁰C

Deriva termică a semnalului de zero - 0,14%/10⁰C

Deriva semnalului de zero după 30' - 0,1%

În figura (IV.12) este indicat montajul traductorilor rezistivi iar în figura IV.13 un element elastic pentru o forță nominală de 200KN.

R_1, R_2, R_3, R_4 - timbre tensometrice ;
 R_{z1}, R_{z2}, R_{z3} - rezistoare de ajustare a impedanței de ieșire și de intrare ;
 R_{e2} - resistor de echilibrare

R_{g2} - resistor de ajustare a sensibilității ;

R_{e1}, R_{g1} - rezistoare pentru compensarea derivei termice a semnalului de zero și a semnalului nominal de ieșire.



a)



b)

Fig. IV.13. Realizarea practică a unui element elastic de tip cilindru cu pereți subțiri pentru o forță de 200 KN

IV.7. Amplasarea traductorilor de forță la MOT 2500KN/13m

Traductorii de forță sunt amplasați în spatele căruciorului fix și sunt acționați de tija 2 (fig.IV.14). Pentru forțe cuprinse între 200KN și 2500KN aceștia sunt

solicitați la compresiune și sunt amplasați pe traversa 1 a mașinii de încercat. Un asemenea traductor este notat cu 5 în figura IV.14.

Atunci când se impun încercări cu forțe mai mici, sub 50KN s-a prevăzut un sistem special de inversare a încărcării astfel încât să se poată utiliza un traductor de tracțiune notat cu 9 în figura IV.14.

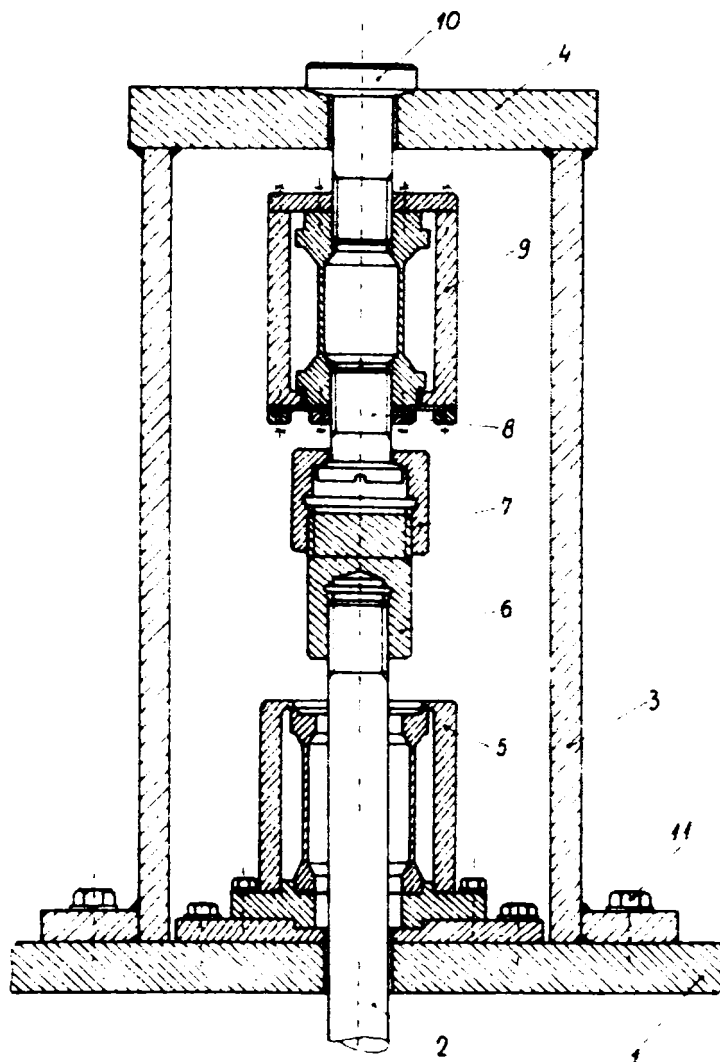


Fig.IV.14. Amplasarea traductorilor de forță pe MOT 2500KN/13m

Concluzii

În cadrul tezei de doctorat o atenție deosebită s-a acordat traductorilor de forță având în vedere că M.O.T. 2500KN/13m a fost echipat și încă mai este echipat cu traductori realizați în cadrul I.N. Metrologie Laborator Timișoara. Trebuie menționat că etalonările deasemeni s-au efectuat folosind etalonul național cu încărcare directă aflat în dotarea I.N.M. Laborator Timișoara.

În prima parte a capitolului s-a făcut o trecere în revistă a tipurilor de elemente elastice și materialele folosite pentru executarea acestora. Pe această bază s-a trecut apoi la o analiză amănunțită asupra alegerii formei optime a unui element elastic, folosind modele fotoelastice analoage cu elementul elastic sau aplicarea metodei foliilor reflectorizante.

În al doilea caz se utilizează polariscopul cu reflexive.

Având în vedere condițiile specifice M.O.T. 2500KN/13m s-a optat pentru un element elastic de tip tubular cu pereți subțiri solicitat la compresiune.

Întrucât în asemenea situații poate să apară fenomenul de voalare adică de pierdere a stabilității s-a efectuat un studiu analitic asupra stabilității unei suprafețe subțiri având curbura mică în condițiile unor deplasări mari. Pornind de la ecuația de echilibru a suprafeței mediane s-a ajuns la ecuația generală a stabilității unei suprafețe cilindrice, pe baza căreia s-a obținut valoarea minimă a forței de la care tubul își pierde stabilitatea. În funcție de această forță s-a calculate tensiunea critică.

În partea finală a capitolului se analizează modul practic de realizare a elementelor elastice folosind un oțel 34MoCN15. Studiul experimental este extrem de minuțios având la bază trasarea curbelor caracteristice $\sigma - \epsilon$ pentru determinarea limitei de proporționalitate a materialului precum și încercări la oboseală a elementului elastic pentru 300 000 cicluri.

Corecțiile aduse modulului de elasticitate precum și determinarea acestuia reprezintă deasemeni contribuții ale tezei de doctorat.

Capitolul se încheie cu prezentarea elementului elastic realizat pentru o forță de 200KN, având toate caracteristicile tehnice încadrate în normele prescrise condițiilor de încercare la tracțiune a cablurilor și conductorilor.

V. CERCETĂRI TEORETICE ASUPRA RIGIDITĂȚII M.O.T. 2500KN/13m

V.1. Considerații generale

Dacă studiul stării de tensiune la solicitări statice a structurii de rezistență a unei mașini de încercat materiale este în general mai puțin important, în schimb analiza rigidității acesteia este absolut necesară.

Analiza stării de tensiune la solicitări statice din componentele cele mai solicitate ale unei mașini de tracțiune conduce la valori ale tensiunilor cu mult sub limita de elasticitate a materialului.

În schimb rigiditatea unei mașini este extrem de importantă deoarece deformațiile structurii sau a altor dispozitive atașate acesteia precum și alte deplasări care pot să apară, se pot cumula cu deformațiile reale ale epruvetei.

Acesta este motivul pentru care se vorbește despre așa zisă alterare a deformațiilor citite cu ajutorul extensometrelor fixate pe epruvetă.

Problema devine și mai importantă în cazul unor încercări de durată cu menținerea constantă a sarcinii și când se analizează evoluția în timp a deformațiilor.

Cele expuse mai sus devin extrem de actuale în cazul mașinii orizontale de tracțiune la care epruvetele de tipul unor cabluri sau conductori au lungimi de peste 10m.

După cum se va vedea în cele ce urmează, problema rigidității se va concentra asupra cărucioarelor și ansamblului de transmitere a sarcinilor al căror effect nu a fost încă studiat. Longeroanele laterale și transversale mașinii având o rigiditate foarte mare au o influență redusă asupra deformațiilor conductorilor. La asemenea elemente se pune numai problema existenței sau nu a unor deplasări și care au fost verificate experimental cu ajutorul unor traductori cu precizia de ordinul sutimilor de mm.

Pentru analiza rigidității cărucioarelor și a sistemelor de transmitere și preluare a sarcinilor s-a utilizat o bară de rigiditate mare cu lungimea de 5m care a fost fixată în locul conductorilor.

Întrucât din primele încercări experimentale s-a evidențiat apariția unor deformații plastice ale tijelor și bolțurilor de fixare a barei, acestea au fost reproiectate de autor și realizate într-o variantă nouă.

Prin introducerea unei bare cu o rigiditate mult mai mare decât a unor elemente flexibile s-a căutat ca o parte dintre deformații sau deplasări să se extindă în alte elemente componente ale M.O.T. 2500KN/13m.

Această situație dezavantajoasă trebuie luată în considerare în special atunci când se face o etalonare generală a unei asemenea mașini în special pentru a pune în evidență și anumite cedări în structura de rezistență.

V.2. Modificări ale M.O.T. 2500KN/13m pentru analiza teoretică și experimentală a rigidității ansamblului cărucioare – sistemele de preluare și transmitere a forței.

Pentru studiul rigidității și a etalonării întregii mașini s-au impus o serie de modificări.

În acest context autorul a elaborat un studiu privind noile condiții de fixare a unei bare de rigiditate mare între cele două cărucioare, inclusiv o adaptare a mașinii pentru montarea traductorului etalon.

Pentru montarea traductorului etalon în fața căruciorului mobil s-a proiectat și s-a executat un nou dispozitiv de prindere care să asigure o centrare cât mai corectă a barei rigide în vederea unei încercări cât mai uniforme. Aceasta a fost necesară deoarece la încercările conductorilor și cablurilor, flexibilitatea acestora nu conduce la apariția unor deplasări laterale ale cărucioarelor.

Noile dispozitive de prindere având posibilități de centrare folosind bolțuri introduce în locașe cilindrice, concepute astfel încât să poată fi utilizate și pentru încercările conductorilor.

Trebuie subliniat că vechile dispozitive nu asigurau o centrare corectă a cărucioarelor pe căile de rulare ale longeroanelor, fapt evidențiat de apariția unor deformații plastice la încărcarea cu o forță de 300KN. (fig.V.1)

Mai mult, apariția unor încărcări excentrice nu este favorabilă nici în ce privește condiția de încărcare a traductorului de forță care ocupă o poziție orizontală și este solicitat la compresiune.

Centricitatea încărcării a fost urmărită pe de o parte cu ajutorul unor traductoare care urmăresc deplasarea cărucioarelor cât și printr-o serie de traductori rezistivi lipiți simetric pe cele două plăci de rulare (Fig.V.1)

Mai mult în zonele situate între cele două găuri, prin care se transmit respective se preiau sarcinile pentru fiecare cărucior, au fost amplasate rozete tensometrice.

Elementele componente suplimentare atașate mașinii au fost calculate atât din condiția de rezistență cât și din condiția de rigiditate.

Astfel tensiunea maximă din bara centrală la încărcarea cu forța maximă de 300KN a fost :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_{\text{ef}}} = \frac{300 \cdot 10^3}{65 \cdot 65} = 70\text{N/mm}^2 \quad (\text{V.1})$$

Lungirea specifică a barei corespunzător încărcării maxime devine :

$$\varepsilon[\%] = \frac{F_{\max}}{EA} 100 = \frac{300 \cdot 10^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 65 \cdot 65} = 0,03\% \quad (\text{V.2})$$

Plăcile laterale ale dispozitivelor de fixare pe cărucioare și bara centrală au fost calculate ținând seama de următoarele solicitări :

- întindere

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{2(B-d)t} = \frac{300 \cdot 10^3}{2(150-50) \cdot 20} \cong 15\text{N/mm}^2 \quad (\text{V.3})$$

unde :

B – lățimea plăcii
d – diametrul bolțului
t – grosimea plăcii ;

- forfecare :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{4 \cdot a \cdot t} = \frac{300 \cdot 10^3}{4 \cdot 80 \cdot 20} \cong 46 \text{N/mm}^2 \quad (\text{V.4})$$

unde :

a – distanța de la centrul bolțului la margine plăcii ;

- strivire :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{2d \cdot t} = \frac{300 \cdot 10^3}{2 \cdot 50 \cdot 20} \cong 150 \text{N/mm}^2 \quad (\text{V.5})$$

Bolțurile de fixare s-au calculat din condițiile de rezistență la strivire și forfecare. S-au obținut :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{2d \cdot t} = \frac{300 \cdot 10^3}{2 \cdot 50 \cdot 20} = 150 \text{N/mm}^2 ; \quad (\text{V.6})$$

$$\tau_{\max} = \frac{4F_{\max}}{2\pi d^2} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50^2} = 76 \text{N/mm}^2 . \quad (\text{V.7})$$

S-au calculat deasemeni și cordoanele de sudură a plăcilor pe bara centrală din condiția de rezistență la forfecare :

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\max}}{n \cdot \ell \cdot \delta} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{4 \cdot 500 \cdot 2,72} = 55 \text{N/mm}^2 \quad (\text{V.8})$$

n - numărul de cordoane de sudură ;

ℓ - lungimea unui cordon ;

δ - grosimea sudurii.

Analizând calculele de mai sus se evidențiază clar rigiditatea foarte ridicată a elementelor componente atașate, fapt ce va permite neglijarea deformațiilor acestora în raport cu deplasările cărucioarelor.

Prin aceasta se justifică faptul că elementele atașate pentru studiul rigidității mașinii nu influențează deformațiile anumitor componente ale acesteia, respectiv deplasările cărucioarelor la diferite forțe aplicate.

Forța maximă de etalonare a fost de 300KN așa cum a reieșit din tabelul III, IV în care sunt indicate forțele la rupere ale conductorilor din Al și OL – Al.

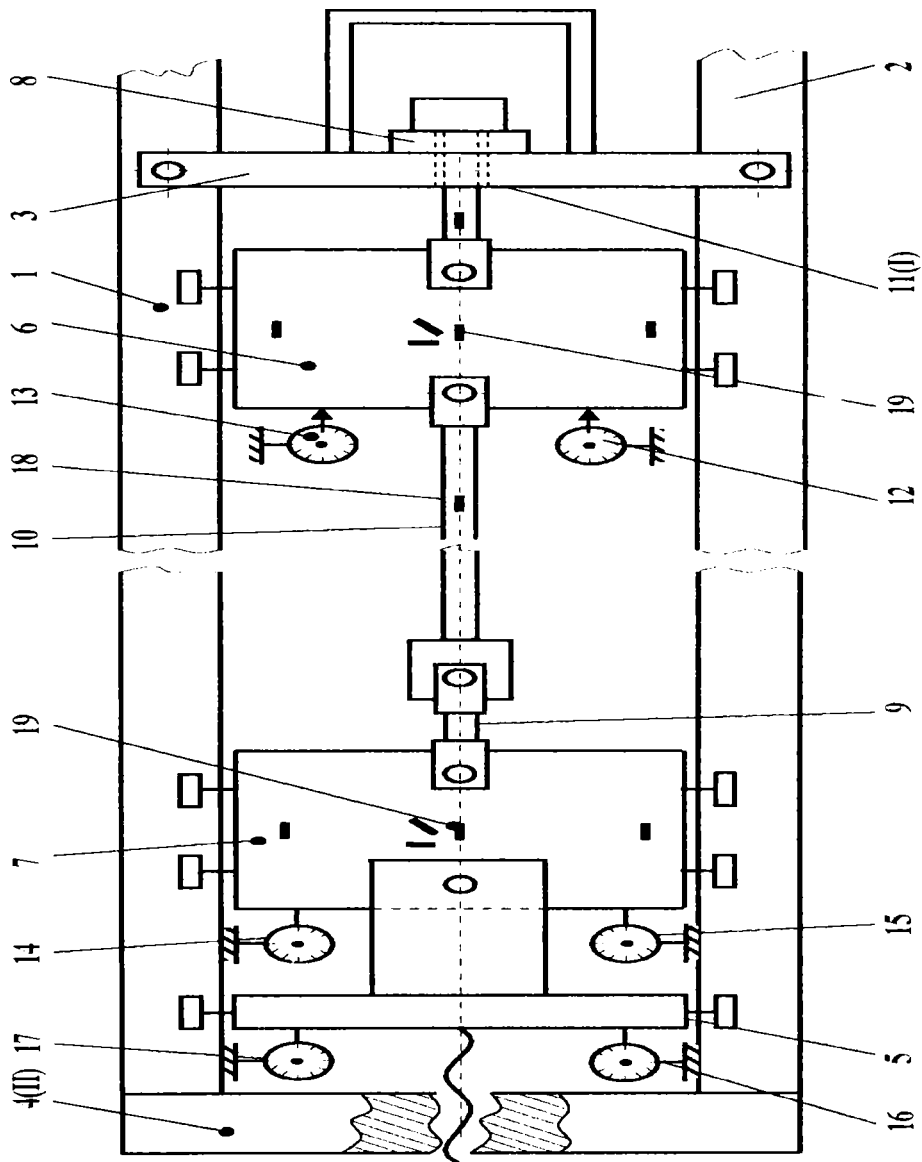


Fig. V.1. M.O.T. 2500KN/13m adaptată pentru etalonare și studiul rigidității

1,2 - longeroane; 3,4 - traversele I și II; 5 - bacul mobil; 6- căruciorul mobil; 7 - căruciorul fix; 8 - traductorul de forță al mașinii; 9 - traductorul de forță etalon; 10 - bara rigidă; 11 - tija de legătură cu traductorul de forță ; 12, 13, 14, 15, 16, 17 - traductoare de deplasări; 18 - timbre tensometrice; 19 - rozete tensometrice.

V.3. Definierea complianței elastice aparente

Complianța elastică aparentă a unei mașini de încercat, notată în general cu K , reprezintă deplasarea axială a elementelor componente ale mașinii, dată numai de deformațiile elastice ale acestora, produse de o sarcină egală cu unitatea.

Această mărime este extrem de importantă în cazul M.O.T. 2500KN/13m, având în vedere pe de o parte lungimea mare a mașinii iar pe de altă parte, existența unor dispozitive de fixare a cablurilor, de transmitere a forțelor precum și structura de rezistență a mașinii.

Evaluarea rigidității unei astfel de mașini este necesară având în vedere că normele internaționale prevăd ca pe lângă determinarea forței la rupere a conductorului și determinarea curbei "stress-strain".

O asemenea curbă se trasează prin puncte și are la bază deformațiile specifice obținute de conductor la forțele de 30, 50, 70 și 85% din forța la rupere nominală, după ce acestea au fost menținute timp de o oră (vezi capitolul 1).

Este foarte important de a elucida astfel care este partea din deformațiile elementelor mașinii de încercat care se regăsesc în cele citite pe bază indicațiilor traductorilor de deplasare.

Mai mult standardele reglementează viteza de solicitare în domeniul elastic sub forma :

$$v_{Re} = \frac{0,0025E}{1 + KES_0 / L_0} \quad (V.9)$$

unde :

K – complianța elastică aparentă a ansamblului mașinii de încercat ;

S_0 – aria secțiunii transversale a epruvetei ;

L_0 – lungimea calibrată a epruvetei ;

E – modulul de elasticitate longitudinal.

În timpul încercării, conductorul asigură legătură între transversale I și II prin intermediul coloanelor orizontale a cărucioarelor respectiv bacul mobil, tija de legătură cu traductorul de forță, închizând astfel circuitul forței. (fig.V.1)

Toate aceste elemente suferă deformații elastice și înmagazinează în același timp o energie mecanică care poate influența atât măsurarea forței cât și comportarea conductorului în special când sarcinile sunt menținute constante pe durate lungi de timp.

Un ansamblu care înmagazinează prea multă energie poate împiedica înregistrarea fidelă a variațiilor forței din conductor atunci când aceasta prezintă fluctuații.

De asemenea șocul care apare în momentul ruperii epruvetei evidențiază influența mare a rigidității sistemului format din cadrul mașinii, cărucioare și alte elemente de transmitere a sarcinii.

Pentru a caracteriza rigiditatea unei mașini, normele interne și internaționale au introdus complianța elastică aparentă.

V.4. Determinarea complianței elastice aparente pe baza răspunsului ansamblului epruvetă – mașină de încercat la tracțiune

Deplasarea bacului mobil, notată cu u , este formată din lungirea totală, Δl a cablului precum și din deformația elastică a ansamblului elementelor mașinii, care evident este proporțională cu forța F .

Această deformație este dată : de lungirea tijei de acționare, de scurtarea traductorului de forță, de deplasările cărucioarelor, de încovoierea traverselor precum și de scurtarea coloanelor orizontale ale mașinii.

În aceste condiții se poate scrie :

$$u = \Delta L + cF \quad (V.10)$$

unde coeficientul de proporționalitate c poartă numele de complianță elastică a mașinii de încercat și reprezintă deplasarea axială a ansamblului dată numai de deformațiile elastice ale mașinii produse de o sarcină egală cu unitatea.

Pentru calculul complianței se pornește de la relația (V.10) care mai poate fi scrisă sub forma :

$$\frac{du}{dt} = \frac{d}{dt}(\Delta L) + c \frac{dF}{dt} \quad (V.11)$$

Dacă se are în vedere :

$$F = \sigma \cdot S_0 \text{ și deci } \frac{dF}{dt} = \frac{d\sigma}{dt} S_0 \text{ de unde } \frac{dF}{dt} = \frac{d\sigma}{d\varepsilon} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} A_0. \quad (V.12)$$

Din (V.11) și (V.12) rezultă :

$$\frac{du}{dt} = \frac{d}{dt}(\varepsilon L_0) + c \frac{d\sigma}{d\varepsilon} \frac{d\varepsilon}{dt} S_0$$

de unde :

$$v = \dot{\varepsilon} L_0 + c \cdot T \dot{\varepsilon} S_0 \quad (V.13)$$

Pe baza relației de mai sus se poate calcula complianța elastică aparentă luând în considerare curba caracteristică σ - ε a unui material. Astfel pentru un material ideal plastic la care în domeniul elastic $T = E$ iar în domeniul plastic $T = 0$. Din ecuația (V.13) rezultă :

$$v = \dot{\varepsilon}_e (L_0 + EcS_0) \quad (V.14)$$

$$v = \dot{\varepsilon}_p L_0. \quad (V.15)$$

Din (V.14) și (V.15) se obține expresia complianței elastice aparente :

$$K = \frac{L_0}{ES_0} \left(\frac{\dot{\varepsilon}_p}{\dot{\varepsilon}_e} - 1 \right), \quad (V.16)$$

unde $\dot{\varepsilon}_e$ și $\dot{\varepsilon}_p$ sunt vitezele de deformare elastică respective plastică.

STAS 10291-75 recomandă în locul ecuației (V.16) o expresie echivalentă :

$$K = \frac{L_0}{ES_0} \left(\frac{v_{\Delta L_p}}{v_{\Delta L_e}} - 1 \right), \quad (V.17)$$

care sugerează determinarea complianței ansamblului epruvetă-mașină pe baza vitezelor de lungire a probei în domeniul elastic și plastic.

STAS 10291-75 are ca scop de a prezenta o metodologie pentru determinarea complianței elastice aparente a ansamblului mașină de încercat-epruvetă pe baza cărei se poate obține apoi viteza de sollicitare în domeniul elastic (vezi ec.V.9). Utilizând o asemenea viteză de sollicitare în domeniul elastic se poate evidenția limita de curgere aparentă a unui material.

Conform acestui standard inițial se încarcă o epruvetă uniform și continuu ca viteza de sollicitare de $3N/mm^2 \cdot s$ până la o sarcină corespunzătoare cu $1,05R_c$ înregistrându-se variația în timp a forței (Fig. V.2)

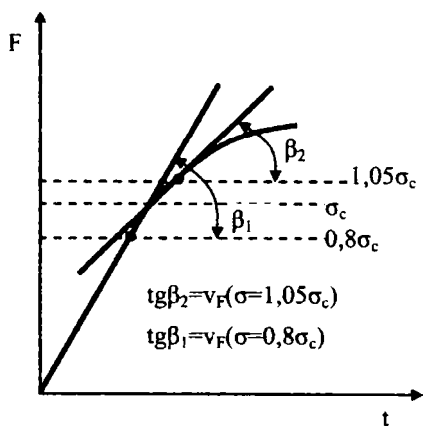


Fig. V.2. Variația în timp a forței

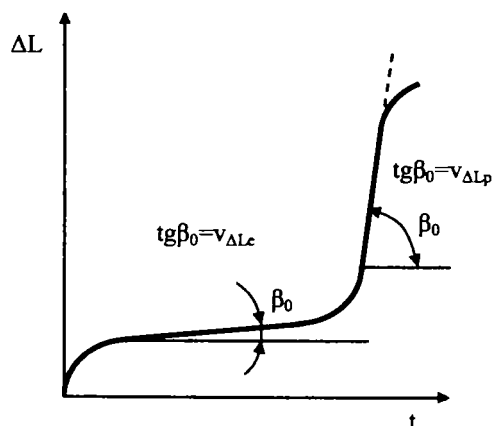


Fig. V.3. Variația în timp a lungirii

Pe fiecare diagramă înregistrată se determină viteza de încărcare la sarcina corespunzătoare la 80%, respective 105% din limita de curgere R_c . Valorile acestor viteze de încărcare nu trebuie să difere între ele cu mai mult de 20% din valoarea medie, pentru fiecare încărcare în trepte. Dacă aceasta condiție este îndeplinită se poate trece la trasarea diagramei lungire-timp (fig.V.3). Pe baza diagramei din figura V.3 se evaluează :

- viteza de lungire în domeniul elastic $v_{\Delta L_e}$, ca panta primei porțiuni a diagramei;
- viteza de lungire în domeniul plastic $v_{\Delta L_p}$, ca panta porțiunii a doua a diagramei, neglijând zonele de tranziție.

V.5. Determinarea complianței M.O.T. 2500/13m folosind o epruvetă cu rigiditatea mare

Ecuțiile (V.16) și (V.17) se aplică așa după cum s-a văzut pentru determinarea complianței elastice aparente a ansamblului mașină de încercat-epruvetă.

Pentru determinarea complianței M.O.T. 2500KN/13m, autorul tezei a propus o metodă având la bază utilizarea unei epruvete de rigiditate (ES_0) mare, la care se poate neglija ΔL , astfel înțat complianța $c = u/F$ (vezi relația V.10).

Deplasarea, u s-a obținut pe baza calculului deformațiilor elastice a tuturor elementelor componente care intră în circuitul forței.

În primul rând s-a calculat deformația cadrului mașinii formată din longeroanele laterale și transversale I și II (fig.V.1). Cadrul mașinii se prezintă ca o structură de tipul unui contur închis încărcat cu forțe cuprinse în planul structurii (fig.V.4)

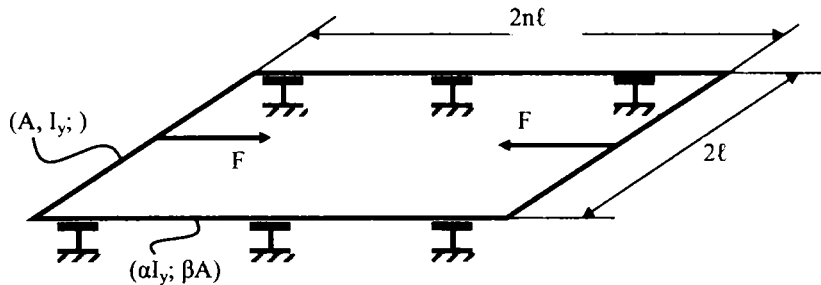


Fig. V.4. Schema cadrului mașinii

Luând în considerare condițiile de simetrie determinate atât de încărcare cât și de construcția cadrului, structura a putut fi analizată ca un sistem static nedeterminat interior având gradul de nedeterminare egal cu unitatea ($X_1 = F/2$) (fig.V.5)

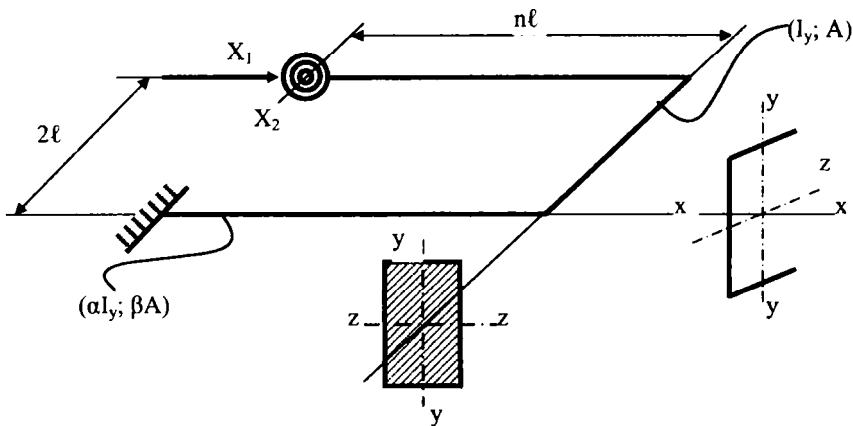


Fig. V.5. Sistemul echivalent

Pe baza sistemului echivalent din figura (V.5) s-a ridicat inițial nedeterminarea, obținând necunoscuta X_2 :

$$X_2 = \frac{\alpha F \ell}{4(\alpha + \beta)}. \quad (V.18)$$

Cunoscând momentul încovoiitor X_2 s-a putut trasa diagrama momentelor încovoiitoare M_{iy} (fig.V.6) și diagrama forțelor axiale (fig. V.7).

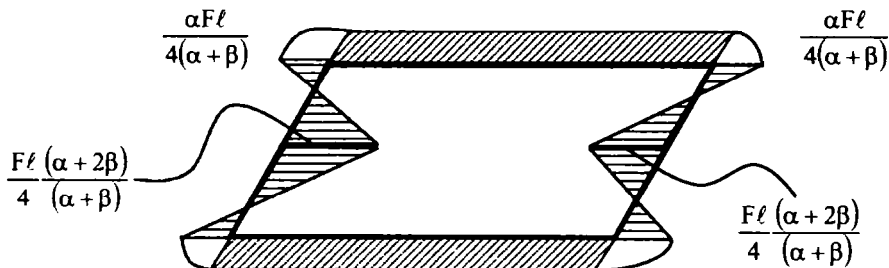


Fig. V.6 Diagrama momentului încovoiitor M_{iy} .

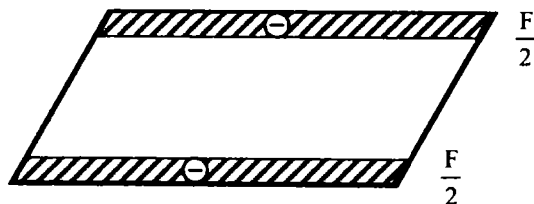


Fig. V.7. Diagrama forțelor axiale N

Luând în considerare momentele încovoiitoare M_{iy} și forțele axiale N s-a calculat în final deformația structurii în punctele în care sunt aplicate forțele F respectiv pe direcția acestora.

S-a obținut deplasarea :

$$u^* = \frac{F \ell^3}{EI_y} \left[\frac{n}{\alpha} + \frac{\alpha + 2n}{8(\alpha + \beta)} - \frac{1}{12} \right] + \frac{F \ell n}{EA} \left(1 - \frac{1}{2\beta} \right) \quad (V.19)$$

în care :

- I_y – momentul de inerție axial al secțiunii longeronului în raport cu axa y ;
- E – modulul de elasticitate longitudinal ;
- n – raportul dintre lungimea unui longeron și lungimea unei traverse ;
- α – raportul dintre momentul de inerție axial al secțiunii longeronului și momentul de inerție axial al secțiunii traverselor ;
- β – raportul dintre aria secțiunii transversale a longeronului și aria secțiunii transversale a traverselor ;
- A – aria secțiunii transversale a traverselor ;
- 2ℓ – lungimea traverselor.

Pentru calculul deformațiilor celor două cărucioare s-a aplicat o metodă numerică folosind un program de proiectare CAD – Solid Works.

Modelul geometric tridimensional a fost importat în programul Ansys, program de analiză cu elemente finite care a permis determinarea deformațiilor precum și distribuția tensiunilor.

S-a apelat la acest program datorită particularității încărcării celor două cărucioare. În acest context sarcinile au constat din două cupluri egale și de semne contrare date de forțele distribuite pe rolele de înfășurare ale conductorului precum și rezultanta F a acestora.

Pe baza modelului de mai sus au fost analizate următoarele cazuri :

- ♦ cazul I care corespunde analizei deplasărilor și a stării de tensiune neglijând forțele de frecare între role și longeroanele laterale ;
- ♦ cazul II care corespunde introducerii unui coeficient de frecare între rolele căruciorului și longeroanele laterale.

Fiecare dintre aceste două cazuri au avut la bază luarea în considerare a două variante :

- varianta 1 corespunzătoare situației inițiale când sistemele de transmitere și de preluare a sarcinilor erau nerigidizate ;
- varianta 2 corespunzătoare situației finale când elementele de transmitere și preluare a sarcinilor au fost rigidizate prin contribuția autorului.

Cele de mai sus sunt exemplificate pentru căruciorul fix întrucât prezintă unele particularități, prin acesta închizându-se de fapt și circuitul forței.

În ansamblul căruciorului fix a intrat traductorul de forță precum și dispozitivele de fixare și transmitere a sarcinii către acesta.

Rezultatele calculelor corespunzătoare unei forțe de 100KN sunt prezentate în figurile V.8 ÷ V.21.

Studiul teoretic al stărilor de tensiune și deformații ale elementelor componente din construcția M.O.T. 2500 KN/13m pentru starea inițială a mașinii au evidențiat prezența unor valori ridicate ale tensiunilor și deformațiilor (fig.V.10, fig.V.11, Fig.V.14 și fig.V.15).

Prezența unei bare de rigiditate foarte mare în locul conductorului a modificat esențial comportarea unor elemente din construcția mașinii, fapt dovedit și experimental. Pornind de la această situație autorul a redimensionat și a executat tije de prindere a cărucioarelor, bolțurile de fixare precum și elementele din circuitul forței.

O parte dintre rezultatele teoretice obținute pentru varianta rigidizată a mașinii sunt indicate în figurile : V.17, V.18, V.20 și V.21.

Pe baza deformațiilor ansamblului format din cele două cărucioare cu elementele de fixare rigidizate s-au calculate deplasările totale u ale bacului mobil pentru mai multe forțe cuprinse între (0-300) KN.

Aceste deplasări totale u au cuprins atât deplasările cărucioarelor cât și deformațiilor acestora precum și deformațiile tijelor de transmitere, preluare a sarcinilor respectiv elementul elastic al traductorului de forță, inclusiv deformația u^* a cadrului mașinii.

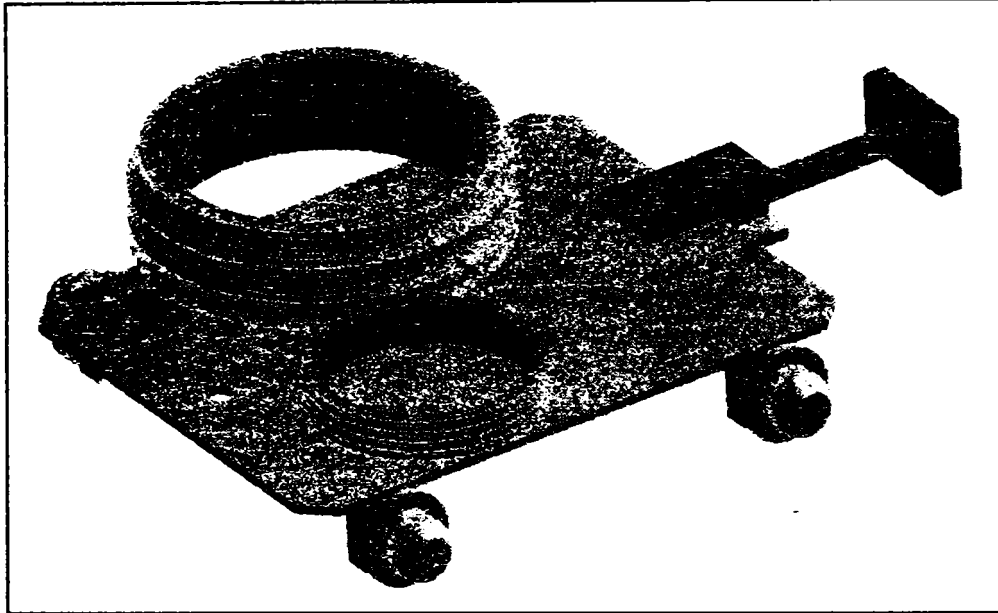


Fig.V.8 Discretizarea căruciorului fix pentru cazul I, varianta I

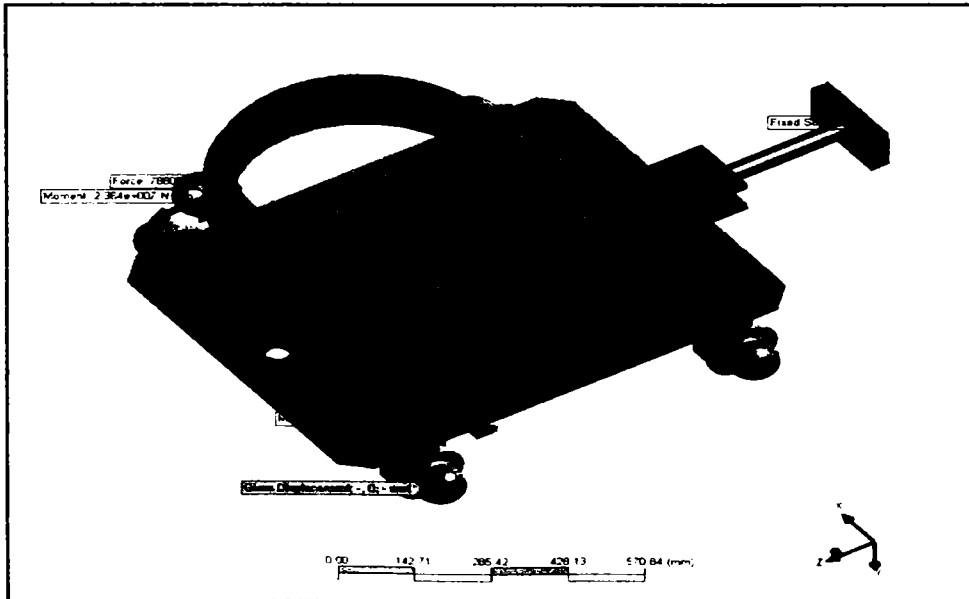


Fig.V.9 Schema încărcării căruciorului fix pentru cazul I, varianta I

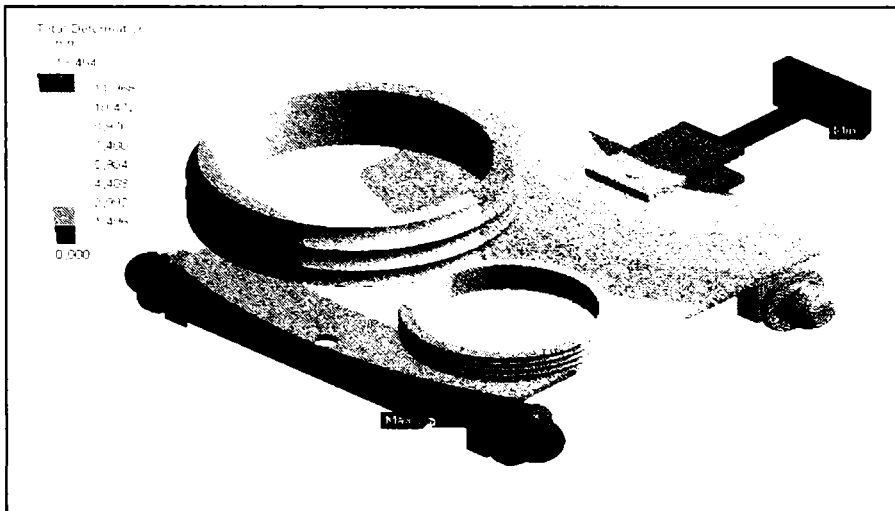


Fig.V.10 Deformația totală a căruciorului fix pentru cazul I, varianta 1

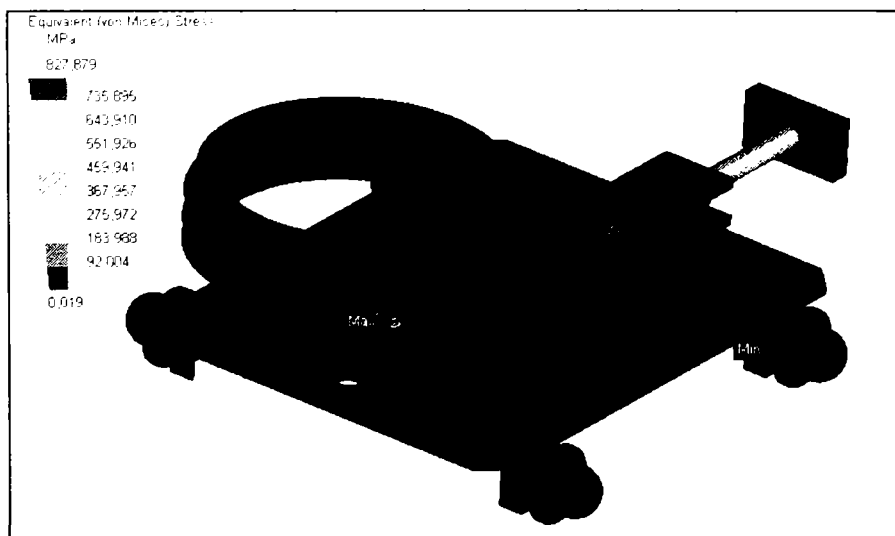


Fig.V.11 Tensiunea echivalentă în ipoteza Hencky-Huber-Mises pentru căruciorul fix, cazul I, varianta I

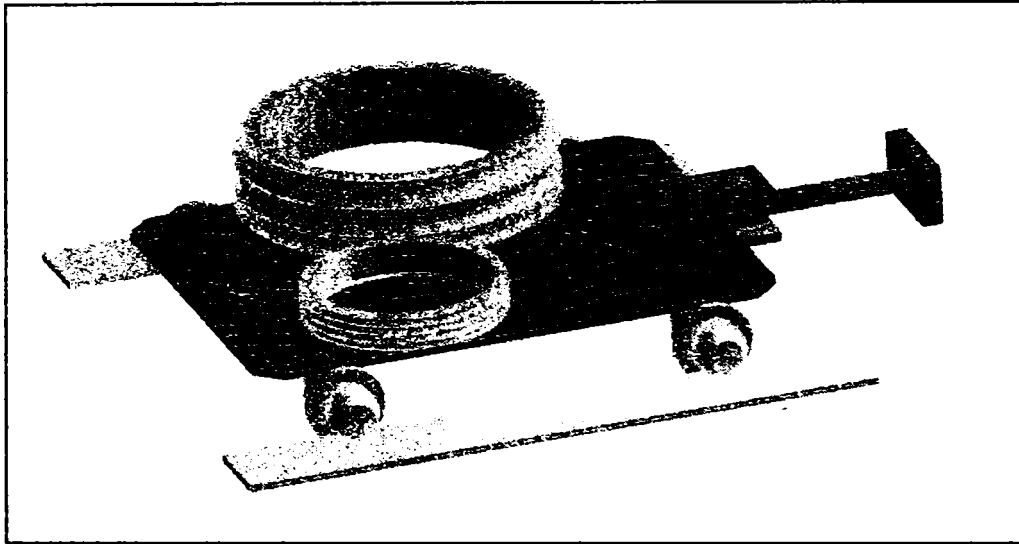


Fig. V.12 Discretizarea căruciorului fix cazul II, varianta 1

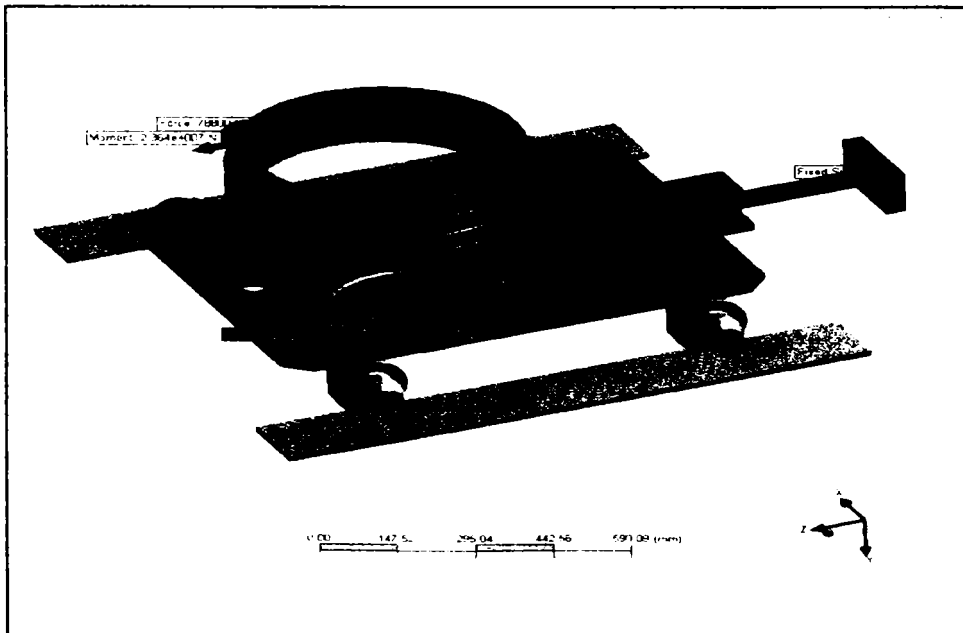


Fig. V.13 Schema încărcării căruciorului fix pentru cazul II, varianta 1

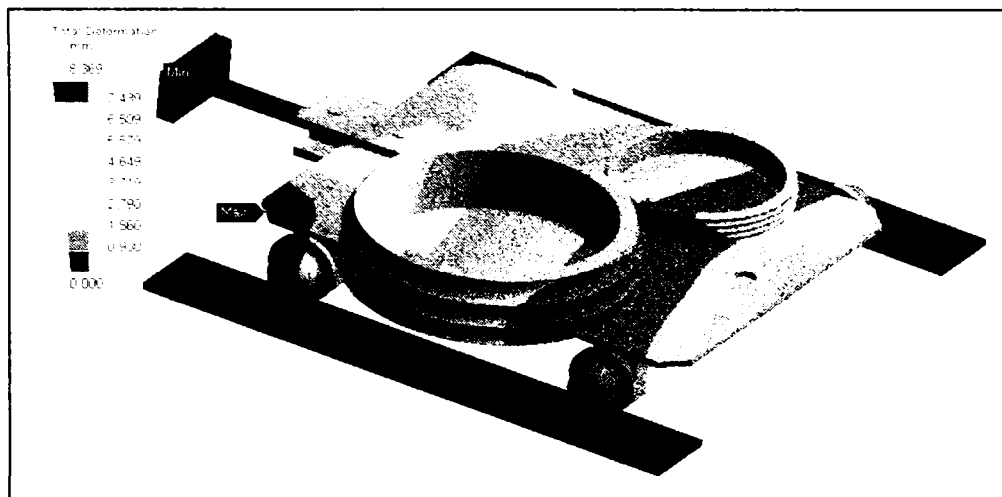


Fig.V.14 Deformația totală a căruciorului fix pentru cazul II, varianta 1

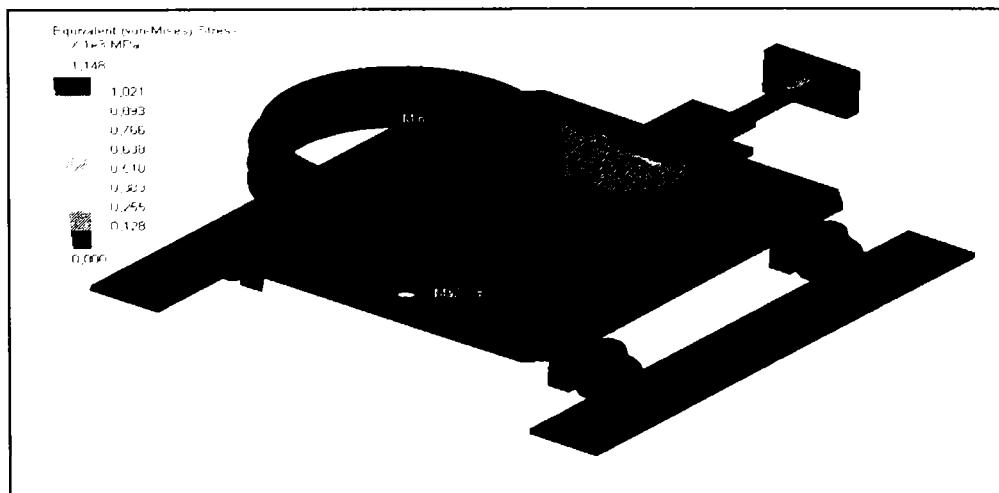


Fig.V.15 Tensiunea echivalentă în ipoteza Hencky-Huber-Mises pentru căruciorul fix, cazul II, varianta 1

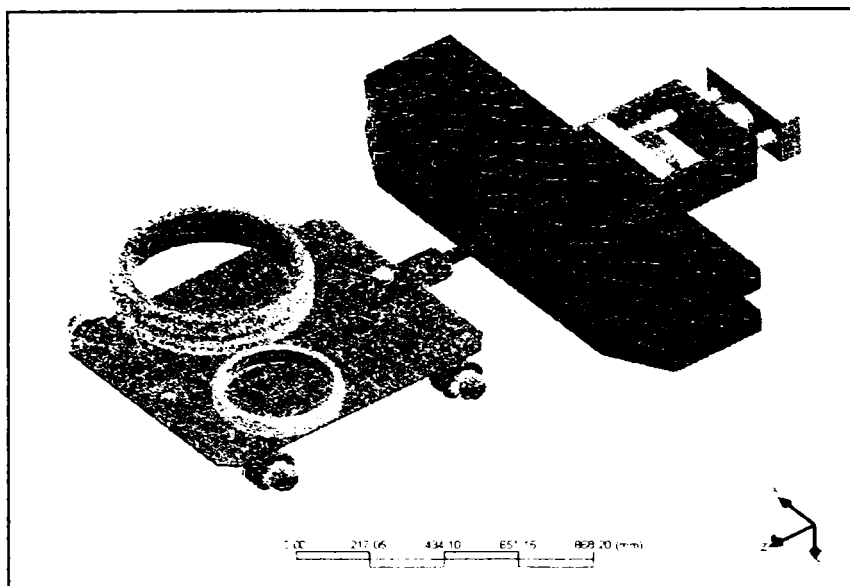


Fig. V.16 Discretizarea pentru ansamblul cărucior fix cu sistemul de închidere a fluxului forței, cazul I, varianta 2

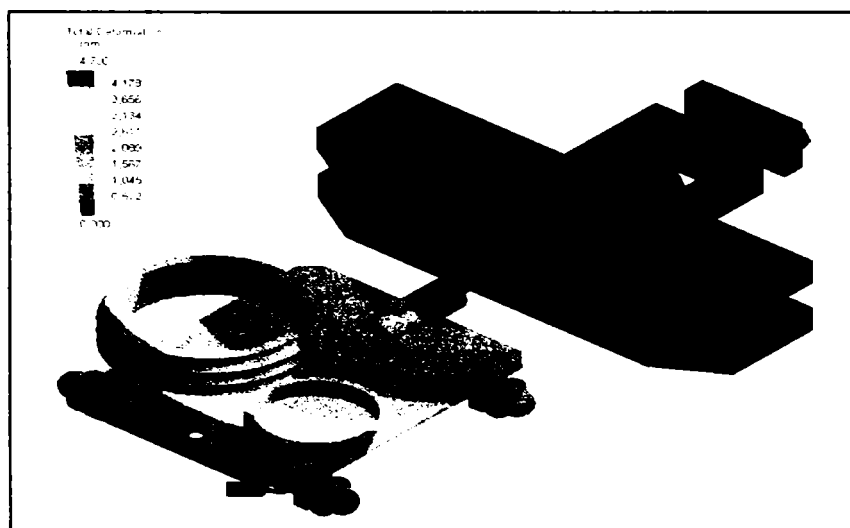


Fig. V.17 Deformația totală a ansamblului cărucior fix cu sistemul de închidere a fluxului forței, cazul I, varianta 2

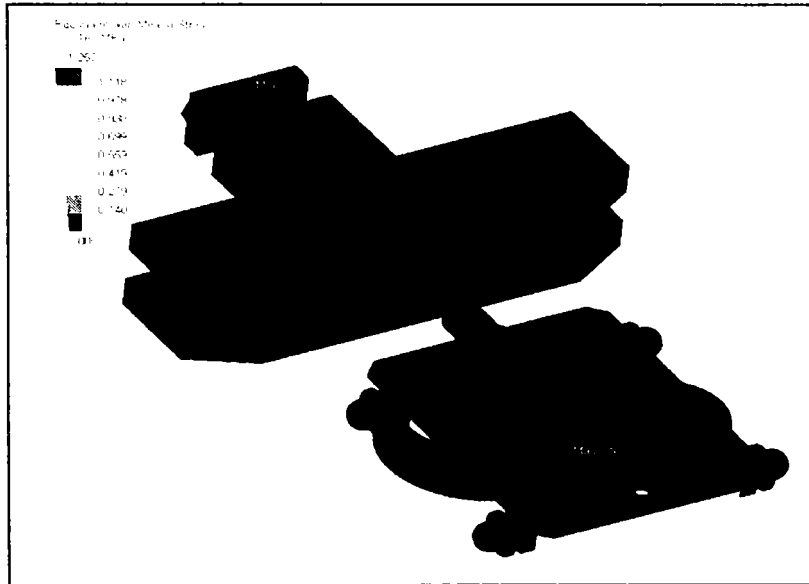


Fig. V.18 Tensiunea echivalentă în ipoteza Hencky-Huber-Mises pentru ansamblul cărucior fix cu sistemul de închidere a fluxului forței, cazul I, varianta 2

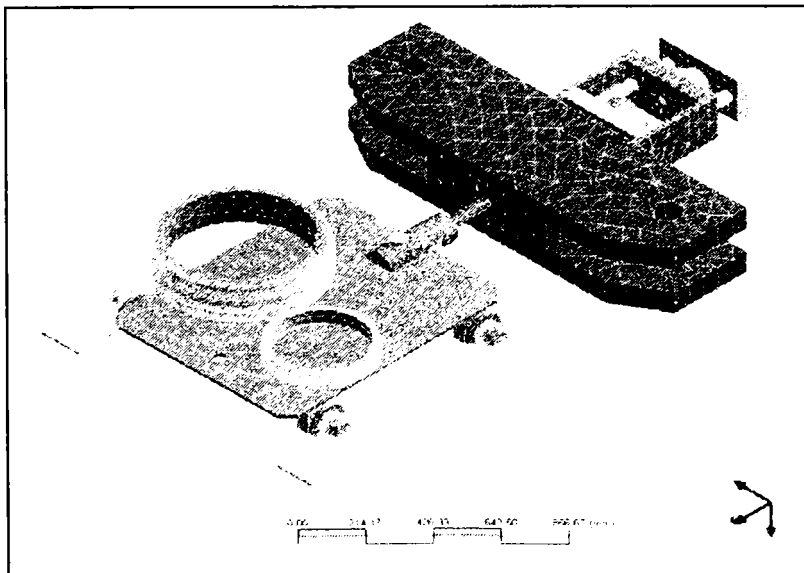


Fig. V.19 Discretizarea ansamblului cărucior fix cu sistemul de închidere a fluxului forței, cazul II, varianta 2

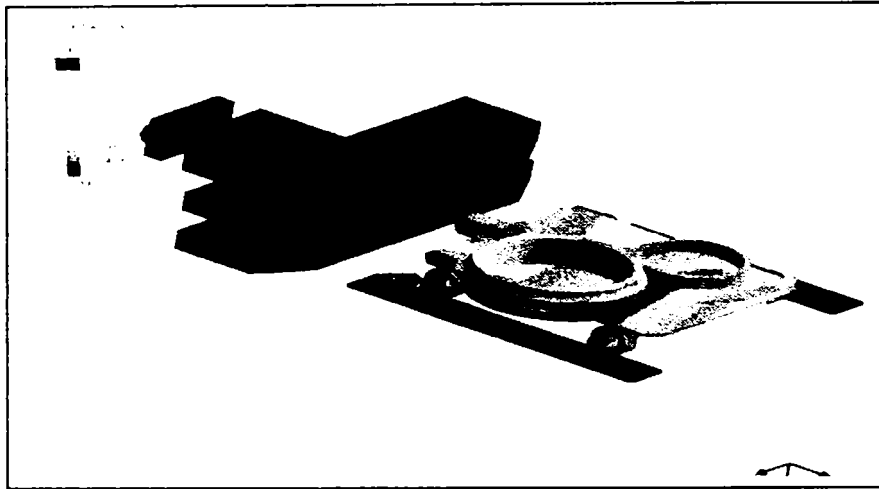


Fig.V. 20 Deformația totală a ansamblului cărucior fix cu sistemul de închidere a fluxului forței, cazul II, varianta 2

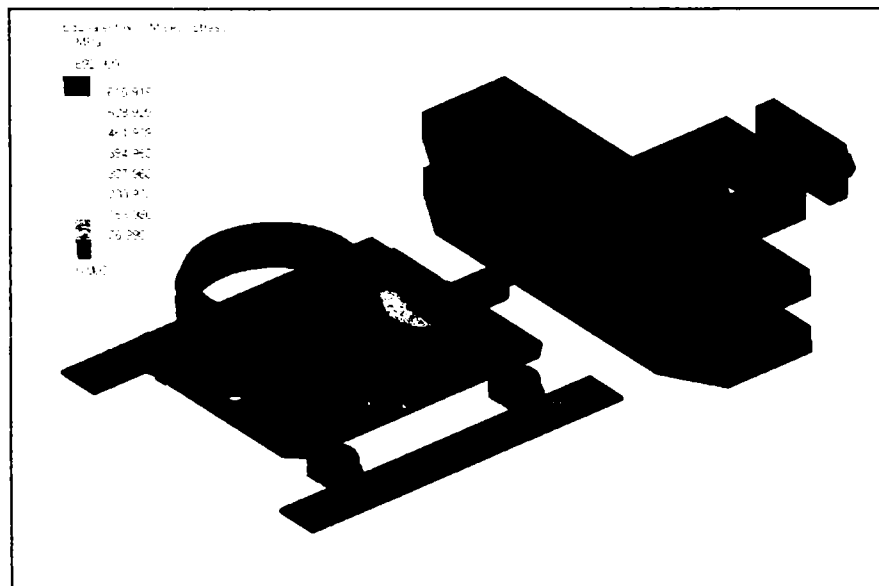


Fig.V. 21 Tensiunea echivalentă în ipoteza Hencky-Huber-Mises pentru ansamblul cărucior fix cu sistemul de închidere a fluxului forței, cazul II, varianta 2

Pe baza acestor deformații s-au putut trasa diagramele de variație ale deplasărilor bacului mobil, u în funcție de forțele aplicate (fig. V.22)

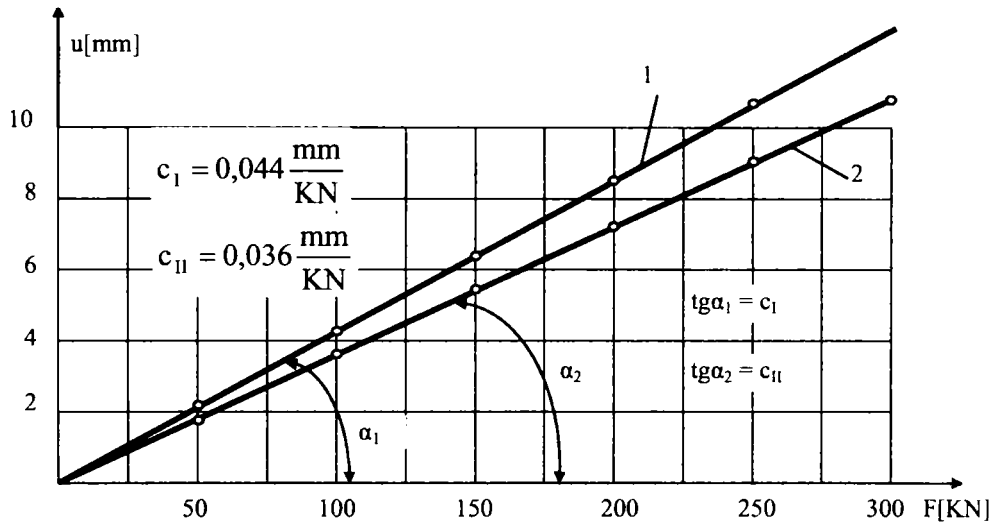


Fig. V.22. Variația deplasărilor bacului mobil, u al M.O.T. 2500KN/13m în funcție de forța aplicată

Curba ① reprezintă variația deplasărilor atunci când se neglijează contactul cu frecare dintre rolele cărucioarelor și longeroanele mașinii, respectiv curba ② când se ia în considerare frecarea.

Pantele celor două drepte reprezintă complianțele aparente calculate ale mașinii cu luarea în considerare a frecării respectiv neglijearea acesteia.

Analizând diagramele din figura V.22 se evidențiază în primul rând influența deosebită care revine frecării roților cărucioarelor pe căile de rulare, problema care în prezent nu a fost abordată.

În al doilea rând s-a dovedit, cel puțin pe baza calculului, că apar anumite deformații ale ansamblului mașinii de încărcat și de care trebuie să se țină seama în viitor prin introducerea unor corecții cel puțin pentru forțe care depășesc 100KN.

Faptul că fenomenul de contact precum și frecarea roților are un rol important asupra complianței în paragrafele următoare s-a căutat să abordeze și aceste probleme.

Asupra acestei probleme se va reveni în capitolul VII când rezultatele calculelor vor fi comparate cu datele experimentale.

V.6. Cercetări asupra stării de tensiune locală din longeroanele M.O.T.2500 KN/13m în zona de contact cu roțile cărucioarelor

Luarea în considerare a contactului prin rulare determină o serie de neliniarități atunci când se abordează calculul deformațiilor.

Starea de tensiuni și deformații care apar în zona contactului prin rulare este concentrată în volume foarte mici de material în care se produc și intense deformații plastice.

Pe baza teoriei lui Boussinesq care ia în considerare încărcarea semiplanului elastic cu o sarcină distribuită pe o zonă de contact dată de legea lui Hertz, se poate pune în evidență câmpul de tensiuni din zona adiacentă suprafeței de contact a două corpuri masive. În figura V,23 este prezentată stare de tensiune definită prin tensiunile σ_x , σ_y și τ_{xy} sau prin tensiunile principale σ_1 și σ_2 .

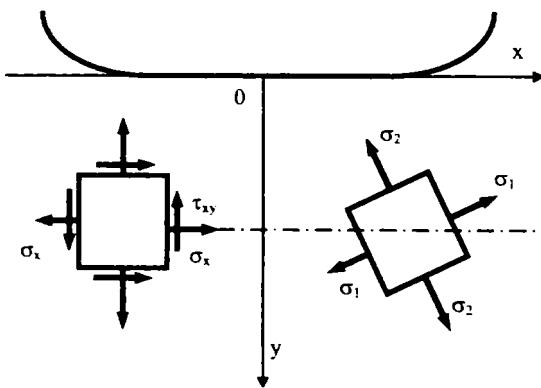


Fig. V.23. Starea de tensiune în vecinătatea unei zone cu contact liniar

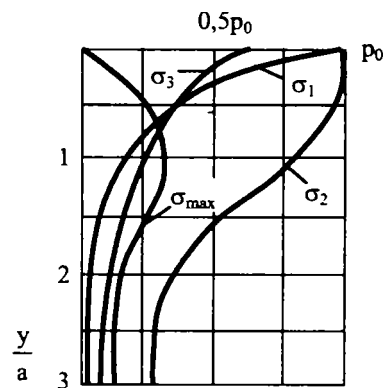


Fig. V.24. Variația tensiunilor principale și a tensiunii tangențiale maxime în centrul de contact ($x=0$)

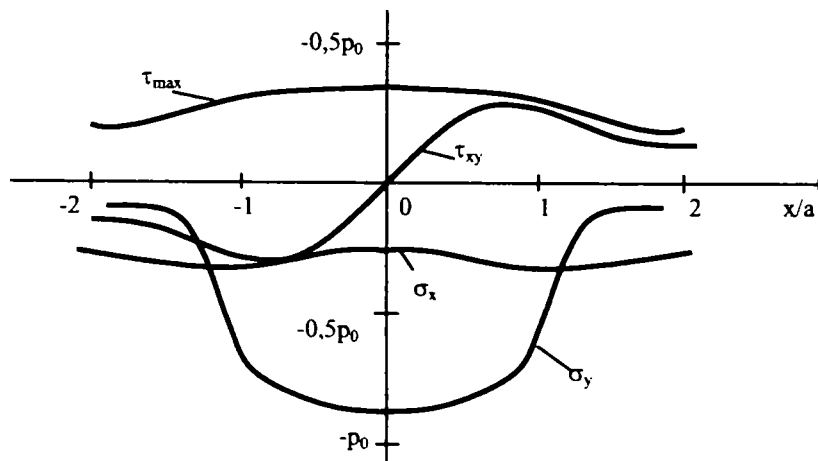


Fig. V.25. Variația tensiunilor σ_x , σ_y , τ_{xy} și τ_{max} în funcție de raportul x/a la o adâncime $y=0,5a$

Comparativ în figura V.24 este indicată variația tensiunilor principale σ_1 , σ_2 , σ_3 precum și tensiunea tangențială maximă în funcție de raportul y/a în centrul de contact ($x=0$).

În figura V.25 se prezintă variația tensiunilor : σ_x , σ_y , σ_{xy} și τ_{max} în funcție de raportul x/a la o adâncime $y/a=0,5$. În toate cazurile, a , reprezintă semielipsa legii de distribuție a presiunii de contact.

Bazat pe teoria Boussinesq în figurile V.26 și V.27 sunt reprezentate curbele caracterizate prin același raport τ_{max} / p_0 .

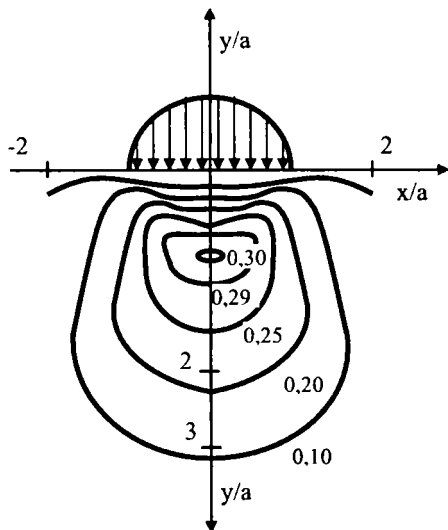


Fig.V.26. Curbele $\tau_{max} / p_0 = \text{constant}$

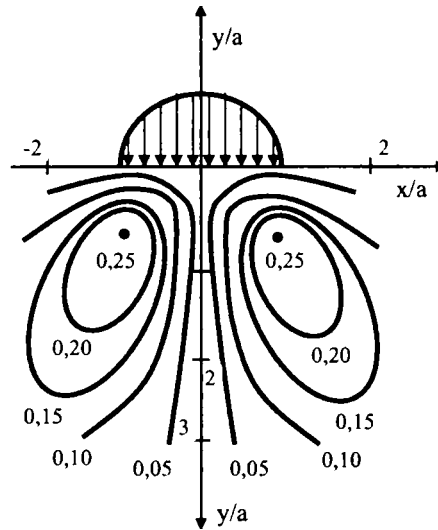


Fig.V.27. Curbele $|\tau_{xy}| / p_0 = \text{constant}$

Pe baza celor de mai sus s-a trecut la analiza contactului cilindru plan care apare la rolele cărucioarelor M.O.T. 2500KN/13m.

În cadrul lucrării se prezintă un mod de abordare cu metoda elementelor finite a contactului dintre o rolă cilindrică pe un plan luând în considerare teoria lui Hertz.

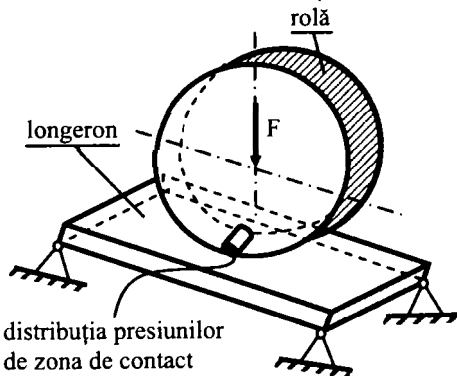


Fig.V.28. Schema distribuției presiunii pe zona de contact a rolei cu calea de rulare

S-a acceptat inițial o lege parabolică de variație a presiunii de contact în zona de contact maximă p_0 s-a atinge pe linia de contact a rolei cu planul.

Pentru determinarea valorii maxime a presiunii p_0 pe linia de contact s-a ales o cale indirectă pornind de la distribuția presiunii după două parabole (fig.V.29)

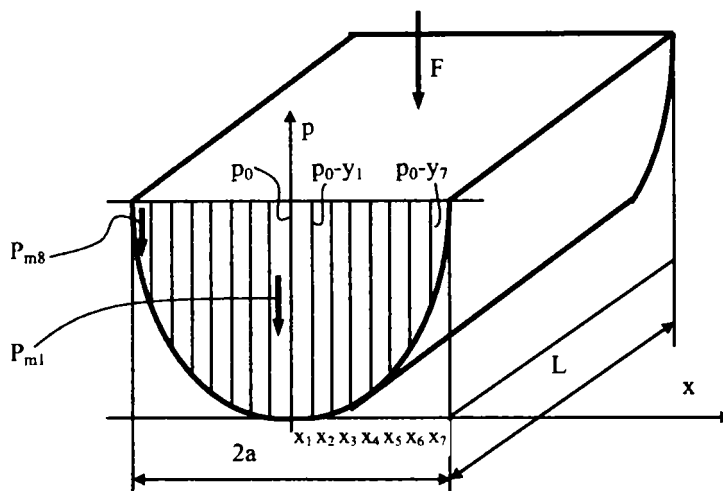


Fig. V.29. Repartiția presiunii de contact pe suprafața longeronului

Suprafața totală a celor două parabole a fost împărțită în 16 fâșii elementare cu lățimea $\Delta x = 2a/16 = a/8$ [mm]. Ecuția unei parabole este de forma :

$$y = m \cdot x^2$$

Punând condiția ca pentru $x = a$; $y = p_0$ rezultă :

$$m = p_0 / a^2$$

și deci ecuația parabolei devine :

$$y = \frac{p_0}{a^2} \cdot x^2 \tag{V.20}$$

Pe baza absciselor x rezultă și ordonatele y conform tabelului V.1.

Tabelul V.1

Coordonatele punctelor din figura V.29

Elementul de suprafață	1	2	3	4	5	6	7	8
x	$\frac{a}{8}$	$\frac{a}{4}$	$\frac{3a}{8}$	$\frac{a}{2}$	$\frac{5a}{8}$	$\frac{3a}{4}$	$\frac{7a}{8}$	a
y	$\frac{p_0}{64a}$	$\frac{p_0}{16a}$	$\frac{9p_0}{64a}$	$\frac{p_0}{4a}$	$\frac{25p_0}{64a}$	$\frac{9p_0}{16a}$	$\frac{49p_0}{64a}$	$\frac{p_0}{a}$

Pentru fiecare dintre cele 8 nivele ale presiunilor se calculează o serie de forțe concentrate care acționează luând în considerare distribuția presiunii pe lățimea L a zonei de contact :

$$\Delta F_1 = \Delta x L p_0 - L \int_0^{a/8} \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{191}{1536} p_0 L a$$

$$\begin{aligned} \Delta F_2 &= \Delta x L p_0 - L \int_{a/8}^{a/8} \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{185}{1536} p_0 L a \\ \Delta F_3 &= \Delta x L p_0 - L \int_{a/4}^{3a/8} \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{173}{1536} p_0 L a \\ \Delta F_4 &= \Delta x L p_0 - L \int_{3a/8}^{a/2} \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{155}{1536} p_0 L a \\ \Delta F_5 &= \Delta x L p_0 - L \int_{a/2}^{5a/8} \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{131}{1536} p_0 L a \\ \Delta F_6 &= \Delta x L p_0 - L \int_{5a/8}^{3a/4} \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{101}{1536} p_0 L a \\ \Delta F_7 &= \Delta x L p_0 - L \int_{3a/4}^{7a/8} \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{65}{1536} p_0 L a \\ \Delta F_8 &= \Delta x L p_0 - L \int_{7a/8}^a \frac{p_0}{a^2} x^2 dx = \frac{23}{1536} p_0 L a \end{aligned} \quad (V.21)$$

Punând condiția :

$$2 \sum_{i=1}^{i=8} \Delta F_i = F \quad (V.22)$$

rezultă : $\frac{1024}{1536} p_0 L a = F$

de unde $p_0 = \frac{1536F}{1024La}$ (V.23)

Analizând prima rolă pentru care $F = 3 \cdot 10^4 \text{ N}$; $L = 40 \text{ mm}$ și $a = 0,8 \text{ mm}$ rezultă:

$$p_0 = \frac{1536 \cdot 3 \cdot 10^4}{1024 \cdot 40 \cdot 0,8} = 1,4 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Pornind de la ecuația (V.20) s-au calculate presiunile corespunzătoare celor 8 intervale pentru o jumătate de parabolă, precum și valorile medii ale acestora :

$$p_{m_i} = \frac{p_{i-1} + p_0}{2} \quad (V.24)$$

Aceste date sunt centralizate în tabelul V.2

Tabelul V.2

Presiunile medii obținute pe baza discretizării unei jumătăți de parabolă

Elementul de suprafață	1	2	3	4	5	6	7	8
$p_i [\text{N}/\text{m}^2]$	$1,072 \cdot 10^9$	$0,787 \cdot 10^9$	$0,547 \cdot 10^9$	$0,35 \cdot 10^9$	$0,197 \cdot 10^9$	$0,0875 \cdot 10^9$	$0,0219 \cdot 10^9$	$0,1 \cdot 10^9$
$p_{m_i} [\text{N}/\text{m}^2]$	$1,236 \cdot 10^9$	$0,929 \cdot 10^9$	$0,667 \cdot 10^9$	$0,448 \cdot 10^9$	$0,273 \cdot 10^9$	$0,142 \cdot 10^9$	$0,0547 \cdot 10^9$	$0,0109 \cdot 10^9$

Pe baza presiunilor medii indicate în tabelul V.2 s-a efectuat o analiză locală a stării de tensiune în condițiile unei comportări liniar elastice.

Soluțiile obținute folosind metoda elementelor finite pentru tensiunile echivalente în ipoteza Hencky-Huber-Mises, $\sigma_{ech(5)}$, sunt indicate în fig. V.30, a și b.

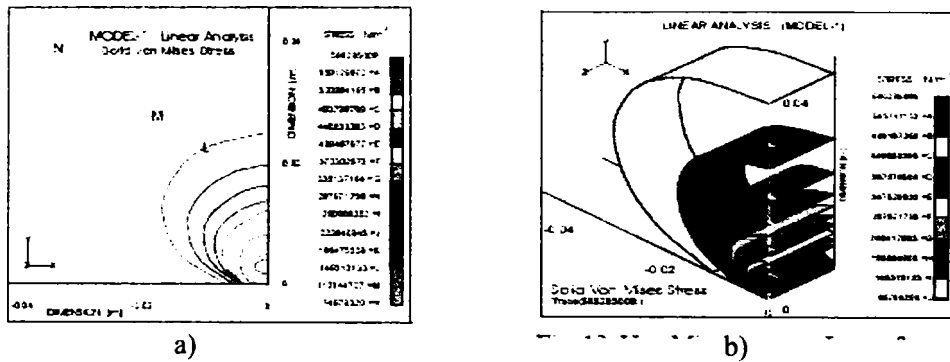


Fig. V.30. Repartiția în zona de contact a punctelor caracterizate prin aceleași tensiuni echivalente

Aceeași situație însă pentru tensiunile tangențiale este reprezentată în fig.V.31.

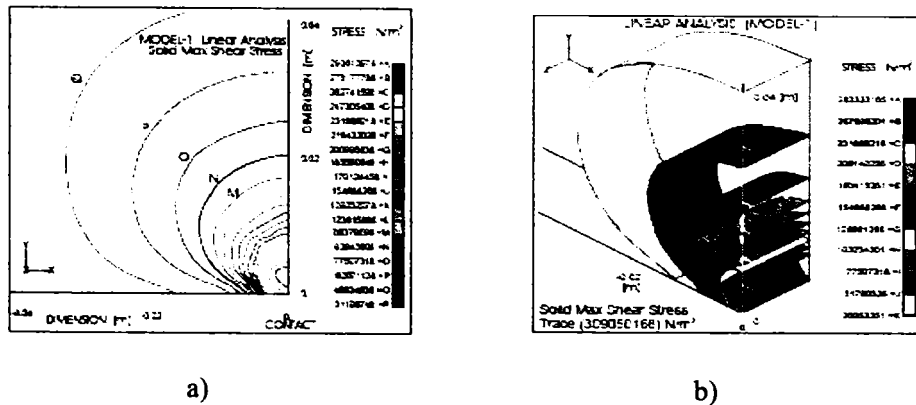


Fig. V.31. Repartiția în zona de contact a punctelor caracterizate prin aceleași tensiuni tangențiale

Rețeaua de discretizare în zona de contact a constat din 1138 elemente (3D) cu 1285 noduri. Tensiunile maxime obținute au fost : $\sigma_{ech(5)_{max}} = 595290618 \text{ N/m}^2$ și $\tau_{max} = 283323185 \text{ N/m}^2$. Lucrând în ipoteza unui contact liniar elastic deformațiile locale sunt nule.

V.7 Unele considerații asupra coeficientului de frecare prin rostogolirea a rotelor cărucioarelor M.O.T. 2500KN/13m

Întrucât până în prezent nu a fost abordată în detaliu problema frecării rotelor cărucioarelor pe longeroanele mașinii, autorul a elaborat un studiu teoretic asupra factorilor care influențează direct coeficientul de frecare.

Trebuie subliniat, în primul rand, că forța tangențială care apare între role și calea de rulare (forța de frecare) depinde de presiunea pe suprafața de contact (vezi paragraful V.5).

Într-o prima aproximație se poate considera ca forța de frecare este direct proporțională cu presiunea normală pe suprafața de contact.

În general forța de frecare la începutul mișcării rotelor este mai mare decât valoarea staționară a acesteia. Acest lucru este extrem de important și prin această se explică neliniaritatea care apare atunci când se analizează deplasările cărucioarelor luând în considerare forța de frecare.

Coeficientul dinamic de frecare este foarte important pentru acele sisteme la care studiul timpului de contact dintre două asperități cu mărimea de $2\mu\text{m}$ este comparabil cu timpul care caracterizează variabilitatea coeficientului de frecare.

Această problemă a variabilității coeficientului de frecare abordată cu luare în considerare a contactului la nivelul asperităților constituie o problemă care se impune a fi cercetată pe viitor.

În general când se analizează frecarea prin rostogolire trebuie să se țină seama de următorii factori : presiunea, viteza, densitatea, modulul de elasticitate longitudinal, vâscozitatea, coeficientul lui Poisson și rezistența la rupere a materialului.

În funcție de presiunea de contact, coeficientul de frecare μ are o creștere mai pronunțată la viteze mici de deplasare urmată de o creștere monotonă la viteze mai mari.

O serie de studii experimentale efectuate până în prezent au arătat că atunci când se analizează coeficientul de frecare prin rostogolire trebuie să se țină seama de următorii doi parametri :

$$K_1 = \frac{\rho v^2 E}{R_m^2} \quad \text{și} \quad K_2 = \frac{pE}{R_m^2} \quad (\text{V.25})$$

unde :

- ρ – densitatea materialului ;
- E – modulul de elasticitate longitudinal ;
- v – viteza de alunecare ;
- R_m – rezistența la rupere ;
- p – presiunea de contact ;

Pe baza celor doi parametri se calculează coeficientul de frecare :

$$\mu = \mu_0 + \mu_1 \frac{B_1}{1 + bB_1} + \mu_2 \frac{1}{1 + cB_2} \quad (\text{V.26})$$

Aplicând metoda celor mai mici pătrate s-au obținut următoarele valori ale parametrilor numerici :

$$\mu_0 = 0,15, \quad \mu_1 = 0,0442, \quad \mu_2 = 0,3243, \quad b = 0,195 \quad \text{și} \quad c = 0,00212$$

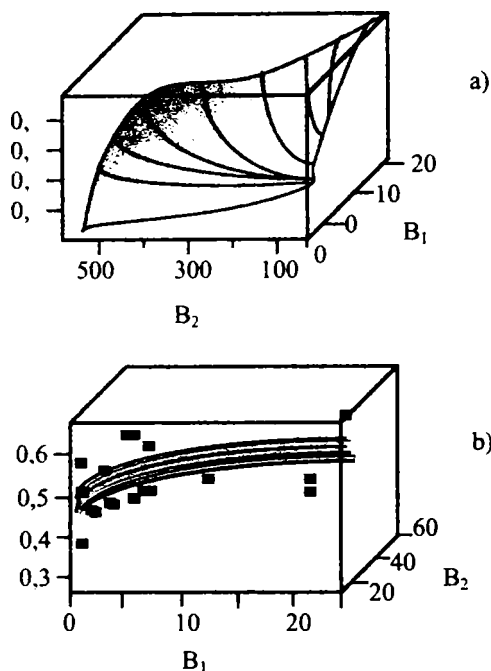


Fig. V.32. Dependenta coeficientului de frecare μ în funcție de parametrii B_1 și B_2

Variația coeficientului de frecare μ în funcție de parametrii B_1 și B_2 este reprezentată în figura V.3. Datele numerice arată că pentru presiuni foarte reduse coeficientul de frecare se reduce substanțial, acesta este și motivul pentru care punctele corespunzătoare unor presiuni foarte reduse nu au fost incluse în aproximația dată de ecuația V.26.

Analitic ecuația V.26 este aplicabilă pentru $B_2 \geq 2$. De obicei la frecarea rolă-calea de rulare, parametrul B_1 este în general foarte mic și acesta poate fi neglijat. În aceste condiții, coeficientul de frecare poate fi considerat ca funcție de B_2

$$\mu = \mu_0 + \frac{\mu_2}{1 + CB_2} \quad (V.27)$$

Sau

$$\mu = 0,15 + \frac{0,3243}{1 + 0,002pE/R_m} \quad (V.28)$$

Dependenta coeficientului de frecare μ în funcție de parametrul B_2 este indicată în figura V.33.

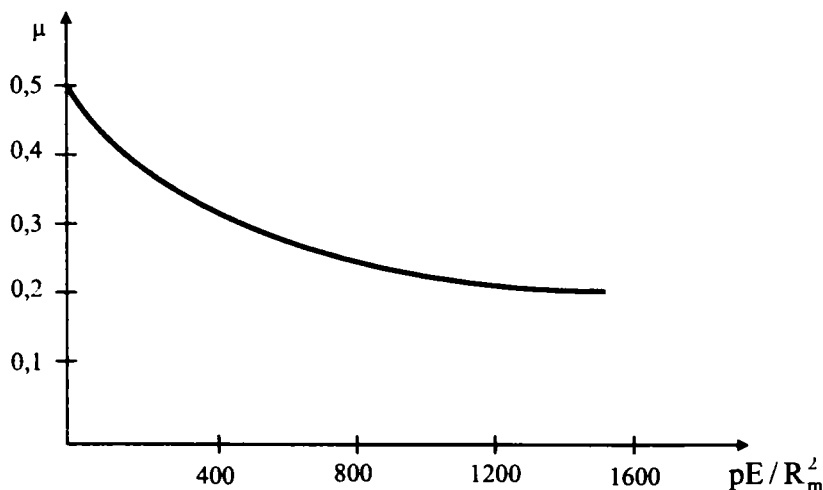


Fig. V.33. Variația coeficientului de frecare μ în funcție de raportul pE/R_m^2

Una dintre problemele de care depinde direct determinarea coeficientului de frecare μ este legată de distribuția presiunii p .

Această distribuție poate fi analizată la nivel macro, la nivel de asperități ale suprafețelor de contact sau la nivel nano.

Atunci când abordarea se face la nivel macro contactul se consideră perfect elastic iar suprafețele sunt ideale fără asperități. Suprafața de contact poate fi eliptică sau distribuită după o parabolă dublă cu maximum presiunii în centrul suprafeței de contact (vezi paragraful anterior).

Când abordarea coeficientului de frecare se face la nivelul asperităților, rugozitatea suprafețelor în contact devine foarte importantă.

Lungimea de undă a suprafeței unei asperități este de aproximativ $10\mu\text{m}$ și înălțimea $0,1\mu\text{m}$.

Calculul suprafeței reale de contact luând în considerare aceste asperități reprezintă $(0,2\dots0,5)$ din suprafața de contact nominală (când se neglijează asperitățile).

Presiunea de contact la asemenea micronivele este cuprinsă între $(1000\dots2500)$ MPa. În cazul contactului roată-șină aceasta este de aproximativ $3R_m$.

Cele de mai sus evidențiază că la nivelul micro, procesul de deformare plastică este extrem de important.

Presiunea și viteza de deformare a materialului la asemenea micronivele reprezintă condițiile inițiale pentru abordarea problemei la scară nano.

Pe baza estimării presiunilor prin microcontacte împreună cu caracteristicile elastice ale materialului Deutsche Bahn AG a arătat ca parametrii B_1 și B_2 la contactul roată-șină se situează în domeniile de valori :

$$B_1 = 0\dots0,25 \quad \text{și} \quad B_2 = 0\dots1533.$$

Astfel, în condițiile unui contact real B_1 într-o primă aproximație poate fi neglijat în raport cu B_2 .

Atât analiza numerică cât și calculul teoretic direct au arătat că probabilitatea distribuției presiunii specifice la contactul a două suprafețe fractale devine mai uniformă pe măsură ce nivelul scării la care se face abordarea problemei devine mai coborât.

Considerând într-o prima aproximație ca presiunea este distribuită uniform în domeniul durității de la 0 la $3R_m$ dependența V.28 capătă o altă formă :

$$\bar{\mu} = \frac{\int_0^{3\sigma_0} P\mu(P)dP}{\int_0^{3\sigma_0} PdP} \quad (\text{V.29})$$

Integrala de la numărător determină forța totală de frecare iar cea de la numitor forța totală normală, acest raport definind de fapt coeficientul de frecare la nivel macro.

Definirea macroscopică a coeficientului de frecare arată că acesta este independent de presiunea de contact :

$$\mu = 0,15 + 1020 \frac{\sigma_0}{E} - 2 \cdot 10^7 \left(\frac{\sigma_0}{E} \right)^2 - 1,6 \cdot 10^6 \left(\frac{\sigma_0}{E} \right)^2 \ln \left(2,5 \cdot 10^5 + 159 \frac{E}{\sigma_0} \right). \quad (\text{V.30})$$

Dacă se ia în considerare și viteza de translație, ecuația V.30 devine :

$$\mu = 0,15 + 1020 \frac{\sigma_0}{E} - 2 \cdot 10^7 \left(\frac{\sigma_0}{E} \right)^2 - 1,6 \cdot 10^6 \left(\frac{\sigma_0}{E} \right)^2 \ln \left(2,5 \cdot 10^5 + 159 \frac{E}{\sigma_0} \right) + 0,0442 \frac{\rho v^2 E / R_m^2}{1 + 0,195 \rho v^2 E / R_m^2} \quad (\text{V.31})$$

Întrucât în cazul M.O.T. 2500KN/13m viteza de deplasare a cărucioarelor în cursul deformării structurii este foarte mică, calculul coeficientului de frecare μ

folosit pentru studiul deformării cărucioarelor s-a făcut cu relațiile (V.28) pentru abordarea la scara macro și cu relația (V.31) pentru o abordare la scară nano.

Concluzii

Analizând cele prezentate anterior în acest capitol se desprind următoarele contribuții:

- *modificarea mașinii de încercat la tracțiune a cablurilor prin introducerea unor elemente noi de rigidizare a cărucioarelor ;*
- *adaptarea barei de etalonare cu amplasarea traductorului de forță etalon ;*
- *definirea complianței elastice aparente pe baza răspunsului epruvetă - mașină de încercat la tracțiune ;*
- *determinarea complianței M.O.T. 2500KN/13m folosind o bară etalon cu o rigiditate foarte mare ;*
- *aplicarea metodei elementelor finite (M.E.F.) pentru evaluarea stărilor de tensiune și rigiditate ale elementelor componente ale M.O.T. 2500KN/13m*
- *elaborarea unui studiu pentru determinarea tensiunilor la contactul rozelor cărucioarelor cu longeroanele mașinii prin aprecierea distribuției presiunilor de contact folosind două parabole ;*
- *aplicarea M.E.F. pentru evaluarea distribuției tensiunilor la contact în conformitate cu teoria lui Hertz ;*
- *elaborarea unui studiu pentru calculul coeficientului de frecare dintre rolele cărucioarelor și calea de rulare ;*
- *trasarea curbelor teoretice ale deplasărilor a în funcție de forțele aplicate pe domeniul (0-300)KN.*

VI. CONTRIBUȚII ASUPRA UNOR MODELE REOLOGICE CARE IAU ÎN CONSIDERARE RELAXAREA ȘI FLUAJUL PENTRU DURATE SCURTE DE TIMP APLICABILE LA M.O.T. 2500KN/13m

VI.1. Considerații generale privind relaxarea tensiunilor

Întrucât după cum s-a văzut în cadrul încercărilor "Stress-Strain" deformațiile ansamblului epruveta-cadrul mașinii sunt menținute constante pe anumite durate de timp, problema relaxării tensiunilor devine importantă și trebuie luată în considerare.

Relaxarea tensiunilor reprezintă variația în timp a acestora și este un fenomen care apare în urma încercării la tracțiune a unei epruvete cu o anumită tensiune inițială $\sigma(0)$. Tensiunea inițială determină o deformație care se păstrează constantă în timp.

Deformația specifică totală ε este formată dintr-o componentă elastică ε_e și o componentă plastică :

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \text{const.} \quad (\text{VI.1})$$

Pe baza legii lui Hooke se poate scrie :

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma(t)}{E} \quad (\text{VI.2})$$

$$\text{Pentru } t = t_0 \Rightarrow \varepsilon_e = \frac{\sigma(0)}{E} \quad (\text{VI.3})$$

În aceste condiții rezultă :

$$\varepsilon = \frac{\sigma(0)}{E} = \frac{\sigma(t)}{E} + \varepsilon_p = \text{const.} \quad (\text{VI.4})$$

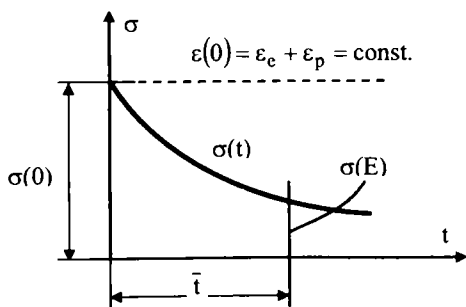


Fig.VI.1. Variația în timp a tensiunilor pentru $\varepsilon = \text{const.}$

Când $\varepsilon = \text{const.}$, tensiunea odată cu trecerea timpului începe să se micșoreze astfel că după un anumit timp E , tensiunea devine $\sigma(E) < \sigma(0)$, fig. VII.1.

În cadrul problemei de evaluare a rigidității mașinii folosind o bară de rigiditate mare, determinarea *curbei de relaxare* devine extrem de importantă.

Întrucât relaxarea are loc în condițiile în care $\varepsilon(0) = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \text{const.}$ se poate scrie :

$$\frac{d\varepsilon_e}{dt} + \frac{d\varepsilon_p}{dt} = \frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt} + \xi_p = 0$$

unde

$$\xi_p = -\frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt} \text{ sau } dt = -\frac{1}{E \xi_c} \frac{d\sigma}{dt}$$

Considerând că $\xi_p = Q(\sigma)$; $dt = -\frac{1}{E} \frac{d\sigma}{Q(\sigma)}$ și integrând de la $t = 0$ la $t = \bar{t}$ pentru care avem $\sigma(0)$ și $\sigma(\bar{t})$ obținem :

$$E = -\frac{1}{E} \int_{\sigma(0)}^{\sigma(E)} \frac{d\sigma}{Q(\sigma)} \quad (\text{VI.5})$$

Acceptând $Q(\sigma)$ o funcție hiperbolică de forma :

$$Q(\sigma) = A(T) \text{sh} \frac{\sigma}{B^*(T)} \text{ se obține :}$$

$$E = \frac{1}{E} \int_{\sigma(\bar{t})}^{\sigma(0)} \frac{d\sigma}{A(T) \text{sh} \frac{\sigma}{B(T)}} = \frac{B(T)}{EA(T)} \ln \frac{\text{th} \left[\frac{\sigma(0)}{2B^*(T)} \right]}{\text{th} \left[\frac{\sigma(\bar{t})}{2B^*(T)} \right]} \quad (\text{VI.6})$$

Dacă se are în vedere :

$$Q(\sigma) = B\sigma^n$$

ecuația (VI.6) devine :

$$E = \frac{1}{(n-1)E[\sigma(\bar{t})]^{n-1} B^{1/n}} \left[1 - \left(\frac{\sigma(\bar{t})}{\sigma(0)} \right)^{n-1} \right] \quad (\text{VI.7})$$

în care :

n = constanta de material
 B = este o funcție de timp

Cu ajutorul relațiilor (VI.6) și (VI.7) se poate calcula timpul E corespunzător unui anumit $\sigma(E)$.

VI.2. Modele reologice care iau în considerare relaxarea tensiunilor

Pentru analiza fenomenului de relaxare au fost propuse o serie de modele reologice bazate pe deformarea reală a corpurilor solide.

Fiecare model reologic trebuie să ia în considerare cele două componente specifice deformării unui corp și anume componenta elastică și componenta plastică.

Cel mai simplu element elastic poate fi reprezentat de un arc (fig.VI.2)

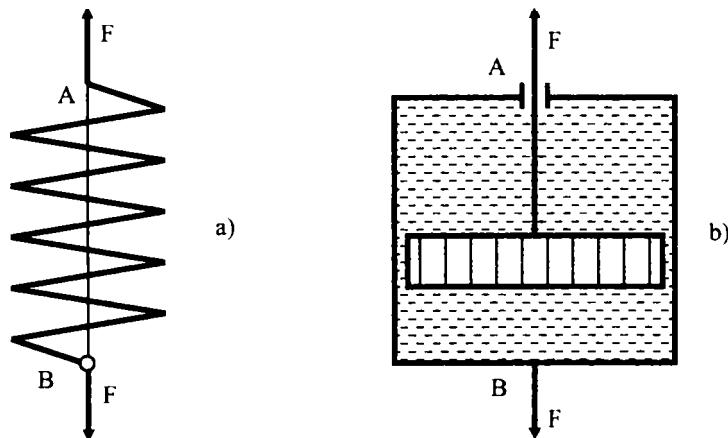


Fig. VI.2. Modele reologice (resortul, cilindrul cu piston perforat)

Pentru un asemenea element elastic deformația este proporțională cu forța aplicată, adică :

$$\delta_e = K_1 \cdot F \quad (\text{VI.8})$$

unde K – este constanta elastică a arcului.

Elementul care descrie comportarea vâscoasă este un amortizor reprezentat printr-un cilindru în care se află un piston perforat (fiig. VI.2.b)

În acest caz viteza de deformație este proporțională cu forța aplicată sub forma

$$\frac{d\delta_p}{dt} = K_2 F \quad (\text{VI.9})$$

în care K_2 – coeficientul de proporționalitate.

Unul dintre cele mai simple modele reologice prin care se poate modela fenomenul de relaxare este modelul Maxwell care cuprinde două faze și anume una perfect elastică având modulul de elasticitate E și alta vâscoasă având vâscozitatea η legate în serie (fig.VI.3).

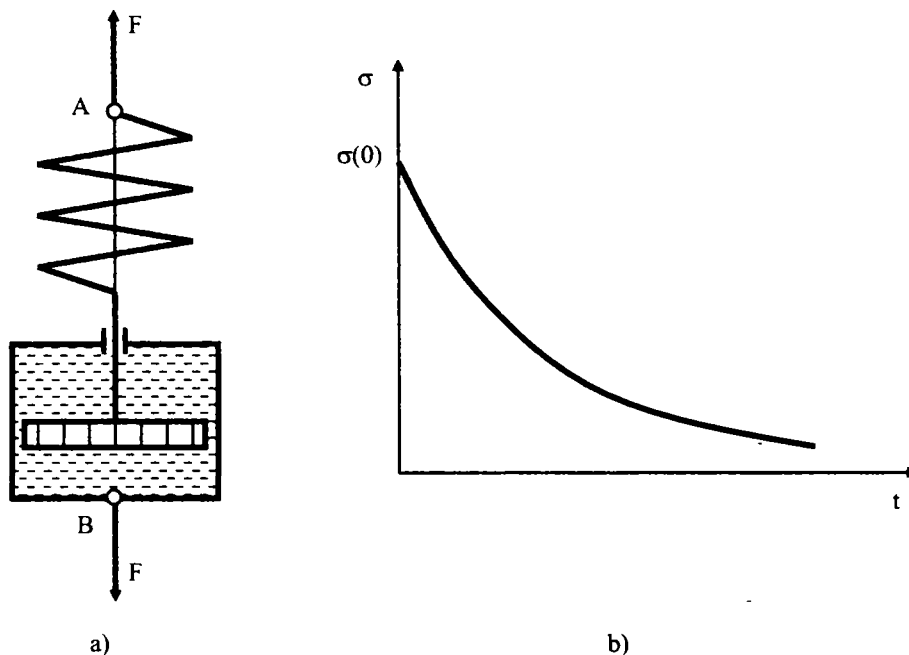


Fig. VI.3. Modelul Maxwell și variația corespunzătoare în timp a tensiunilor

În acest caz variația distanței între punctele A și B poate fi scrisă ca o sumă a deplasărilor determinate de deformația elastică și plastică :

$$\delta = \delta_e + \delta_p$$

de unde :

$$\frac{d\delta}{dt} = K_1 \frac{dF}{dt} + K_2 F$$

Trecând de la forțele de tensiuni și introducând notațiile :

$$K_1 = \frac{1}{E} \text{ și } K_2 = \frac{1}{\eta}$$

rezultă :

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt} + \frac{1}{\eta} \sigma. \quad (\text{VI.10})$$

Ecuția de mai sus exprimă dependența tensiunilor și deformațiilor în timp pentru un corp vâscoelastic în cazul modelului Maxwell.

Dacă $\sigma = \text{const.}$ ecuația (VI.10) devine :

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{\eta} \sigma \quad (\text{VI.11})$$

de unde se vede că viteza de deformare este proporțională cu tensiunea aplicată.

Dacă $\varepsilon = \text{const.}$ ceace corespunde relaxării, rezultă :

$$\frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt} + \frac{\sigma}{\eta} = 0 \quad (\text{VI.12})$$

În urma integrării și luând în considerare condițiile inițiale și anume la $t = 0$; $\sigma = \sigma(0)$ se obține :

$$\sigma = \sigma(0) \exp\left(-\frac{t}{\eta/E}\right) \quad (\text{VI.13})$$

în care η/E poartă denumirea de timp de relaxare adică timpul în care tensiunea inițială $\sigma(0)$ se micșorează de e ori ($e = 2,718$) (fig.VI.3)

VI.3. Cercetări asupra unui model reologic aplicabil la încercările conductorilor din OL-AI pe M.O.T. 2500KN/13m

În urma studiului cu elemente finite a stării de tensiune și deformație din ansamblul cărucior fix – sistemul de transmitere și măsurare a sarcinii, s-au evidențiat unele fenomene de neliniaritate cu toate că sarcinile aplicate s-au situat în domeniul elastic.

Aceste fenomene de neliniaritate se datorează în primul rând deplasării cu frecare a roților cărucioarelor mașinii. Această problemă nu a fost luată până în prezent în studiu cu toate că aceasta are un rol deosebit în evaluarea rigidității mașinii având în vedere că în condițiile încercărilor unor cabluri sau conductori cu lungiri mari căruciorul mobil se deplasează pe distanțe care pot să ajungă până la 0,25m.

În figura VI.4 este prezentat primul model propus de autorul tezei pentru studiul fenomenului de relaxare la M.O.T. 2500KN/13m.

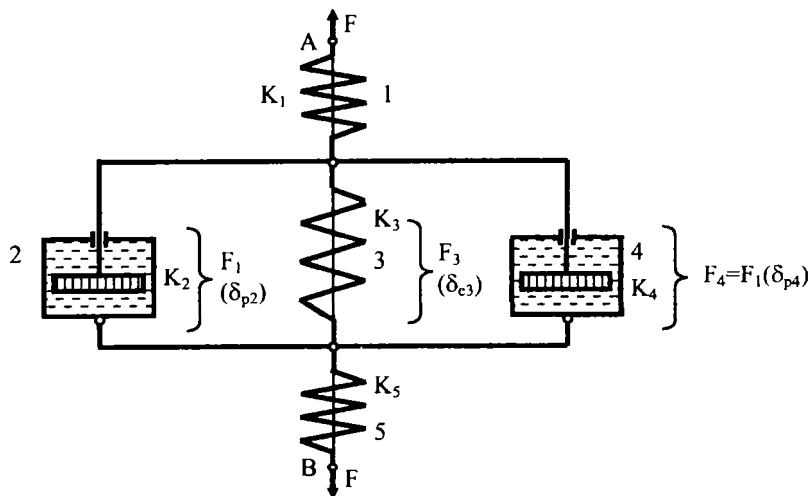


Fig. VI.4. Modelul reologic propus de autor (varianta I)

Resortul 1 simulează comportarea ansamblului de transmitere a sarcinii la cărucior la traductorul de forță. Deci, întreg ansamblul cât și traductorul de forță este luat în considerare prin resortul 1.

Neliniaritatea determinată de recarea roților pe cadrul mașinii s-a luat în considerare prin cei doi cilindrii cu piston. Comportarea elastică la tracțiune a căruciorului se ia în considerare prin resortul 2.

Resortul 5 simulează comportarea epruvetei care în condițiile etalonării a fost o bară de rigiditate mare cu o comportare perfect elastică (fig.VI.4)

Deplasarea totală între punctele A și B poate fi scrisă sub forma :

$$\delta = \delta_{e_1} + \delta_{p_2} + \delta_{e_5} \quad (\text{VI.14})$$

$$\delta_{e_1} = K_1 F; \quad \frac{d\delta p_2}{dt} = K_2 F_2; \quad \frac{d\delta p_4}{dt} = K_4 F_4; \quad \delta_{e_3} = K_3 F_3; \quad \delta_{e_5} = K_5 F$$

în care $F = F_2 + F_3 + F_4$; $F_2 = F_4$

Prin derivare în raport cu timpul a ecuației (VI.14) rezultă :

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{d\delta e_1}{dt} + \frac{d\delta p_2}{dt} + \frac{d\delta e_5}{dt} \quad (\text{VI.15})$$

Dar

$$\frac{d\delta e_1}{dt} = K_1 \frac{dF}{dt} \quad (\text{VI.16})$$

$$\frac{d\delta p_2}{dt} = K_2 F_2 = \frac{1}{2} K_2 (F - F_3) = \frac{1}{2} K_2 F - \frac{1}{2} K_2 F_3. \quad (\text{VI.17})$$

Dacă se are în vedere forța F_3 și anume :

$$F_3 = \frac{\delta e_3}{K_3}$$

relația de mai sus devine :

$$\frac{d\delta p_2}{dt} = \frac{1}{2} K_2 F - \frac{1}{2} \frac{K_2}{K_3} \delta e_3. \quad (\text{VI.18})$$

Întrucât :

$$\delta e_3 = \delta p_2 = \delta p_4$$

rezultă :

$$\delta e_3 = \delta - \delta e_1 - \delta e_5.$$

Înlocuind în expresia (VI.18) se obține :

$$\frac{d\delta p_2}{dt} = \frac{1}{2} K_2 F - \frac{1}{2} \frac{K_2}{K_3} (\delta - K_1 F - K_5 F) \quad (\text{VI.19})$$

Pe baza relațiilor (VI.16) și (VI.19) ecuația (VI.15) devine :

$$\frac{d\delta}{dt} = K_1 \frac{dF}{dt} + \frac{1}{2} K_2 F - \frac{1}{2} \frac{K_2}{K_3} \delta + \frac{1}{2} \frac{K_2 K_1}{K_3} F + \frac{1}{2} \frac{K_2 K_5}{K_3} F + K_5 \frac{dF}{dt}$$

Făcând o grupare a termenilor rezultă ecuația :

$$\frac{d\delta}{dt} + \frac{1}{2} \frac{K_2}{K_3} \delta = (K_1 + K_5) \frac{dF}{dt} + \frac{K_2 F}{2} \left(1 + \frac{K_1}{K_3} + \frac{K_5}{K_3} \right) \quad (\text{VI.20})$$

Trecând de la forțe la tensiuni și de la deformațiile totale la deformațiile specifice și introducând notațiile :

$$K_1 = K_3 = K_5 = \frac{1}{E}$$

$$K_2 = K_4 = \frac{1}{\eta}$$

ecuația (VI.20) capătă forma generală :

$$\frac{d\sigma}{dt} + \alpha\sigma = E\left(\gamma \frac{d\varepsilon}{dt} + \beta\varepsilon\right) \quad (\text{VI.21})$$

unde

$$\alpha = \frac{3E}{4\eta}; \quad \beta = \frac{E}{4\eta}; \quad \gamma = \frac{1}{2} \quad (\text{VI.22})$$

Dacă $\sigma = \text{const.}$ ecuația (VI.21) devine :

$$E\left(\gamma \frac{d\varepsilon}{dt} + \beta\varepsilon\right) = \alpha\sigma. \quad (\text{VI.23})$$

Dacă $\varepsilon = \text{const.}$:

$$\frac{d\sigma}{dt} + \alpha\sigma = E\beta \cdot \varepsilon. \quad (\text{VI.24})$$

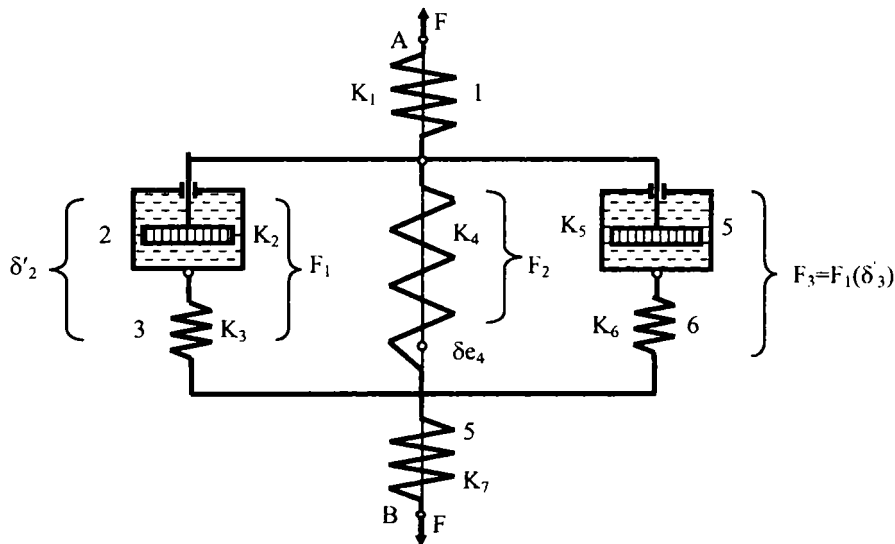


Fig. VI.4. Model reologic propus de autor (varianta II)

Analiza acestui model și compararea cu datele experimentale au impus unele corecții constând în introducerea unor componente elastice în cadrul frecării roilor de ghidare a căruciorului.

În figura VI.5 este prezentat al doilea model reologic propus de autorul tezei de doctorat.

Deplasarea între punctele A și B devine :

$$\delta = \delta e_1 + \delta_2 + \delta e_7 \quad (\text{VI.25})$$

unde :

$$\delta'_2 = \delta'_3 = \delta e_4 .$$

Dacă se are în vedere condiția de echilibru se poate scrie :

$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

în care

$$F_1 = F_3 . \quad (\text{VI.26})$$

Derivând în raport cu timpul relația (VI.25) se obține :

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{d\delta e_1}{dt} + \frac{d\delta'_2}{dt} + \frac{d\delta e_7}{dt} \quad (\text{VI.27})$$

Luând în discuție fiecare termen de mai sus rezultă :

$$\frac{d\delta e_1}{dt} = K_1 \frac{dF}{dt} . \quad (\text{VI.28})$$

În mod analog se obține :

$$\frac{d\delta'_2}{dt} = K_2 F_1 + K_3 \frac{dF_1}{dt} \quad (\text{VI.29})$$

în care

$$F_1 = \frac{1}{2}(F - F_2) .$$

Înlocuind pe F_1 în relația de mai sus rezultă :

$$\frac{d\delta'_2}{dt} = \frac{K_2}{2}(F - F_2) + \frac{K_3}{2} \left(\frac{dF}{dt} - \frac{dF_2}{dt} \right) .$$

Dacă se are în vedere că :

$$F_2 = \frac{\delta'_2}{K_4}$$

ecuația (VI.29) devine :

$$\frac{d\delta'_2}{dt} = \frac{K_2}{2} \left(F - \frac{\delta'_2}{K_4} \right) + \frac{K_3}{2} \left(\frac{dF}{dt} - \frac{1}{K_4} \frac{d\delta'_2}{dt} \right) . \quad (\text{VI.30})$$

Întrucât

$$\delta'_2 = \delta - \delta e_1 - \delta e_7$$

expresia de mai sus devine :

$$\frac{d\delta'_2}{dt} = \frac{K_2}{2} F - \frac{K_2}{2K_4} (\delta - \delta e_1 - \delta e_7) + \frac{K_3}{2} \frac{dF}{dt} - \frac{K_3}{2K_4} \left(\frac{d\delta}{dt} - \frac{d\delta e_1}{dt} - \frac{d\delta e_7}{dt} \right) .$$

Din ecuațiile (VI.27), (VI.28), (VI.29) și (VI.30) rezultă :

$$\begin{aligned} \frac{d\delta}{dt} = & K_1 \frac{dF}{dt} + \frac{K_2 F}{2} - \frac{K_2 \delta}{2K_4} + \frac{K_2 K_1}{2K_4} F + \frac{K_2 K_7 F}{2K_4} + \frac{K_3}{2} \frac{dF}{dt} - \frac{K_3}{2K_4} \frac{d\delta}{dt} + \\ & + \frac{K_3 K_1}{2K_4} \frac{dF}{dt} + \frac{K_3 K_7}{2K_4} \frac{dF}{dt} . \end{aligned} \quad (\text{VI.32})$$

Regrupând termenii se obține ecuația diferențială :

$$\frac{dF}{dt} \left(K_1 + \frac{K_3}{2} + \frac{K_1 K_3}{2K_4} + \frac{K_3 K_7}{2K_4} \right) + F \left(\frac{K_2}{2} + \frac{K_1 K_2}{2K_4} + \frac{K_2 K_7}{2K_4} \right) =$$

$$= \frac{d\delta}{dt} \left(1 + \frac{K_3}{2K_4} \right) + \frac{K_2}{2K_4} \delta.$$

Dacă se face trecerea de la forțe la tensiuni respective de la deformațiile totale la deformațiile specifice și se introduc notațiile :

$$K_1 = K_3 = K_4 = K_6 = K_7 = \frac{1}{E}$$

$$\text{și } K_2 = K_5 = \frac{1}{\eta}$$

rezultă :

$$\frac{d\sigma}{dt} + \alpha\sigma = E \left(\gamma \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} + \beta\varepsilon \right) \quad (\text{VI.33})$$

în care :

$$\alpha = \frac{3E}{5\eta}; \quad \beta = \frac{E}{5\eta} \text{ și } \quad \gamma = \frac{3}{5}.$$

Dacă deformația $\varepsilon = \text{const.}$, ecuația diferențială (VI.33) capătă forma :

$$\frac{d\sigma}{dt} + \alpha\sigma = E\beta\varepsilon. \quad (\text{VI.34})$$

Soluție generală a acestei ecuații este de forma :

$$\sigma = E\varepsilon \left\{ 1 - \frac{\alpha - \beta}{\alpha} [1 - \exp(-\alpha t)] \right\} \quad (\text{VI.35})$$

Se vede că atunci când timpul devine foarte mare ($t \rightarrow \infty$) tensiunea

$$\sigma = E\varepsilon \frac{\beta}{\alpha} = \sigma(0) \frac{\beta}{\alpha}.$$

Pentru cazul considerat $\sigma = \sigma_0 / 3$.

Dacă analiza se face în deformații, pentru cazul când $\sigma = \text{const.}$ ecuația diferențială (VI.33) devine :

$$E \left(\gamma \frac{d\varepsilon}{dt} + \beta\varepsilon \right) = \alpha\sigma. \quad (\text{VI.36})$$

Este ușor de arătat că soluția generală a acestei ecuații este de forma :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left\{ 1 + \frac{\alpha - \beta}{\beta} \left[1 - \exp\left(-\frac{\beta}{\gamma} t\right) \right] \right\}. \quad (\text{VI.37})$$

Se vede că pentru durate de timp foarte lungi respective când $t \rightarrow \infty$:

$$\varepsilon = \frac{\sigma \alpha}{E \beta} .$$

Pe baza datelor anterioare rezultă :

$$\varepsilon = \frac{3E}{5\eta} \cdot \frac{5\eta}{E} \frac{\sigma}{E} = 3 \frac{\sigma}{E} = 3\varepsilon(0) .$$

Cele două modele propuse de autor conduc la aceleași rezultate când $t = \infty$.

În schimb pentru durate de timp scurt, cum sunt cele specifice încercărilor de stress-strain gradientii de scădere a tensiunilor la $\varepsilon = \text{const.}$ respective gradientii de creștere a deformațiilor la $\sigma = \text{const.}$ sunt diferiți.

Gradientii pentru cel de-al doilea model au fost într-o bună concordanță cu datele experimentale.

Ecuatia (VI.33) poate fi generalizată sub forma :

$$a_0 \sigma + a_1 \frac{d\sigma}{dt} + \dots \dots a_n \frac{d^n \sigma}{dt^n} = b_0 \varepsilon + b_1 \frac{d\varepsilon}{dt} + \dots \dots b_n \frac{d^n \varepsilon}{dt^n} \quad (\text{VI.38})$$

Cu cât numărul de elemente este mai mare cu atât mai precis se evaluează fenomenul de fluaj la $\varepsilon = \text{const.}$ sau $\sigma = \text{const.}$

VI.4. Analiza fenomenului de fluaj în cazul M.O.T. 2500KN/13m adaptată pentru etalonare

Una dintre problemele de bază legată direct de rigiditatea mașinii a constat în a stabili în ce măsură deformațiile elementelor componente sunt incluse în deformațiile totale obținute pe baza traductorilor de deplasare, atunci se efectuează încercări de "Stress-Strain" pe conductori cu lungimi de peste 10m. Întrucât aceste deplasări provenite din deformațiile elementelor mașinii nu aparțin conductorului acestea trebuie extrase din valorile citite în cursul acestor încercări.

Mai mult în cazul încercărilor de "stress-strain" pe M.O.T. 2500KN/13m deformațiile conductorului sunt produse pe baza încărcării continue a mașinii pe măsură ce forțele scad iar mașina se reîncărcă pentru menținerea constantă a forței.

Acest fenomen de scădere a forței cunoscut sub numele de relaxare este extrem de important în cadrul încercărilor de conductori și cabluri cu lungimi mari.

Studiile experimentale efectuate pe durate scurte de timp de ordinul a (25-30)" au evidențiat o comportare diferită a mașinii în faze de încărcare față de faza de descărcare.

Dacă în urma unei faze de încărcare, urmată de o întrerupere a încărcării forțele continuă să crească pe o durată scurtă de timp, situația este inversă în cazul unei faze de descărcare urmată de o menținere constantă a sarcinii.

Aceste aspecte determinate de inerția sistemului au făcut și continuă să facă obiectul a numeroase studii experimentale.

Menținerea constantă pe o durată de 1h a sarcinii pe M.O.T. 2500KN.13m echpată pentru etalonare cu o bară de rigiditate mare a evidențiat următoarele aspecte particulare :

- fenomenul de relaxare pe durata de 1h a pus în evidență o scădere a forței

care în medie a fost sub 1% din forța nominală, respectiv (0,8-0,9)% din F_0 ;

- ecuația care descrie reducerea forței în condițiile specifice mașinii pentru intervale de timp $300'' \leq t \leq 3600''$ a fost de forma :

$$y = F - C_2 \ln t ; \quad (VI.39)$$

în care :

F – forța nominală [KN]

C_2 – constantă care depinde de forța nominală aplicată

t – durata de menținere a sarcinii [sec.]

Detalii mai amănunțite asupra celor prezentate mai sus sunt date în capitolul VII.

Concluzii

Pentru a explica fenomenele de neliniaritate care apar la contactul roloroalelor cu căile de rulare, au fost propuse două modele reologice.

- *Primul model înlocuiește elementele elastice cu resoarte având diferite rigidități iar neliniaritatea datorită frecării roloroalelor cu un element vâscos de tipul unui cilindru cu piston perforat.*
- *Al doilea model ia în considerare că în momentul frecării apare și o componentă elastică.*

Ambele modele au aplicabilitate în faza inițială a fenomenului de relaxare.

Pentru durate mai lungi experimental s-a constatat în condițiile specifice M.O.T.2500KN/13m, că ecuația care descrie micșorarea forței pentru durate mai lungi de timp, este de tip logaritmic.

Evident că aceste probleme de neliniaritate constituie obiectul unor cercetări de perspectivă.

VII. STUDIUL EXPERIMENTAL AL RIGIDITĂȚII M.O.T. 2500KN/13m

VII.1. Contribuții privind adaptarea M.O.T. 2500KN/13m pentru

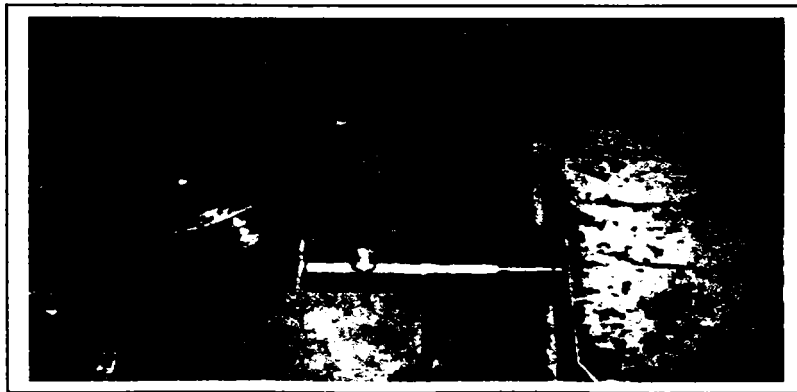
După cum s-a văzut în capitolul III într-o primă etapă s-a efectuat o evaluare a caracteristicilor metrologice ale mașinii, dar care s-a referit cu precădere mai mult asupra traductorilor de forță folosiți.

Această primă evaluare a evidențiat că pe anumite domenii mașina se situa în clasa 1 de precizie iar numai pe domenii cu forțe mai reduse în clasa a doua de precizie. În toate cazurile însă traductorii de forță s-au încadrat în clasa 1 de precizie. În absența unui studiu metrologic mai complex al întregii mașini, atestarea metrologică a încercărilor de conductori și cabluri s-a bazat în principal pe buletinele de etalonare ale traductorilor și pe buletinele de măsurare ale mașinii.

Pornind de la aceste aspecte s-a căutat ca în urma acestui studiu experimental să se facă o verificare riguroasă a caracteristicilor metrologice ale mașinii și încadrarea acesteia în clasa 1 de precizie care se impune la încercările de conductori și cabluri.

Înainte de a începe etalonarea propriu-zisă, s-a efectuat un control riguros al mașinii în ce privește stabilitatea acesteia și înlăturarea oricăror posibilități de apariție a unor deplasări necontrolate.

Mai mult, au fost înlocuite integral tije și bolțurile de legătură dintre căruciorul mobil și bacul mobil al mașinii și respectiv dintre căruciorul fix și elementele de închidere a fluxului forței. (fig.VII.1) și (fig.VII.2). În afară de aceasta au fost executate o serie de dispozitive pentru fixarea traductorului de forță etalon și traductorul mașinii.



Fg. VII.1. Sistemul de transmitere a forței de la căruciorul fix la traductorul de forță al mașinii

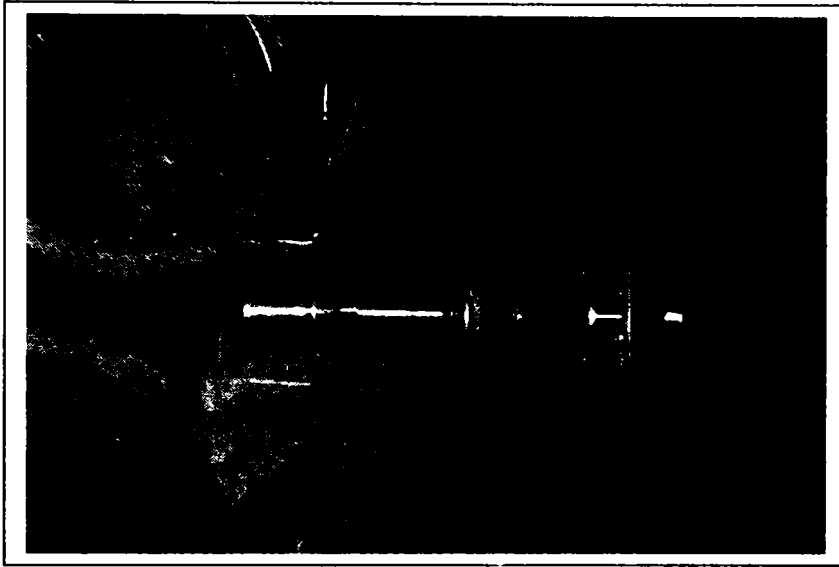


Fig.VII.2. Sistemul de transmitere a forței de la căruciorul mobil la bara etalon

Traductorul etalon având sarcina nominală de 500KN în sistem de tracțiune a fost montat imediat în spatele căruciorului mobil folosind o serie de dispozitive care asigură o centrare cât mai corectă a acestuia. (fig.VII.3)

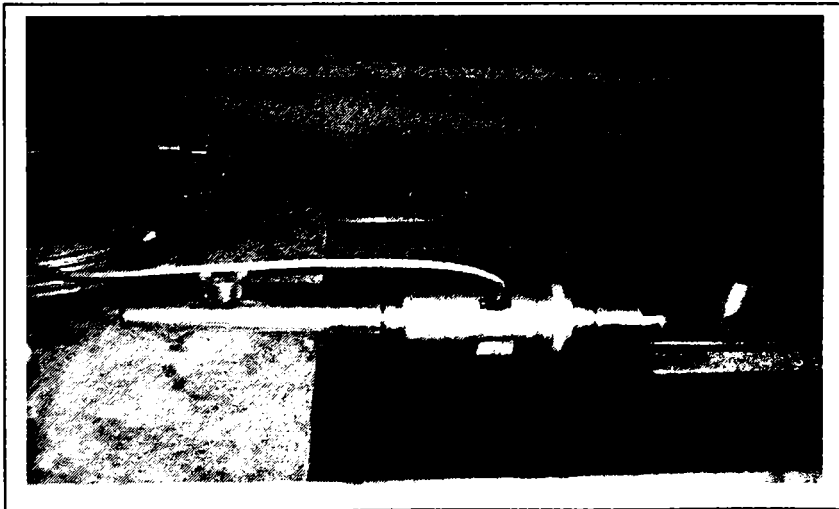


Fig. VII.3. Amplasarea traductorului etalon în circuitul de transmitere a forței

Caracteristicile traductorului etalon sunt :

- tip CS 500KN/CT seria 007/87 produs de INM Laboratorului Forțe-Duritate Timișoara,
- sarcina nominală 500 KN, tracțiune ;
- semnalul la sarcina nominală 2,4824 mV/V ;
- clasa de precizie 1 în conformitate cu SR EN ISO 376 "Materiale metalice – Etalonarea dinamometrelor utilizate la verificarea mașinilor de încercat uniaxiale".

Traductorul de forță al mașinii a fost amplasat printr-un sistem inversor pe traversa II a mașinii de încercat la tracțiune (fig.VII.4)

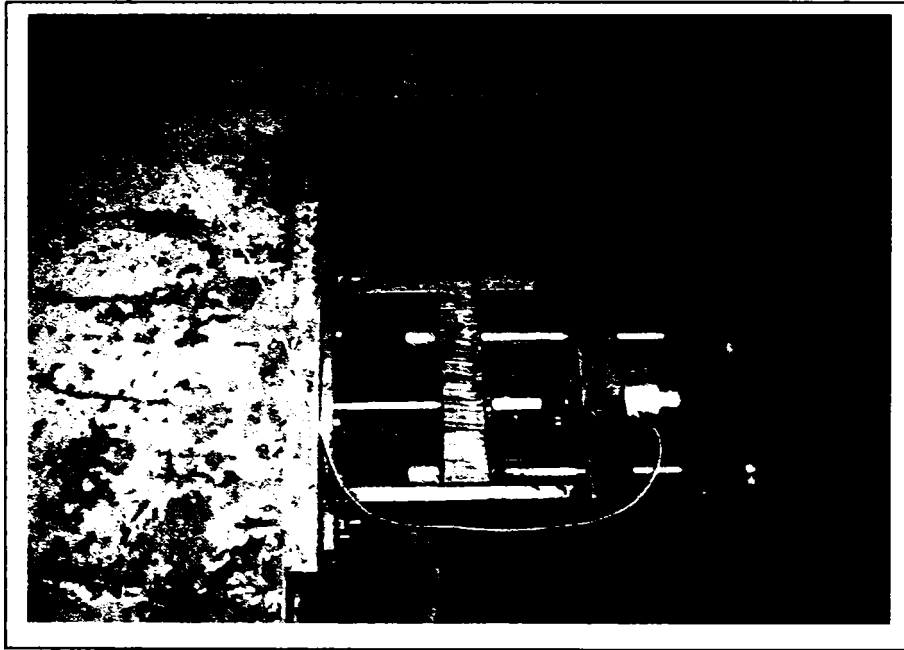


Fig. VII.4. Amplasarea traductorului mașinii în partea finală a circuitului de transmitere a forței.

Caracteristicile principale ale traductorului de forță al mașinii sunt :

- tip K450 LORENZ Messtechnick GmbH ;
- sarcina nominală 1 MN compresiune
- semnalul de sarcina nominală 2,002 mV/V.

VII.2. Sistemul de achiziție și prelucrare a datelor experimentale

Măsurarea semnalelor furnizate de traductorii de forță s-a efectuat prin componenta electronică pentru traductoare digitale AD 101 B, produsă de HBM Darmstadt, Germania.

AD 101 B este de fapt o placă de circuit cu electronica de amplificare în current continuu și convertor analog digital pentru traductoare și mărci tensometrice. Aceasta poate fi utilizată pentru aplicații statice și dinamice. Conectarea directă la computer se face prin interfața RS-232.

Rezoluția 20 biți, rata de transfer ridicată având zona de memorie pentru stocarea setărilor utilizatorului.

Alimentarea 5.....10VCC, clasa de precizie 0,01%. În figura VII.5 se prezintă schema de principiu a plăcii AD 101 B iar în tabelul VII.1 principalele caracteristici ale acesteia.

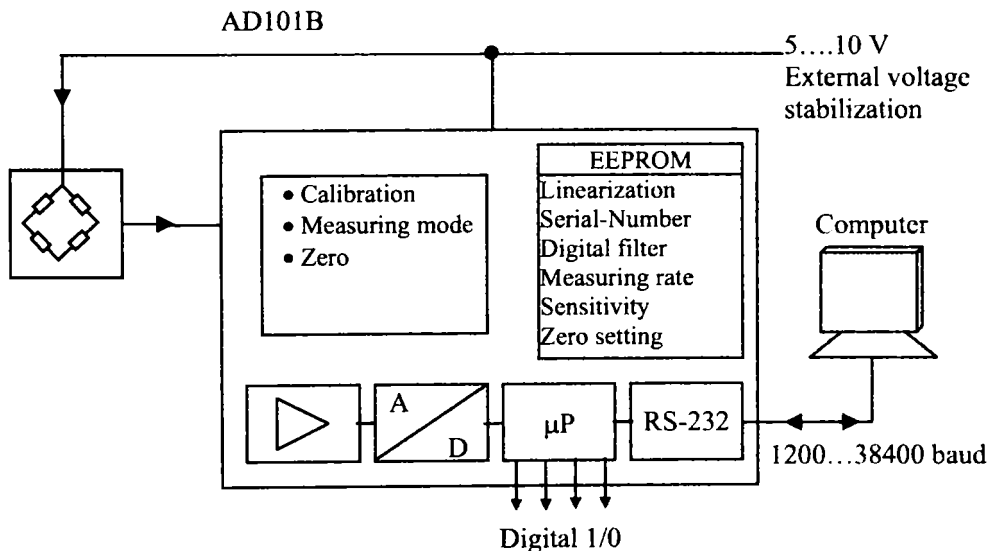


Fig.VII.5. Schema de principiu a plăcii de achiziție AD 101 B

Tabelul VII.1

Caracteristicile plăcii AD 101B

Type		AD101B
Accuracy clase		0,01
Number of trade values, acc. to EN 455501 (R76) (with internal calibration)	d	6000

Input sensitivity	$\mu\text{V/e}$	1
Measuring range	mV/V	$\pm 2,0$
Input signal range		$\pm 3,0$
Measuring signal resolution max.		
Measuring rate (depending on output format and baud rate)	Hz	600.....4,7
Out-off frequency of the digital filter, adjustable	Hz	
Bridge excitation voltage $U_s^{1)}$		
Measuring signal input, Strain gage transducere (Full bridge) Transducer connection Input resistance (differential)	Ω $\text{M}\Omega$	
Transducer cable length	m	
Interface cable length RS-232	m	
Calibration signal	mV/V	
Temperature stability the calibration signal		
Linearity error (related to full scale)	%	
Temperature effect on zero point (related to full scale) measuring sensitivity (related to actual value)	%10K	
Interface		
Baud rate, adjustable	baud	1200....38400
Operating voltage		
Current consumption (without load cell)	mA	
Temperature range : Nominal temperature Service temperature Storage temperature		
Dimensions	mm	
Weight	g	
Protection class according to DIN 40050 (IEC 529)		IP00

Softul de măsurare a fost realizat special, putând astfel caracteriza metrologic M.O.T. 2500KN/13m inclusiv dinamica de încărcare-descărcare și variația forței în punctele de etalonare. Pentru o perioadă de aproximativ 30 secunde menținere constantă a forței într-un punct de etalonare pot fi efectuate 300 de măsurători.

Rezoluția la măsurarea forțelor a fost $r = 0,01 \text{ KN}$.

La fiecare măsurare este generat un fișier cu valori care este apoi prelucrat în EXCEL, rezultatele fiind prezentate tabelar sau grafic.

VII.3. Rezultate experimentale obținute în urma etalonării traductorilor de forță și a M.O.T. 2500KN/13m.

În prima etapă atât traductorul etalon cât și traductorul mașinii au fost verificate metrologic în cadrul I.N.Metrologie Laboratorul Forțe-Durități Timișoara.

Etalonul de comparație în acest caz a fost o celulă de sarcină de tip HBM tip C1 1000KN Nr.16296 CE 22.10.2005 Nr. 0580 PTB 05.

Rezultatele obținute în urma etalonării traductorului INM tip CS 500KN/CT Seria 007/87 INM care a folosit apoi ca etalon pentru M.O.T. 2500KN/13m sunt prezentate în tabelele VII.2 și VII.3.

Tabelul VII.2

Rezultatele măsurătorilor pentru traductorul INM C5 500KN/CT

F [KN]	Seria 1 nV/V	Seria 2 nV/V	Seria 3 nV/V	Seria 3' nV/V	Seria 4 nV/V	Seria 4' nV/V
0	0	127	117	191	150	246
50	249577	249634	249577	249908	249937	250235
100	498584	498642	498724	499278	499223	499663
150	747304	747374	747587	748300	748152	748809
200	995749	995853	996159	997063	996813	997570
250	1243915	1244031	1244456	1245439	1245192	1246005
300	1491856	1491969	1492477	1493496	1493253	1494085
350	1739579	1739697	1740255	1741256	1741079	1741917
400	1987100	1987251	1987832	1988768	1988665	1989472
450	2234427	2234572	2235173	2236000	2236052	2236806
500	2481538	2481729	2482328	-	2483213	-
0	184	192	-	-	-	-

Seriile de citiri notate cu (3 ; 3') corespund unei rotații a traductorului verificat cu 120° față de citirile corespunzătoare notate cu (1 ; 2).

Seriile (4 ; 4') corespund unei rotații cu 240° a traductorului verificat.

Pe baza citirilor din tabelul VII.2 s-au calculate erorile relative de : repetabilitate, de reproductibilitate, de reversibilitate, precum și caracteristica liniară și eroarea de liniaritate relativă. Aceste erori sunt indicate în tabelul VII.3.

Tabelul VII.3

Erorile relative pentru traductorul INM C5 500KN/CT seria 007/87 N.H.

F [KN]	Media citirilor (1; 3; 4) nV/V	Eroarea de repetabilitate [%]	Eroarea de reproducti- bilitate [%]	Eroarea de reversibilitate [%]	Eroarea de liniaritate [%]
0	89	-	-	-	-
50	249697	0,02	0,14	0,13	0,04
100	498844	0,01	0,13	0,11	0,00
150	747681	0,01	0,11	0,10	0,00
200	996240	0,01	0,11	0,09	0,00
250	1244521	0,01	0,10	0,08	0,00
300	1492529	0,01	0,09	0,07	0,00
350	1740304	0,01	0,09	0,06	0,00
400	1987866	0,01	0,08	0,05	0,00
450	2235217	0,01	0,07	0,04	0,00
500	2482360	0,01	0,07	0,00	0,00
erori maxime		0,02	0,14	0,13	0,04
erori tolerate pentru clasa 1		0,20	0,40	0,50	0,20

Procedând în mod analog s-au determinat erorile relative și pentru traductorul M.O.T. 2500KN/13m, respectiv traductorul de forță tip K450 LORENZ Messtechnik GmbH. În tabelul VII.4 sunt indicate și aceste erori relative.

Tabelul VII.4

Erorile relative ale traductorului de forță tip K450 LORENZ Messtechnik GmbH

F [KN]	Media citirilor (1; 3; 4) nV/V	Eroarea de repetabilitate [%]	Eroarea de reproducti- bilitate [%]	Eroarea de reversibilitate [%]	Eroarea de liniaritate [%]
0	-17				
50	-100333	-0,02	-0,32	0,16	0,18
100	-200298	0,00	-0,28	0,16	0,10
150	-300176	-0,01	-0,26	0,12	0,01
200	-400153	0,00	-0,26	0,05	-0,01
250	-500215	0,00	-0,30	0,00	-0,01
300	-600315	0,00	-0,28	-0,05	0,00
350	-700504	-0,01	-0,30	-0,11	0,02
400	-800694	0,00	-0,31	-0,15	0,03
450	-900903	0,00	-0,31	-0,11	0,05
500	-1001141	0,00	-0,28	0,00	0,06
Erori maxime		-0,02	-0,32	0,16	0,18
Erori tolerate pentru clasa 1		±0,20	±0,40	±0,50	±0,20

Din tabelele VII.3 și VII.4 se vede că ambele traductoare s-au încadrat în clasa 1 de precizie, astfel că s-a putut trece la etapa a doua respectiv verificarea metrolologică a M.O.T. 2500KN/13m.

Pe baza verificărilor din prima etapa cu referire la traductoarele de forță, s-a trecut la *etapa a doua* respective verificarea metrologică a M.O.T. 2500KN/13m și încadrarea acesteia într-o clasă de precizie.

Trebuie subliniat că în cadrul verificării metrologice corespunzătoare etapei a doua traductorul etalon a fost plasat în spatele căruciorului mobil iar traductorul de forță al mașinii a fost plasat în spatele căruciorului fix (fig.VII.3 și VII.4).

Verificarea coaxialității sarcinii s-a făcut urmând și indicațiile traductorilor de deplasare 12, 13, 14 și 15 (fig.V.1). Indicațiile acestora au evidențiat deplasările liniare ale cărucioarelor, fără să apară blocări sau devieri față de direcția de înaintare.

Fiecare sarcină s-a obținut prin încărcarea mecanică până la aproximativ 85%F, după care forța corespunzătoare unei anumite trepte s-a atins printr-o încărcare manuală. La schimbările șirului de măsurători atât traductorul etalon cât și traductorul mașinii s-au rotit cu 120°. Pe parcursul încărcărilor s-a urmărit și așezarea corectă a plăcii de presiune pe elementul elastic al traductorului de forță al mașinii.

Descărcările s-au efectuat tot mecanic până la o valoare a forței cu 15% mai mare decât treapta care urmează să fie atinsă. Valoarea exactă s-a obținut apoi prin descărcare manuală.

În tabelul VII.5 sunt trecute citirile forțelor F_i ; F'_i pentru trei serii de încercări corespunzător a șapte forțe de referință în sens crescător și descrescător.

Pe această bază s-au calculate valorile medii ale acestora, respectiv \bar{F}_i și \bar{F}'_i .

Pornind de la relațiile de definiție din capitolul III s-au calculate erorile relative de : justețe, repetabilitate, reversibilitate, revenire la zero precum și rezoluția relativă.

Toate eceste erori sunt trecute în tabelul VII.5. În partea finală a tabelului VII.5 sunt indicate valorile maxime ale acestor erori precum și valorile prescrise necesare încadrării în clasa de precizie 1 în conformitate cu ISO 7500-1-99 "Mașini de încercare statică a materialelor". Partea I "Mașini de încercat la tracțiune - compresiune". Verificarea și etalonarea sistemului de măsurare a forței.

După cum se vede din tabelul VII.5 toate vaorile maxime sunt plasate sub valorile admise. Acest lucru confirmă din punct de vedere metrologic faptul că M.O.T. 2500KN/13m se încadrează în clasa 1 de precizie iar în viitor buletinele de măsurare ale mașinii pot fi înlocuită cu buletine de etalonare.

Problema este extrem de importantă întrucât normele internaționale cu referire la încercările la tracțiune a conductorilor și cablurilor impun ca echipamentele folosite să se încadreze în clasa de precizie 1 (ISO 7500-1-99).

Forțele indicate de traductorul M.O.T. 2500KN/13m
pentru trei serii de măsurători corespunzătoare la șapte nivele de referință

Forța de referință F [KN]	F_1 (seria 1)		F_2 (seria 2)		F_3 (seria 3)		Media	
	F_1 [KN]	F_1 [KN]	F_2 [KN]	F_2 [KN]	F_3	F_3	\bar{F}_i	\bar{F}_i
0	0	0,09	0	0,10	0	0,08	0	0,09
50	49,79	50,38	49,74	50,33	49,74	50,27	49,76	50,33
75	74,79	75,49	74,50	75,52	74,53	75,37	74,61	75,46
100	99,58	100,76	99,49	100,73	99,43	100,76	99,50	100,75
150	149,16	150,91	149,18	151,16	149,34	151,14	149,23	151,07
200	198,90	201,23	198,82	201,26	199,54	201,57	199,09	201,35
250	248,80	251,66	249,44	251,87	249,54	251,86	249,26	251,80
300	298,36	-	299,63	-	299,90	-	299,30	-

Tabelul VII.6

Erorile calculate în conformitate cu datele experimentale din tabelul VII.5

Forța de referință F [kN]	Media		Erori relative de				Rezoluția relativă
	\bar{F}	\bar{F}'	justețe q [%]	Repetabi- litate b [%]	Reversibi- litate u [%]	zero f ₀ [%]	
0	0	0,09	-	-	-	0,02	-
50	49,76	50,33	-0,5	0,1	0,2	-	0,02
75	74,61	75,46	-0,5	0,4	0,2	-	0,01
100	99,50	100,75	-0,5	0,1	0,0	-	0,01
150	149,23	151,07	-0,5	0,1	0,2	-	0,01
200	199,09	201,35	-0,5	0,4	0,2	-	0,01
250	249,26	251,80	-0,3	0,3	0,1	-	0,00
300	299,30	-	-0,2	0,5	-	-	0,00
Erori maxime tolerate pentru clasa 1 de precizie			0,7	0,5	1,3	0,02	0,02
Erori maxime tolerate pentru clasa 1 de precizie			1	1	1,5	0,1	0,5
Încadrarea în clasa 1 de precizie			Da	Da	Da	Da	Da

VII.4. Cercetări asupra stabilității forței la M.O.T. 2500KN/13m pentru durate scurte de timp

Problema care se pune este de a caracteriza variația în timp a forței când mașina rămâne oprită la o anumită treaptă de încărcare. Inițial a fost analizată variația forței pe durate scurte de timp. În figurile VII.6, VII.7, VII.8, VII.9, VII.10 și VII.11 sunt indicate variațiile forțelor în faza de încărcare urmată de o menținere constantă a forței pe o durată de aproximativ 50" respectiv pentru faza de descărcare urmată de o menținere constantă a forței pe aceeași durată de timp.

Pentru toate treptele de forță analizate sunt evidente următoarele tendințe :

- o scădere a forței atunci când perioada de menținere constantă este precedată de o creștere a forței ;
- o creștere a forței atunci când perioada de menținere constantă este precedată de o scădere a forței ;

Cele două tendințe au fost evidențiate atât pentru forța măsurată cu etalonul cât și pentru forța indicată de sistemul mașinii.

Aceste creșteri sau micșorări ale forței corespunzătoare unei anumite trepte se încadrează între limitele $\pm\%F$. Asemenea tendințe au fost evidențiate la mașinile de tracțiune cu acționare mecanică. Pentru a evidenția mai clar aceste aspecte ale variației forței la oprirea mașinii pe durate scurte s-a redus durata de timp la aproximativ 30" și s-a mărit frecvența de eșantionare la citirea forțelor (aproximativ 10/secundă).

În figurile : VII.12.a, VII.13.a. sunt prezentate variațiile forței nominale pe o durată de menținere constantă de $\approx 30''$ după o etapă anterioară de descărcare, respectiv de încărcare, corespunzătoare unei trepte a forței nominale $F_0 = 100\text{KN}$. S-a evidențiat că variația forțelor pentru intervale de timp care depășesc ($3''-4''$), poate fi exprimat printr-o funcție logaritmică de forma :

$$y = F_0 \pm C_1 \ln t \quad (\text{VII.1})$$

În figurile VII.12.b și VII.13.b sunt indicate erorile relative ale variabilei y dată de ecuația (VII.1) față de forța F obținută experimental, pentru o serie de valori ale timpului t cuprins în intervalul $4''-30''$:

$$\ell_y = \frac{F - y}{F_{\text{med}}} 100\% , \quad (\text{VII.2})$$

unde F_{med} este valoarea medie a forțelor F citite pe intervalul $4''-30''$ cu o frecvență de eșantionare de 10 citiri pe secundă.

În aceleași diagrame mai este prezentată și eroarea relativă ale variabilei F față de F_{med} pentru diferite valori ale timpului de pe intervalul $4''-30''$:

$$\ell_F = \frac{F - F_{\text{med}}}{F_{\text{med}}} 100\% . \quad (\text{VII.3})$$

Aceleași mărimi sunt indicate și în figurile VII.14.a și VII.15.a respectiv VII.14.b și VII.15.b pentru o treaptă a forței nominale $F_0 = 200\text{KN}$, respective tabelul VII.7.

Grafic S1T1 Sir 1
Treapta 50 kN
F forța măsurată cu etalonul
Fq forța indicată de sistemul de măsurare al mașinii
F+1%...F-1% banda erorii relative tolerate

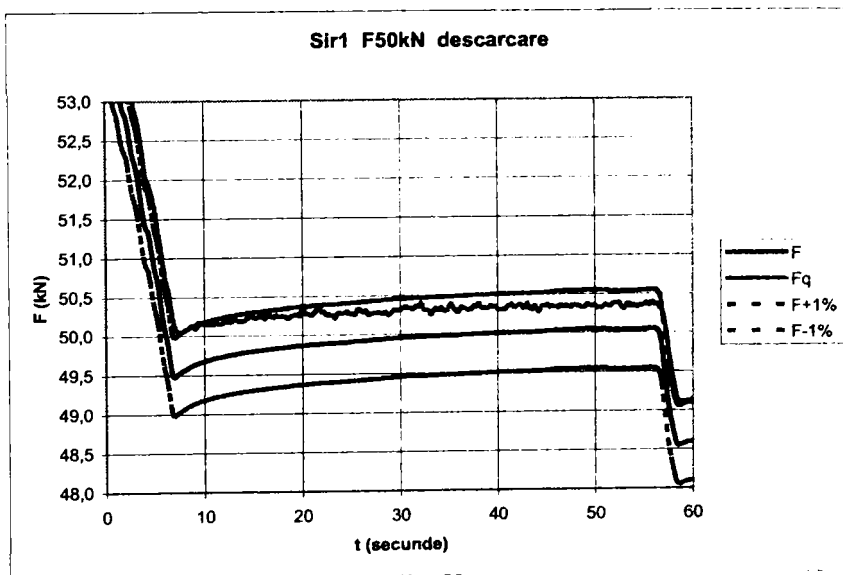
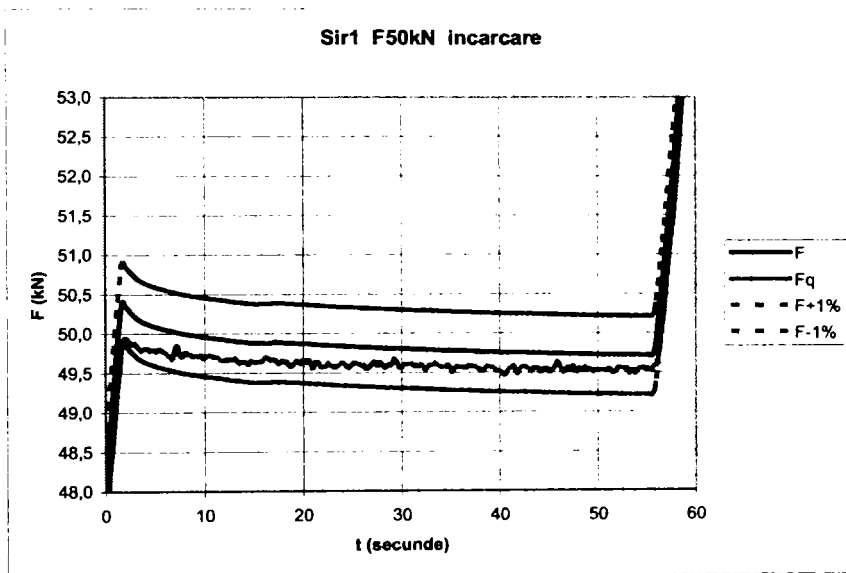


Figura VII 6

Grafic S1T2 Sir 1
 Treapta 75 kN
 F forta masurata cu etalonul
 Fq forta indicata de sistemul de masurare al masinii
 F+1%...F-1% banda erorii relative tolerate

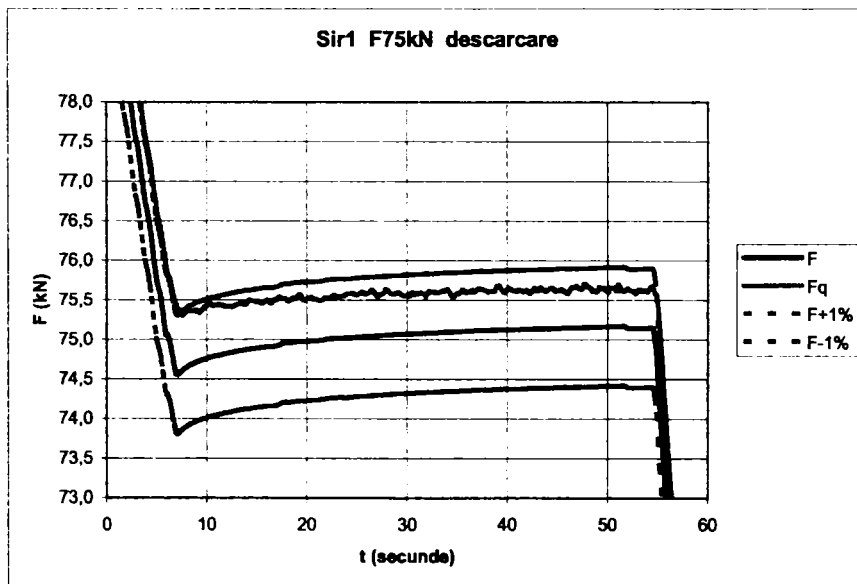
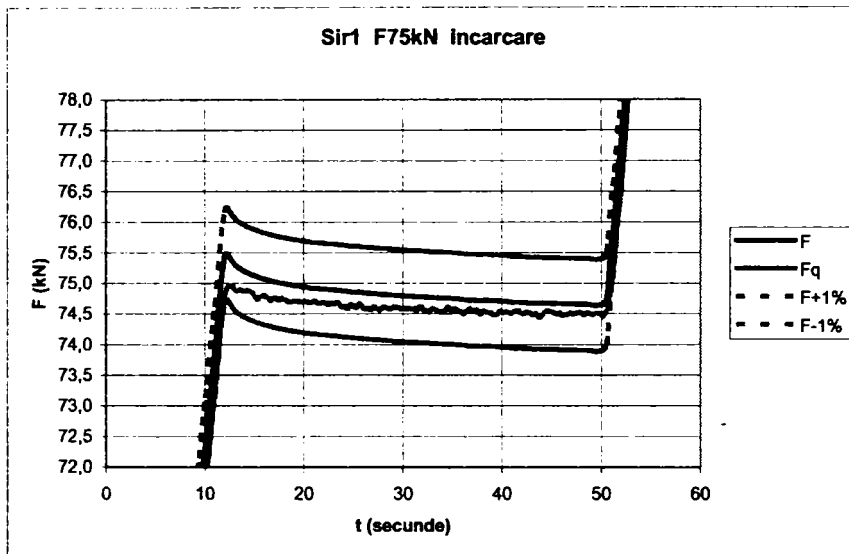


Figura VII 7

Grafic S2T3 Sir 2
 Treapta 100 kN
 F forta masurata cu etalonul
 Fq forta indicata de sistemul de masurare al masinii
 F+1%...F-1% banda erorii relative tolerate

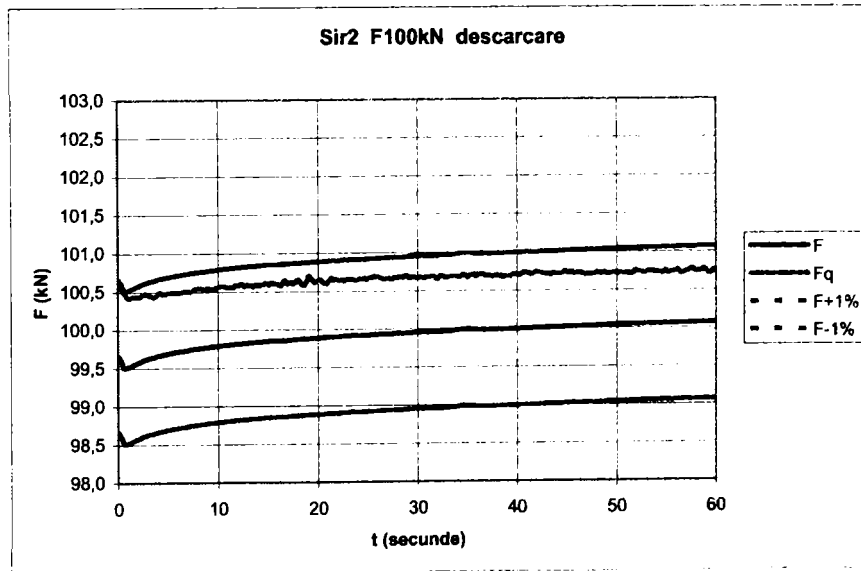
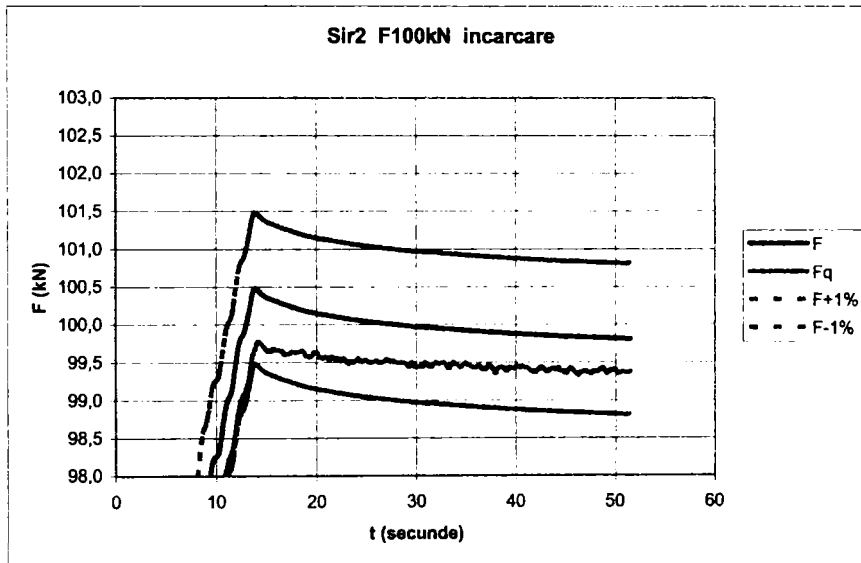


Figura VII 8

Grafic S2T4 Sir 2
Treapta 150 kN
F forța măsurată cu etalonul
Fq forța indicată de sistemul de măsurare al mașinii
F+1%...F-1% banda erorii relative tolerate

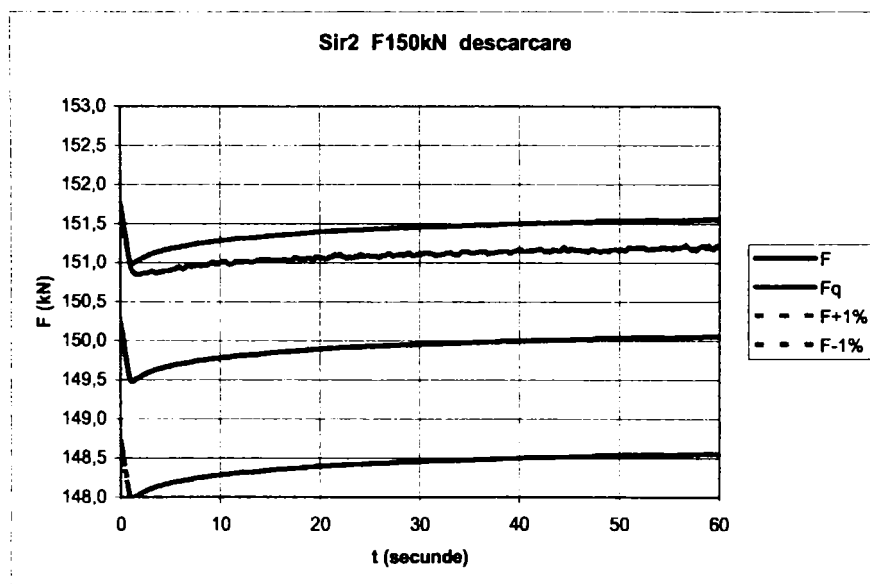
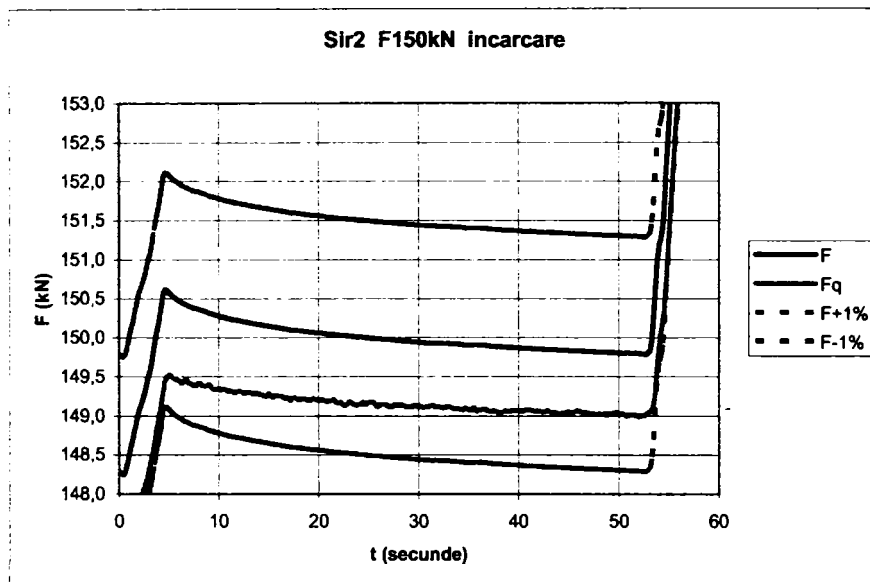


Figura VII 9

Grafic S1T5 Sir 1
Treapta 200 kN
F forța măsurată cu etalonul
Fq forța indicată de sistemul de măsurare al mașinii
F+1%...F-1% banda erorii relative tolerate

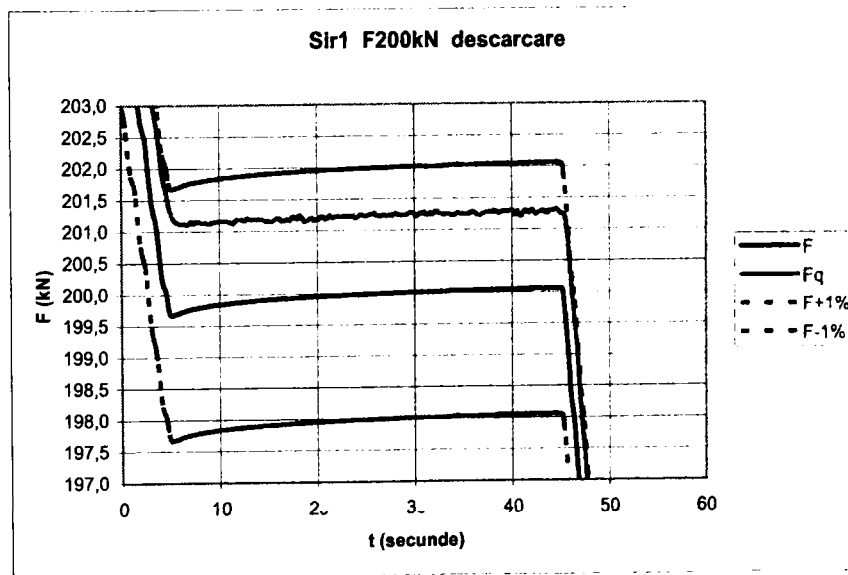
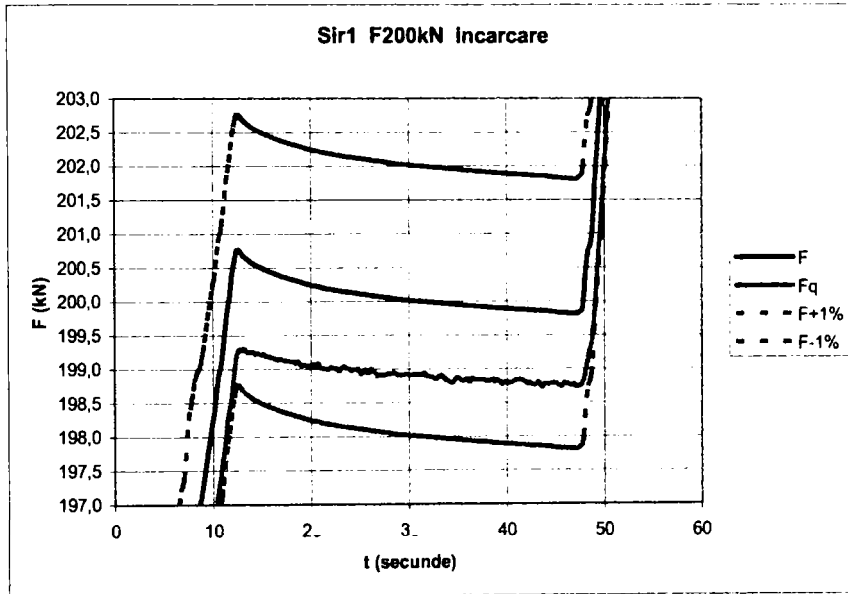


Figura VII 10

Grafic S1T6 Sir 1
 Treapta 250 kN
 F forta masurata cu etalonul
 Fq forta indicata de sistemul de masurare al masinii
 F+1%...F-1% banda erorii relative tolerate

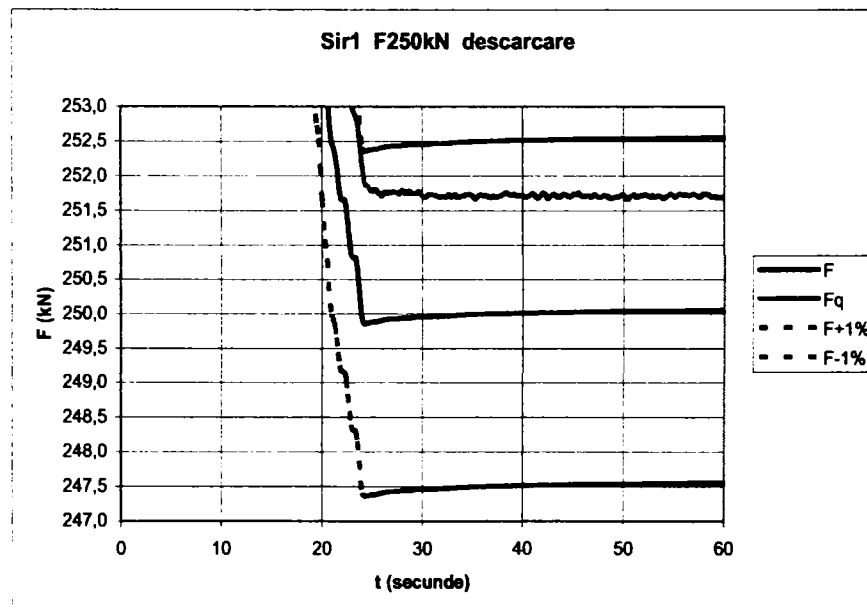
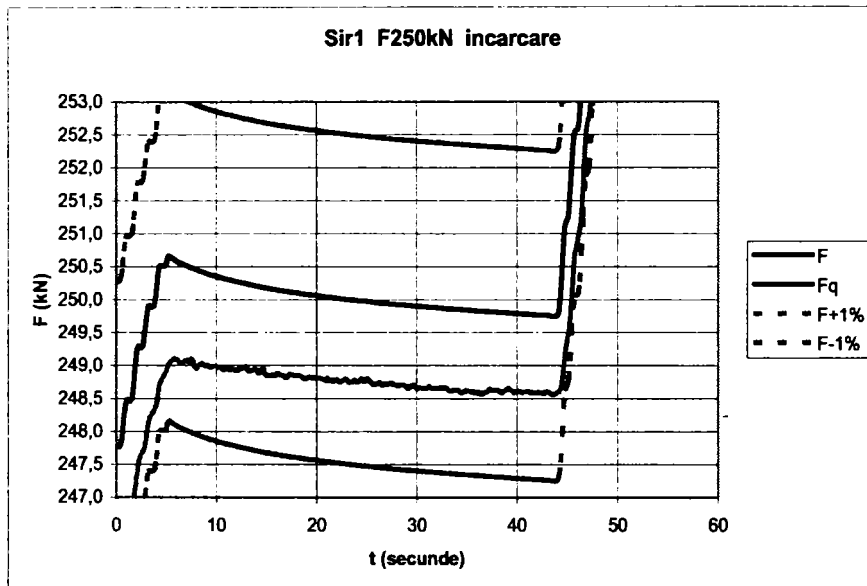
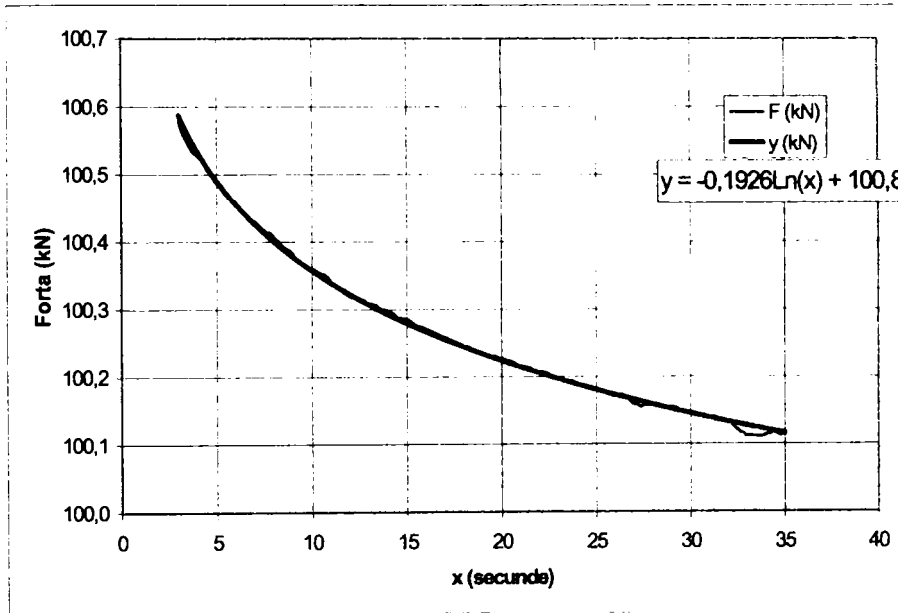
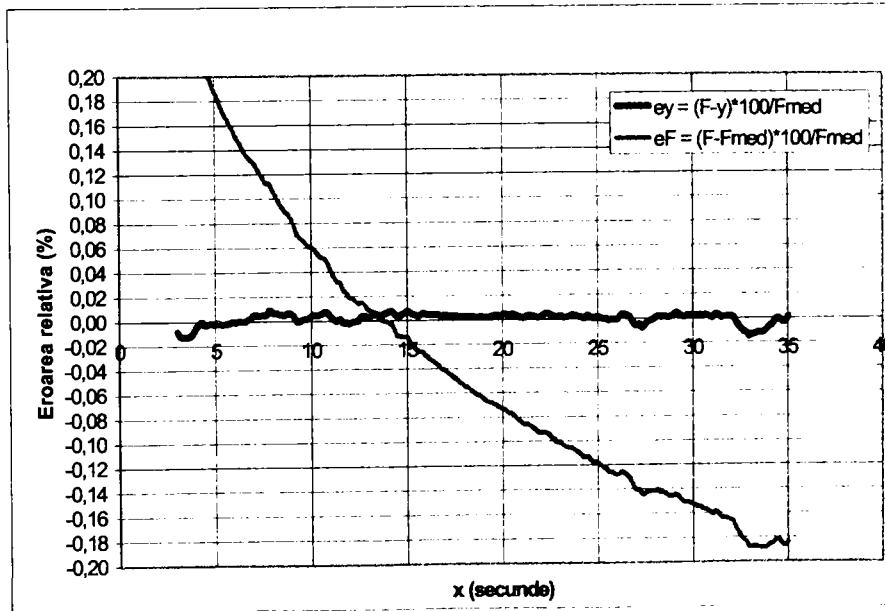


Figura VII 11

Grafic Ln01 Sir 1
 Treapta 100 kN Incarcare
 Variatia forței in functie de timp



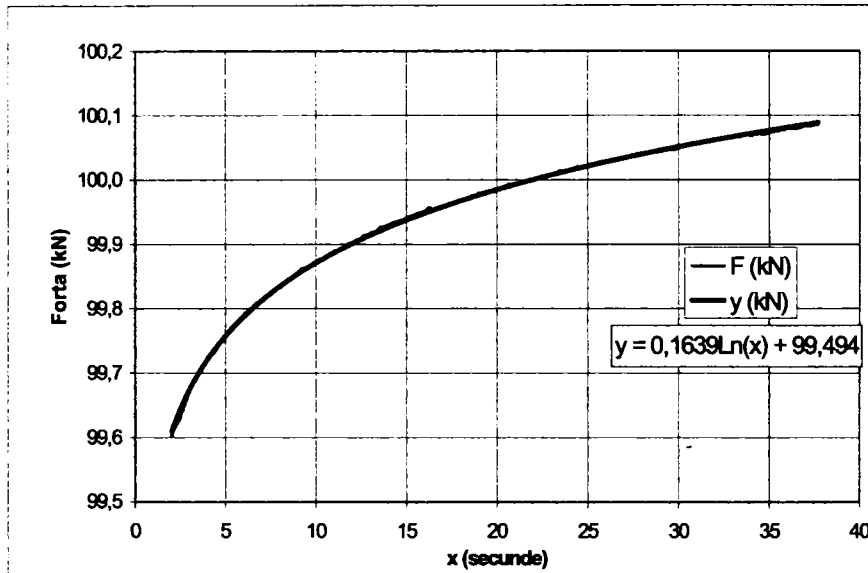
a)



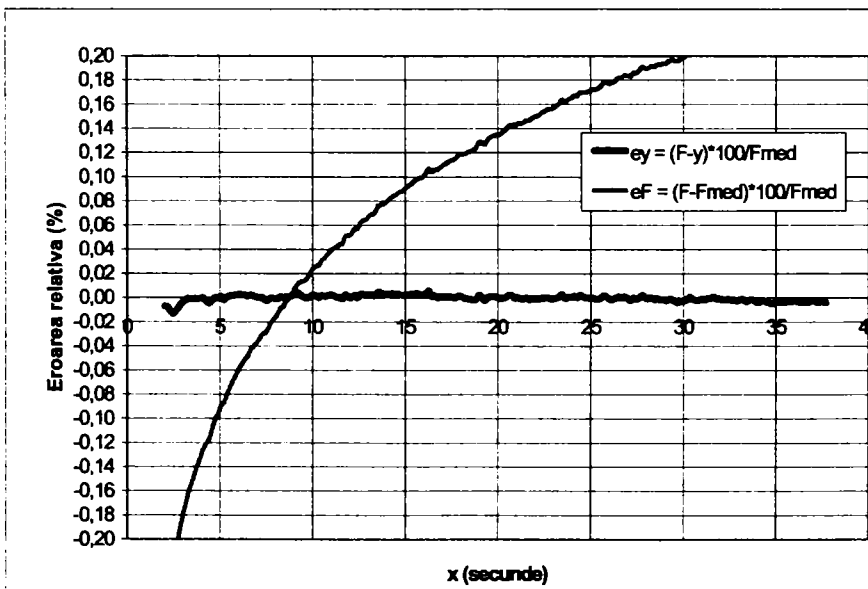
b)

Figura VII 12

Grafic Ln01' Sir 1
 Treapta 100 kN descarcare
 Variatia fortei in functie de timp

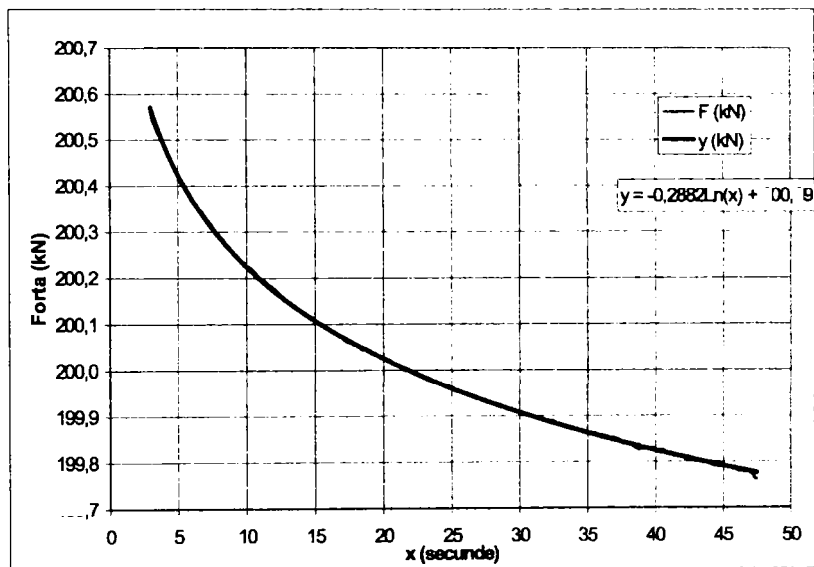


a)

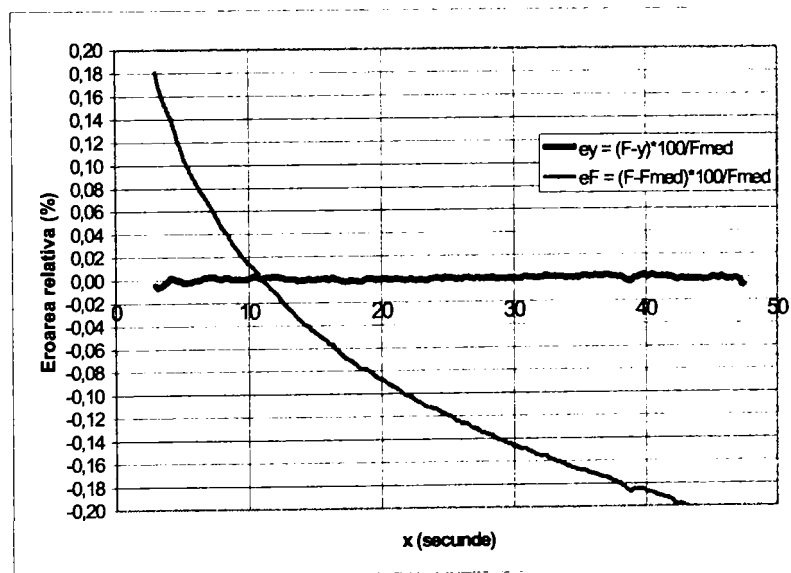


b)
 Figura VII 13

Grafic Ln04 Sir 2
 Treapta 200 kN incarcare
 Variatia forței in functie de timp

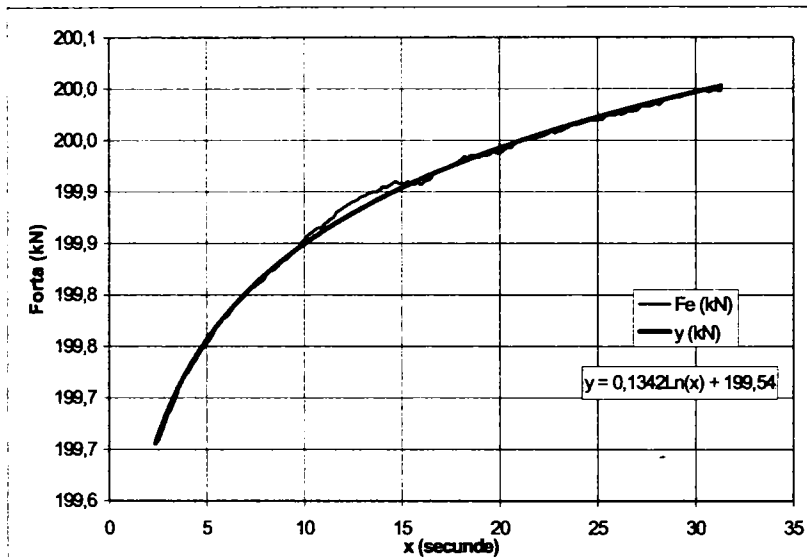


a)

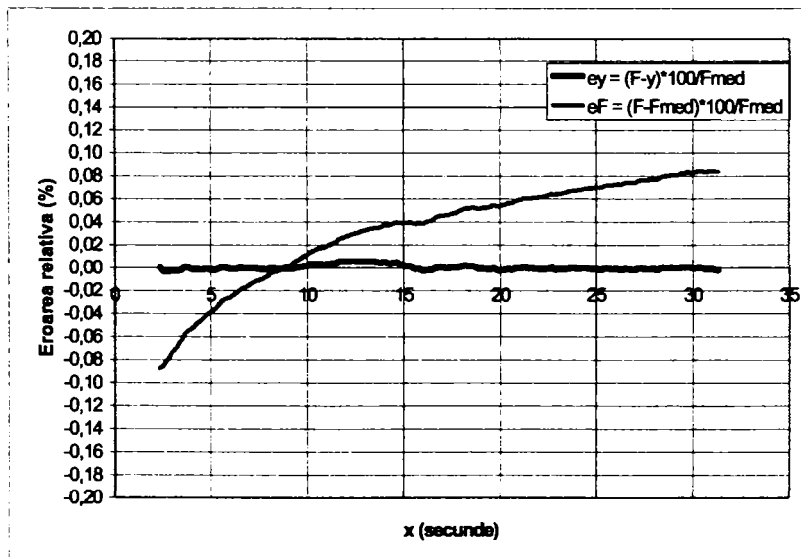


b)
 Figura VII 14

Grafic Ln04 Sir 2
 Treapta 200 kN descarcare
 Variatia fortei in functie de timp



a)



b)
 Figura VII 15

Tabelul VII.7

Tabel cu valori măsurate și prelucrate pentru prezentarea grafică *Sir 2 Treapta 200KN*
 încărcare $F = 200,92 - 0,3049 \cdot \ln(t)$

T(s)	Fe(KN)	F calculată cu ecuația logaritmică	Erel(%)	T(s)	Fe(KN)	F calculată cu ecuația logaritmică	Erel(%)
3,00	200,56	200,57	-0,005	9,24	200,25	200,25	0,000
3,16	200,54	200,56	-0,007	9,40	200,24	200,24	0,000
3,32	200,53	200,54	-0,005	9,56	200,24	200,24	0,000
3,48	200,52	200,53	-0,005	9,72	200,23	200,23	0,001
3,64	200,51	200,52	-0,003	9,88	200,23	200,23	0,001
3,80	200,50	200,50	-0,002	10,04	200,23	200,23	0,001
3,96	200,49	200,49	0,000	10,20	200,22	200,22	0,002
4,12	200,48	200,48	0,002	10,36	200,22	200,21	0,003
4,28	200,47	200,47	0,002	10,52	200,22	200,21	0,003
4,44	200,46	200,46	0,001	10,68	200,21	200,21	0,002
4,60	200,45	200,45	-0,001	10,84	200,20	200,20	0,001
4,76	200,44	200,44	0,000	11,00	200,20	200,20	0,001
4,92	200,43	200,43	-0,001	11,16	200,20	200,19	0,002
5,08	200,42	200,42	-0,002	11,32	200,19	200,19	0,002
5,24	200,41	200,41	-0,003	11,48	200,19	200,18	0,002
5,40	200,40	200,40	-0,002	11,64	200,18	200,18	0,002
5,56	200,39	200,39	-0,002	11,80	200,18	200,18	0,003
5,72	200,38	200,39	-0,002	11,96	200,18	200,17	0,003
5,88	200,38	200,38	-0,001	12,12	200,18	200,17	0,003
6,04	200,37	200,37	0,000	12,28	200,17	200,17	0,002
6,20	200,36	200,36	0,000	12,44	200,17	200,16	0,002
6,36	200,36	200,36	0,000	12,60	200,16	200,16	0,001
6,52	200,35	200,35	0,001	12,76	200,16	200,15	0,000
6,68	200,35	200,34	0,002	12,92	200,15	200,15	0,001
6,84	200,34	200,34	0,002	13,08	200,15	200,15	0,001
7,00	200,33	200,33	0,002	13,24	200,15	200,14	0,001
7,16	200,33	200,32	0,002	13,40	200,14	200,14	0,001
7,32	200,32	200,31	0,003	13,56	200,14	200,14	0,000
7,48	200,31	200,31	0,002	13,72	200,13	200,13	-0,001
7,64	200,31	200,30	0,002	13,88	200,13	200,13	0,000
7,80	200,30	200,30	0,001	14,04	200,13	200,13	-0,001
7,96	200,29	200,29	0,000	14,20	200,12	200,12	-0,001
8,12	200,29	200,28	0,001	14,36	200,12	200,12	0,000
8,28	200,28	200,28	0,002	14,52	200,12	200,12	0,001
8,44	200,28	200,27	0,002	14,68	200,11	200,11	0,000
8,60	200,27	200,27	0,001	14,84	200,11	200,11	0,000
8,76	200,26	200,26	0,000	15,00	200,11	200,11	0,000
8,92	200,26	200,26	0,000	15,16	200,11	200,10	0,000
9,08	200,25	200,25	0,000	15,32	200,10	200,10	0,000

15,48	200,10	200,10	0,000
15,64	200,10	200,10	0,000
15,80	200,10	200,09	0,001
15,96	200,09	200,09	0,000
16,12	200,09	200,09	0,000
16,28	200,09	200,08	0,002
16,44	200,08	200,08	0,000
16,60	200,08	200,08	0,000
16,76	200,08	200,08	0,000
16,92	200,07	200,07	-0,001
17,08	200,07	200,07	-0,002
17,24	200,06	200,07	-0,002
17,40	200,06	200,06	-0,002
17,56	200,06	200,06	-0,002
17,72	200,06	200,06	-0,001
17,88	200,05	200,06	-0,001
18,04	200,05	200,05	-0,001
18,20	200,05	200,05	-0,002
18,36	200,05	200,05	-0,002
18,52	200,04	200,05	-0,002
18,68	200,04	200,04	-0,001
18,84	200,04	200,04	0,001
19,00	200,04	200,04	0,000
19,16	200,04	200,04	0,001
19,32	200,04	200,03	0,000
19,48	200,03	200,03	-0,001
19,64	200,03	200,03	0,000
19,80	200,03	200,03	-0,001
19,96	200,03	200,03	0,000
20,12	200,02	200,02	0,001
20,28	200,02	200,02	0,001
20,44	200,02	200,02	-0,001
20,60	200,02	200,02	0,000
20,76	200,01	200,01	0,000
20,92	200,01	200,01	0,000
21,08	200,01	200,01	0,000
21,24	200,01	200,01	0,000
21,40	200,01	200,01	0,000
21,56	200,00	200,00	0,000
21,72	200,00	200,00	-0,001
21,88	200,00	200,00	-0,001
22,04	200,00	200,00	-0,001
22,20	200,00	199,99	0,000
22,36	199,99	199,99	-0,001
23,52	199,99	199,99	-0,001
23,68	199,99	199,99	-0,001

23,84	199,99	199,99	-0,001
23,00	199,98	199,98	-0,001
23,16	199,98	199,98	-0,001
23,32	199,98	199,98	-0,001
23,48	199,98	199,98	-0,001
23,64	199,98	199,98	0,000
23,80	199,98	199,98	0,000
23,96	199,97	199,97	0,000
24,12	199,97	199,97	0,001
24,28	199,97	199,97	0,001
24,44	199,97	199,97	0,001
24,60	199,96	199,96	0,000
24,76	199,97	199,96	0,001
24,92	199,96	199,96	0,000
25,08	199,96	199,96	0,001
25,24	199,96	199,96	0,001
25,40	199,96	199,96	0,001
25,56	199,95	199,95	0,000
25,72	199,95	199,95	0,000
25,88	199,95	199,95	0,000
26,04	199,95	199,95	-0,001
26,20	199,95	199,95	0,001
26,36	199,95	199,95	0,001
26,52	199,95	199,94	0,001
26,68	199,94	199,94	0,000
26,84	199,94	199,94	0,000
27,00	199,94	199,94	0,000
27,16	199,94	199,94	0,001
27,32	199,94	199,93	0,000
27,48	199,93	199,93	0,000
27,64	199,93	199,93	0,000
27,80	199,93	199,93	0,000
27,96	199,93	199,93	0,000
28,12	199,93	199,93	0,000
28,28	199,93	199,92	0,001
28,44	199,92	199,92	0,000
28,60	199,92	199,92	0,000
28,76	199,92	199,92	0,000
28,92	199,92	199,92	0,000
29,08	199,92	199,92	0,000
29,24	199,92	199,92	0,000
29,40	199,91	199,91	0,000
29,56	199,91	199,91	0,000
29,72	199,91	199,91	0,001
29,88	199,91	199,91	0,000
30,04	199,91	199,91	0,000

30,20	199,91	199,91	0,000	37,09	199,85	199,85	0,002
30,36	199,90	199,90	0,000	37,25	199,85	199,85	0,002
30,52	199,90	199,90	0,000	37,41	199,85	199,84	0,001
30,68	199,90	199,90	0,001	37,57	199,85	199,84	0,001
30,84	199,90	199,90	0,002	37,73	199,84	199,84	0,001
31,00	199,90	199,90	0,001	37,89	199,84	199,84	0,000
31,16	199,90	199,90	0,001	38,05	199,84	199,84	0,001
31,32	199,90	199,90	0,001	38,21	199,84	199,84	-0,001
31,48	199,90	199,89	0,001	38,37	199,83	199,84	-0,001
31,64	199,89	199,89	0,000	38,53	199,83	199,84	-0,003
30,20	199,91	199,91	0,000	38,69	199,83	199,83	-0,003
31,80	199,89	199,89	0,001	38,85	199,83	199,83	-0,004
31,96	199,89	199,89	0,000	39,01	199,83	199,83	-0,001
32,12	199,89	199,89	0,000	39,17	199,83	199,83	0,000
32,28	199,89	199,89	0,002	39,33	199,83	199,83	0,000
32,44	199,89	199,89	0,002	39,49	199,83	199,83	0,001
32,60	199,89	199,88	0,001	39,65	199,83	199,83	0,002
32,76	199,88	199,88	0,001	39,81	199,83	199,83	0,002
32,92	199,88	199,88	0,001	39,97	199,83	199,83	0,001
33,08	199,88	199,88	0,001	40,13	199,83	199,82	0,001
33,24	199,88	199,99	0,001	40,29	199,83	199,82	0,002
33,40	199,88	199,88	0,001	40,45	199,83	199,82	0,002
33,56	199,88	199,88	0,001	40,61	199,82	199,82	0,002
33,72	199,88	199,97	0,001	40,77	199,82	199,82	0,001
33,88	199,87	199,87	0,000	40,93	199,82	199,82	0,001
34,04	199,87	199,87	0,000	41,09	199,82	199,82	0,001
34,20	199,87	199,87	0,001	41,25	199,82	199,82	0,001
34,36	199,87	199,87	0,000	41,41	199,82	199,81	0,001
34,52	199,87	199,87	0,000	41,57	199,82	199,82	0,001
34,68	199,87	199,87	0,001	41,73	199,81	199,81	0,001
34,84	199,87	199,86	0,000	41,89	199,81	199,81	0,001
35,00	199,87	199,86	0,001	42,05	199,81	199,81	0,000
35,16	199,87	199,86	0,002	42,21	199,81	199,81	-0,002
35,33	199,86	199,86	0,002	42,37	199,80	199,81	-0,002
35,49	199,86	199,86	0,002	42,53	199,81	199,81	-0,001
35,65	199,86	199,86	0,001	42,69	199,81	199,81	-0,001
35,81	199,86	199,86	0,002	42,85	199,80	199,81	-0,001
35,97	199,86	199,86	0,001	43,01	199,80	199,80	-0,001
36,13	199,86	199,85	0,002	43,17	199,80	199,80	-0,001
36,29	199,86	199,85	0,002	43,33	199,80	199,80	-0,001
36,45	199,86	199,85	0,002	43,49	199,80	199,80	-0,001
36,61	199,85	199,85	0,001	43,65	199,80	199,80	-0,001
36,77	199,85	199,85	0,002	43,81	199,80	199,80	-0,001
36,93	199,85	199,85	0,002	43,97	199,79	199,80	-0,002

VII. 5. Cercetări asupra stabilității forței la M.O.T. 2500KN/13m pentru durate lungi de timp

Dacă abordarea stabilității forțelor pe durate scurte de timp este legată de citirile acestora în cadrul încărcărilor sau descărcărilor conductorilor și cablurilor, menținerea constantă a forței pe o durată mai lungă de timp, aproximativ 1h este extrem de importantă în cazul încercărilor "Stress-Strain".

După cum s-a văzut în capitolul II normele internaționale prevăd trasarea curbei caracteristice σ - ε pe baza valorilor deformațiilor obținute în condițiile menținerii constante a tensiunilor σ pe durate de 30' respectiv o oră.

Pornind de la această observație, condiția care se impune unei mașini pentru încercări la tracțiune a conductorilor este de a permite alungirea acestuia sub sarcina constantă. În cadrul M.O.T. 2500KN/13m acest aspect de alungire sub o anumită sarcină constantă se manifestă prin aceea că în general conductorul în urma deformării începe să capete o săgeată (devine o curbă lăntșor) ocazie cu care forța începe să scadă. Din acest moment mașina se încarcă până se aduce forța la valoarea inițială, perioada în care deformațiile conducătorului cresc. Deci deformațiile obținute de conductor se datorează acestor încărcări succesive prin care forța se menține constantă o anumită durată de timp.

În condițiile M.O.T. 2500KN/13m aparatul care sesizează calitativ deformația conductorului este traductorul de forță care începe să indice scăderi ale forței pe măsura ce conductorul se slăbește și începe să capete o săgeata datorită greutateii proprii având în vedere și lungimea mare a acestuia de 12,5m.

Pe baza celor expuse mai sus este extrem de important de a stabili în ce măsură scăderea forței este influențată pe lângă alungirea conductorului și de anumite deformații respectiv deplasări ale cărucioarelor respectiv sistemele de transmitere și preluare a fluxului forței.

Într-o formă mai concisă problema care se pune este de a stabili ce parte din variația forței pe perioada cât aceasta se păstrează constantă, se datorează deformării conductorului și cât din acesta se datorează anumitor deformații sau cedări ale mașinii.

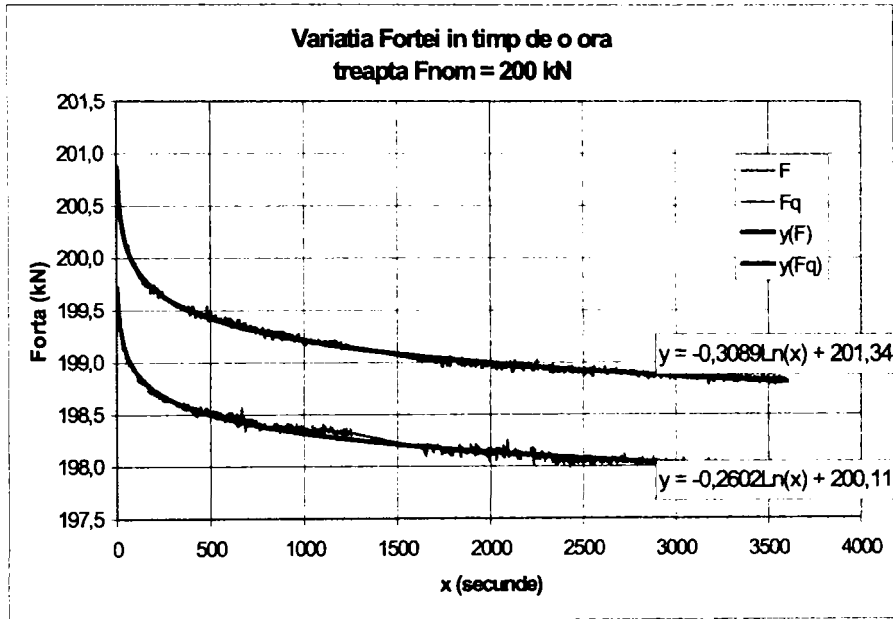
Folosirea unei bare de rigiditate mare în locul conductorului elimină partea din variația a forței datorită deformării conductorului și permite evidențierea numai a componentei determinată de deformațiile și deplasările cărucioarelor mașinii.

Cunoscând această componentă se pot face corecturile necesare, astfel încât treptele forțelor care se păstrează constante să fie mărite cu componenta care de fapt conduce la apariția unor deplasări sau deformații ale elementelor mașinii și nu ale conductorului.

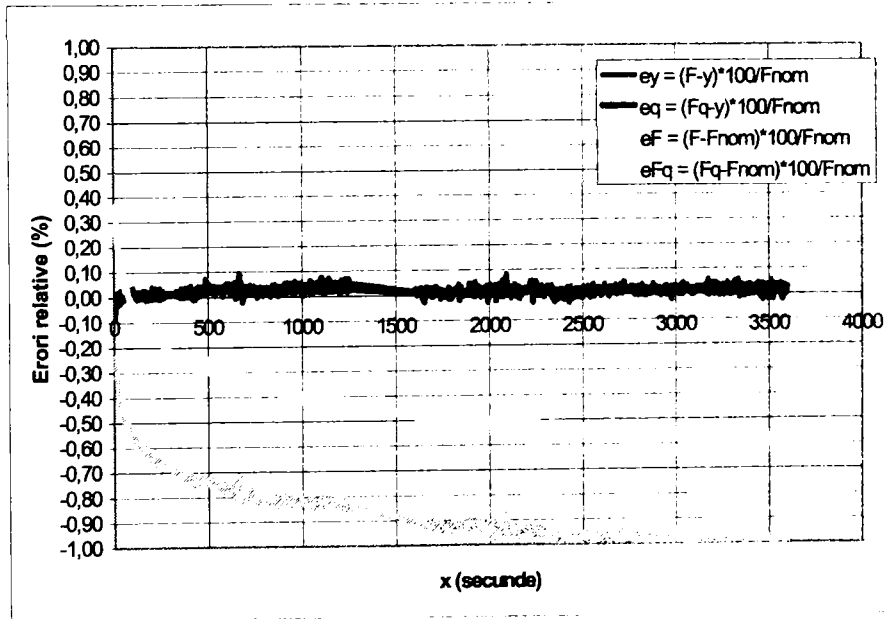
Cele de mai sus sunt exemplificate în figurile : VII.16, VII.17 și VII.18 unde sunt indicate variațiile în timp ale forțelor pentru trei trepte ale unor sarcini nominale.

Au fost analizate modul de variație în timp atât al forței F_q citită pentru traductorul etalon cât și al forței F citită pentru traductorul de forță al mașinii.

Grafic H01

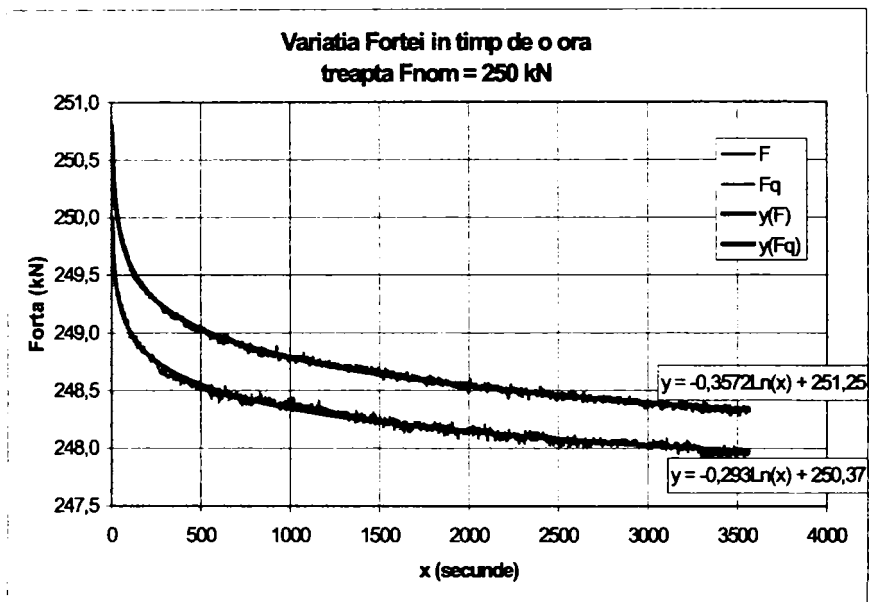


a)

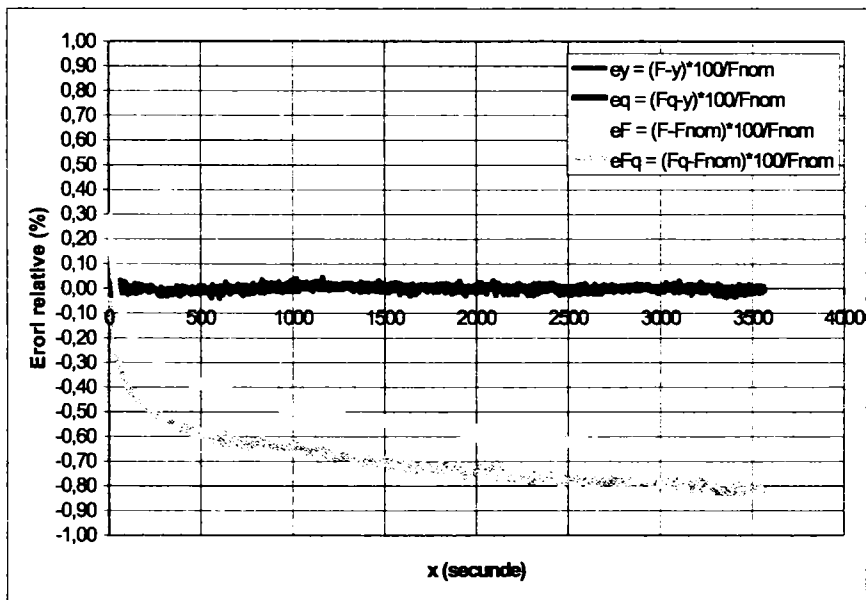


b)
Figura VII 16

Grafic H01

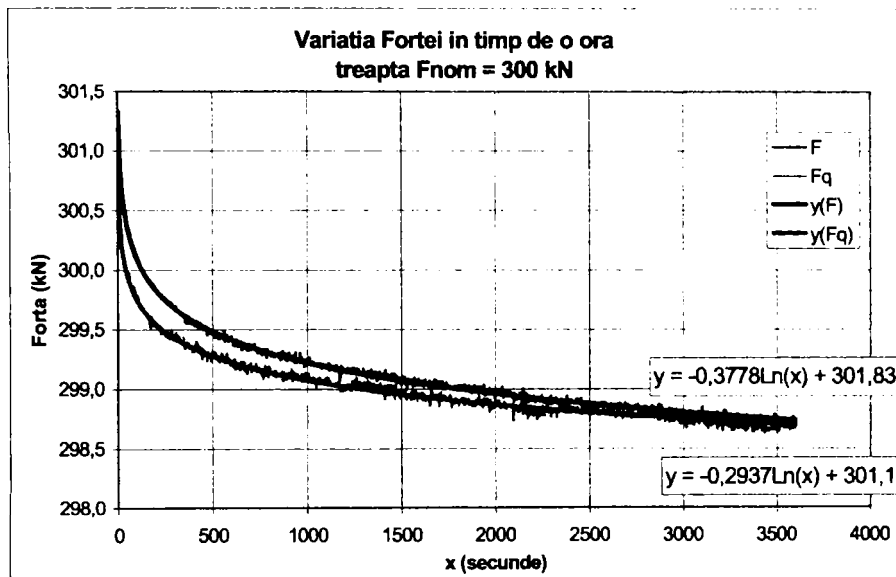


a)

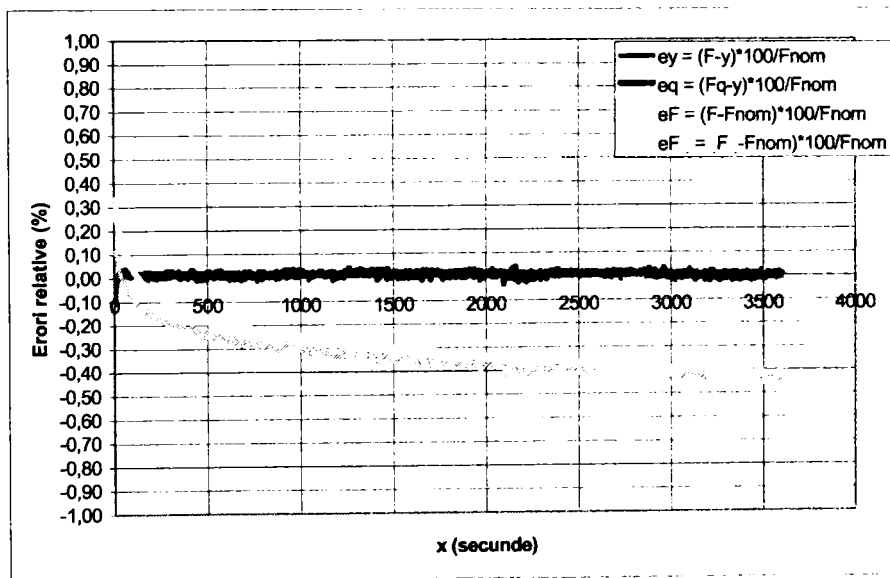


b)
Figura VII 17

Grafic H01



a)



b)

Figura VII 18

S-a evidențiat și în acest caz că ecuațiile care descriu fenomenul de relaxare pentru intervale de timp mai mari de 4" sunt de tip logaritmice asemănătoare cu cele date de ecuația VII.1. Acesta se justifică pe baza erorilor notate cu t_f și t_q care în general nu au depășit 0,02% din valoarea forței corespunzătoare treptei analizate (fig.VII.16.b, VII.17.b și VII.18.b)

În aceleași figuri sunt indicate și dependențele t_f și t_{Fq} .

Din figurile VII.16.a, VII.17.a și VII.18.a se mai evidențiază că deformațiile dintre forțele indicate de cele două traductoare se reduce pe măsură ce treptele forțelor nominale cresc.

Decalajele în timp între forța măsurată cu traductorul de sarcină etalon și forța măsurată cu traductorul de forță al mașinii este mai mic de 0,01 secunde.

Rezoluția forțelor este de 0,01KN. Pentru fiecare măsurare a fost generat un fișier care apoi a fost prelucrat în EXCEL.

Dependența de timp logaritmice sunt valabile pentru intervale de timp mai mari de 500 secunde.

Pe intervale de timp până la 500 secunde nivelul de scădere a forței este cu mult mai accentuat față de intervalul (500-3600) secunde.

Dacă analizăm spre exemplu cazul încărcării cu o forță de 300KN se observă pe intervalul (0-500)secunde forța scade de la 301,5KN la 299,5KN deci cu 2KN. Pe intervalul (500-3600) secunde aceeași forță scade de la 299,5 la 298,7 deci cu 0,8KN.

Gradientul reducerii forței pe primul interval este cu mult mai mare decât pentru cel de-al doilea interval.

De aceste forțe urmează să se țină seamă la încercările pe conductori prin efectuarea unor corecții în funcție de forțele aplicate.

Evident că o parte dintre aceste aspecte trebuie verificate și în condițiile încercării unor cabluri de diferite rigidități și pentru mai multe forțe de rupere.

VII.6. Determinarea experimentală a complianței elastice aparente pentru M.O.T. 2500KN/13m

În capitolul V s-a analizat modul de evaluare a rigidității M.O.T. 2500KN/13m pe baza complianței elastice aparente.

Inițial s-a prezentat complianța elastică bazată pe răspunsul ansamblului epruvetă-mașină de încercat la tracțiune.

Față de cele de mai sus s-a propus o metodă experimentală pentru determinarea complianței elastice aparente prin înlocuirea epruvetei cu o bară de rigiditate mare.

În acest context pe baza unor calcule analitice și numerice cu elemente finite s-a stabilit complianța M.O.T. 2500KN/13m cu luarea respectiv neglijarea frecării dintre rolele cărucioarelor și longeroanelor mașinii (fig.V.22). Studiul teoretic a evidențiat o dependență liniară a deplasărilor totale u în funcție de forțele aplicate.

Pantele celor două drepte reprezintă complianțele elastice aparente ale M.O.T. 2500KN/13m, obținute teoretic.

În cadrul acestui capitol se expune metodica pentru determinarea experimentală a complianței elastice aparente cu luarea în considerare a frecării roletelor cărucioarelor cu longeroanele mașinii.

Pentru studiul experimental al rigidității mașinii s-au măsurat deplasările căruciorului mobil, ale căruciorului fix și ale bacului mobil al mașinii acționat direct prin șurubul de forță (fig.V.1)

Pentru măsurarea acestor deplasări s-au folosit câte două comparatoare cu precizie de 0,001mm plasate simetric față de axul principal al mașinii sau axa longitudinală a barei rigide (fig.V.1). Prin aceasta s-a urmărit dacă aplicarea sarcinii pe ansamblul format din cele două cărucioare și sistemul de transmitere și închidere a fluxului forțelor este perfect centric.

În figura VII.19 este prezentat modul de evaluare a deplasărilor căruciorului fix pe baza indicațiilor unor comparatoare care măsoară deplasarea acestuia.

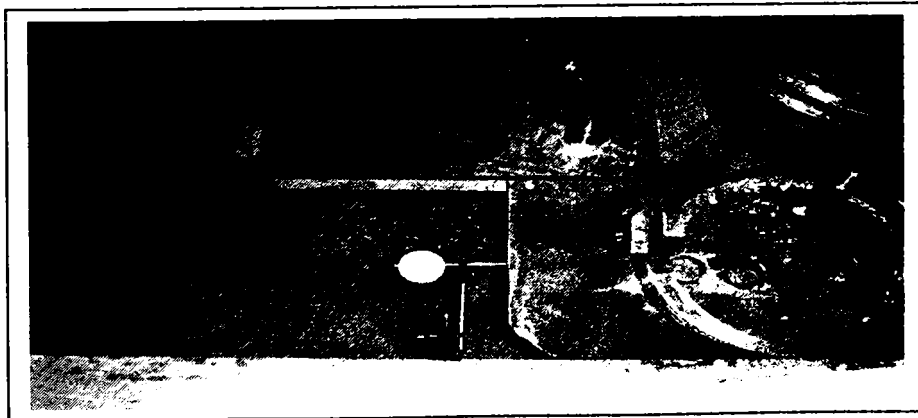


Fig. VII.19 Măsurarea deplasării căruciorului fix

Întrucât fiecare dintre longeroane sunt formate din două profile U suprapuse s-a verificat dacă există o deplasare relativă a acestora (fig.VII.20)

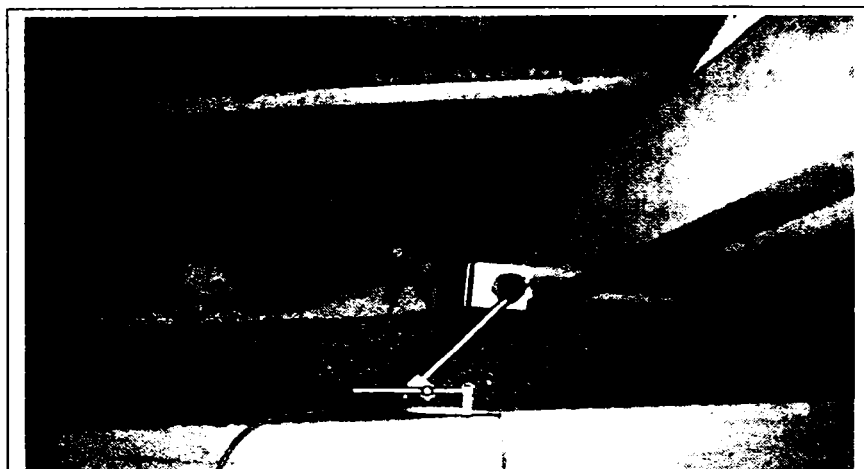


Fig. VII.20 Traductor de deplasare pentru evidențierea deplasărilor relative ale grinzilor care formează un longeron

S-a evidențiat chiar la forțe cu mult mai mari decât cele folosite în mod normal pentru etalonare că nu apar deplasări între profilele U care formează un longeron, deci structura de rezistență a mașinii este perfect rigidă.

În aprecierea complianței elastice aparente au intervenit pe de o parte deformațiile căruciorului fix și ale sistemului de închidere a fluxului forței reprezentat prin tijele de transmitere a forței spre traductorul de forță al mașinii, inclusiv și deformația acestuia (fig.V.1).

Această deplasare totală a fost notată cu u_1 și a fost obținută ca o medie a citirilor la comparatoarele 12 și 13 (fig.V.1).

Mai departe pe baza mediei citirilor comparatoarelor 14 și 15 s-a măsurat deplasarea căruciorului mobil datorată în principal deformației acestuia, a traductorului etalon a tijelor de legătură și parțial a barei rigide (fig.V.1). Această deplasare din care s-a extras lungirea barei de etalonare a cărei mărimea a fost , în condițiile forței celei mai mari, de aproximativ 0,1mm, s-a notat cu u_2 .

Ultima deplasare măsurată reprezentată prin media citirilor comparatoarelor 16 și 17 s-a notat cu u și este determinată de deformația întregului ansamblu de elemente situate în fața acestora (fig.V.1).

Trebuie menționat că deplasarea u nu include deformația barei rigide.

În figura VII.21 este reprezentată variația deplasărilor u_1 , u_2 și u în funcție de forțele aplicate.

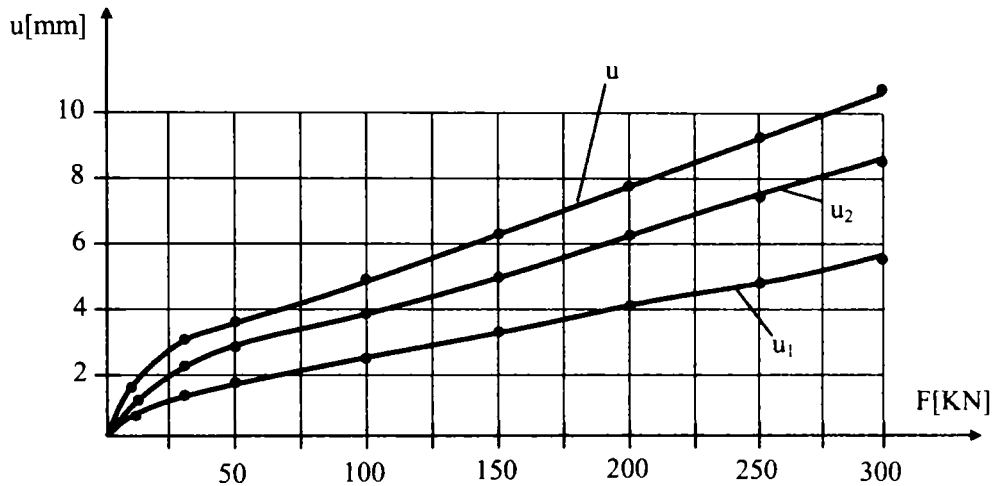


Fig. VII.21 Variația deplasărilor u în funcție de forțele aplicate

Analizând curbele de variație ale deplasării bacului u în funcție de forțele aplicate se evidențiază apariția la începutul acestora a unei zone de neliniaritate.

Această porțiune de neliniaritate este determinată în principal de fenomenele de contact și frecare ale roților cărucioarelor care capătă după cum se vede unele deplasări a căror valoare maximă este aproximativ 10mm.

Această zonă de neliniaritate nu a fost evidențiată în condițiile unei analize teoretice a deplasărilor produse de deformațiile cărucioarelor și sistemelor de transmitere și preluare a forțelor.

Zona de neliniaritate dovedită experimental care se extinde până la o forță de aproximativ 50kN se poate exprima printr-o funcție parabolică de forma :

$$u = a \cdot F + b \cdot F^2 \quad (\text{VII.4})$$

unde :

$$a = 0,1227 \quad \text{și} \quad b = -0,00091$$

Pe baza ecuației de mai sus și a celor doi coeficienți se evidențiază o variație a compliantăi elastice aparente de la :

$$\left. \frac{da}{dF} \right|_{F=0} = 0,1227 \frac{\text{mm}}{\text{KN}} \quad \text{la} \quad \left. \frac{da}{dF} \right|_{F=50\text{KN}} = 0,0317 \frac{\text{mm}}{\text{KN}}$$

Comparând ultima valoare cu cea determinată teoretic atunci când se ia în considerare frecarea roților se obține o eroare :

$$\ell_c = \frac{0,036 - 0,0317}{0,036} \cdot 100 \cong 12\% \quad (\text{VII.5})$$

care poate fi considerată într-o primă fază acceptabilă.

Evident că un studiu mai aprofundat a modului de comportare a mașinii pentru forțe mai mici de 50kN este necesar și aceasta constituie o direcție de cercetare în viitor.

VIII. PRINCIPALELE CONTRIBUȚII.

CONCLUZII GENERALE

PERSPECTIVE DE VIITOR ASUPRA

TEMATICII ABORDATE

VIII.1. Principalele contribuții

1. Elaborarea unei sinteze documentare asupra factorilor care influențează caracteristicile mecanice ale conductorilor și cablurilor.
2. Studiul critic al particularităților normelor europene EN 50182/2001, IEC 61089 și SRCEI 1089 precum și a normei americane ASG (Aluminium Association Guide) Rev.1999 cu privire la încercarea la tracțiune a conductorilor și inimilor din oțel.
3. Analiza comportării la tracțiune a conductorilor OL-Al 50/30 și OL-Al 500/65 precum și a inimilor acestora.
4. Stabilirea într-o primă etapă a caracteristicilor metrologice ale M.O.T. 2500KN/13m folosind traductorii de forță produși de I.N.M. Laborator Timișoara.
5. Întocmirea unui studiu bibliografic asupra elementelor elastice folosite în construcția traductorilor de forță.
6. Stabilirea ecuației de echilibru a unei suprafețe subțiri cilindrice solicitată de-a lungul unei generatoare cu aplicabilitate la elementul elastic cilindric tubular supus la compresiune.
7. Verificarea condiției de stabilitate a unor elemente elastice folosite la măsurarea forțelor pe M.O.T. 2500KN/13m în domeniul (100-2500)KN.
8. Definirea complianței elastice aparente și determinarea acesteia pe baza răspunsului ansamblu epruveta-mașina de încercat la tracțiune.
9. Elaborarea unei noi metodologii pentru determinarea complianței elastice aparente folosind o bară de rigiditate mare
10. Calculul deformației ansamblului format din cele două traverse și longeroane aplicând metoda eforturilor.

11. Calculul deformațiilor cărucioarelor și sistemelor de transmitere și închidere a fluxului forțelor aplicând metoda elementelor finite.
12. Determinarea complianței elastice teoretice a M.O.T. 2500KN/13m în domeniul de forță (0-300)KN.
13. Analiza stării de tensiune folosind metoda elementelor finite în zona de contact a rozelor cu longeroanele mașinii pe baza teoriei lui Hertz în condițiile schematizării distribuției presiunii de contact după două arce de parabolă.
14. Elaborarea unui studiu asupra coeficientului de frecare între rozele cărucioarelor și longeroanele mașinii la următoarele nivele : macro, micro și nano.
15. Conceperea și readaptarea M.O.T. 2500KN/13m cu o serie de elemente re proiectate și executate într-o nouă concepție.
16. Verificarea metrologică a traductorului de forță etalon și a traductorilor de forță ai M.O.T. 2500KN/13m.
17. Verificarea metrologică a M.O.T. 2500KN/13m și încadrarea într-o clasă de precizie corespunzătoare.
18. Elaborarea unui studiu asupra stabilității forțelor aplicate la diferite trepte de încărcare pentru durate scurte de menținere constantă a sarcinii aplicate (aproximativ 30 secunde).
19. Întocmirea unui studio asupra stabilității forțelor aplicate la diferite trepte de încărcare pentru durate lungi de menținere constantă a sarcinii aplicate (aproximativ o oră)
20. Stabilirea unei dependente de tip logaritmice care descrie variația forței în timp în condițiile M.O.T. 2500KN/13m echipată pentru etalonare în domeniul (200-3600/secunde).
21. Determinarea experimentală a complianței elastice aparente a M.O.T. 2500KN/13m și compararea acesteia cu valoarea determinată teoretic.

VIII.2. Concluzii generale asupra lucrării

1. Fiecare capitol se încadrează în tematica temei abordate.
2. Capitolele au fost organizate într-o succesiune logică fapt ce permite o urmărire graduală a problemei rigidității mașinilor pentru încercări de materiale.
3. Fiecare capitol conține o prezentare generală a problemei urmată de o abordare concisă în care sunt incluse și contribuțiile autorului.
4. Cercetările teoretice s-au referit cu precădere la o serie de probleme de actualitate cum ar fi : stabilitatea suprafețelor subțiri cu curbura mică, elaborarea unor modele reologice, determinarea complianței elastice aparente, solicitări de contact cu luarea în considerare a frecării prin rostogolire, etc.
5. Studiile teoretice au fost completate cu o analiză numerică riguroasă bazată pe metoda elementelor finite aplicată direct pentru evaluarea tensiunilor și deformațiilor atât pentru cazuri generale cât și locale.
6. Metodele experimentale utilizând o aparatură modernă de actualitate bazată pe cele mai noi sisteme de măsurare, achiziție și prelucrarea datelor experimentale au permis o evaluare conform celor mai recente norme internaționale a principalelor erori care definesc clasa de precizie a unei mașini.
7. Toate cele de mai sus vor permite în final o evaluare a caracteristicilor de rezistență și rigiditate a elementelor flexibile testate pe lungimi de peste 10m, folosind M.O.T. 2500KN/13m, în condițiile celor mai pretențioase norme de siguranță și fiabilitate.

VIII.3. Perspective de viitor privind tematica abordată

1. Trecerea într-o etapă calitativ nouă de verificare a unor elemente flexibile pe baza rezultatelor obținute în urma încercărilor la tracțiune pe probe cu lungimi de peste 10m, folosind singurul echipament din țară și care a fost realizat integral în cadrul Laboratorului de Rezistența Materialelor al U.P. Timișoara.
2. Elaborarea unor buletine de verificare metrologică care atestă comportarea integrală a M.O.T. 2500KN/13m în conformitate cu cele mai pretențioase norme internaționale cu referire directă la încercările mecanice ale conductorilor și cablurilor.
3. Testarea în cadrul Laboratorului de Rezistența Materialelor al U.P. Timișoara a conductorilor produși de ELCARO Siatina și IPROEB Bistrița precum și rezolvarea unor litigii între anumite firme din străinătate care produc sau folosesc elemente flexibile.
4. Extinderea cercetărilor teoretice și experimentale asupra elaborării unor modele reologice care să ia în considerare fenomenele de relaxare și fluaj ale conductorilor din OL-Al la încărcări cu menținere constantă a deplasărilor respective a încercărilor pe durate scurte de timp (aproximativ 1h).
5. Abordarea fenomenelor de neliniaritate care apar la analiza complianței mașinilor de încercat la tracțiune a conductorilor pentru forțe mai mici de 50KN.
6. Aprofundarea fenomenului de variație a forței, care apare la mașinile cu acționare mecanică atunci când sarcina aplicată se menține constantă la o anumită treaptă după o încărcare sau descărcare prealabilă.
7. Elaborarea unor studii privind influența șocurilor care apar la ruperea cablurilor și a conductorilor asupra modificărilor în timp a semnalelor indicate de traductori de forță.
8. Determinarea complianței elastice aparente pe baza răspunsului epruveta-mașină de tracțiune în urma încercărilor până la rupere a conductorilor din OL-Al cu lungimi de peste 10m.
9. Modificarea NORMELOR EUROPENE referitoare la testele efectuate asupra inimilor din oțel ale conductorilor din Ol-Al precum și specificarea clară în acestea a unor elemente care să ateste complianța elastică aparentă a mașinilor folosite la încercările de tracțiune a elementelor flexibile cu lungimi mari.

BIBLIOGRAFIE

1. ALPTER, H., *Cabluri de sârmă. Construcție, fabricație și aprecierea calității*. București, I.D.T. 1969.
2. ATANASIU, C., ș.a., *Încercarea materialelor 1. Încercări distructive ale metalelor.*, Ed. Tehnică, București, 1982.
3. BABEU, T., DUMITRU, I., MARȘAVINA, L., BABEU, S., OLARIU, M., *Analize și încercări de rezistență pentru evaluarea duratei de viață a utilajelor grele*, Ed. Mirton, Timișoara, 1999.
4. BABEU, T., *Considerations about wire ropes fatigue testing*, OIPEEC, Round Table, Conference Delft, 1993, p.14/19.
5. BABEU, T., *Rezistența lanțurilor din oțel rotund*, Monografiile REZMAT, Ed. Mirton, Timișoara, 1994.
6. BABEU, T., *Considerations Concerning the service Life of wire ropes*, OIPEEC, Technical Meeting, 1995, Stuttgart, p.9-17.
7. BLUMENFELD, M., *Introducere în metoda elementelor finite*, Editura Tehnica, București, 1995.
8. BOLEANȚU, L., *O definiție statistică a coeficientului de siguranță al cablurilor de tracțiune*, Lucrările sesiunii ICPMRT, Timișoara, 1968.
9. BOLEANȚU, L., BABEU, T., *Considerations on the low temperature strength of wire ropes*, Bull. OIPEEC, Torino, 45, pg.114/120, 1983.
10. BOLEANȚU, L., DOBRE, I., *Aplicații ale mecanicii solidului deformabil în construcția de mașini*, Ed. Facle, 1978.
11. BOLEANȚU, L., *Studii asupra rezistenței cablurilor de tracțiune și sârmelor de oțel*, Editura Mirton, 2002.
12. BOLEANȚU, L., *Studii asupra cablurilor de oțel*, Teza de doctorat, Timișoara, 1969.
13. BOLEANȚU, L., DOBRE, I., *Aplicații ale mecanicii solidului deformabil în construcția de mașini*, Editura Facle, Timișoara, 1978.
14. BOUCLY, V., NEILAS, D., LIU, S., *Contact Analysis for Bodies with Frictional Heating and Plastic Behavior*, A.S.M.E.J. Tribol. 127, p.355-364, 2005.
15. BOUSSINESQ, J., *Application des potentiels a l'etude de l'équilibre et du mouvement des solides elastiques*. Gauthier – Villard, Paris, 235p, 1985.

16. BUCUR, C.M., *Metode numerice*, Ed. Facla, Timișoara, 1983.
17. BATHE, I., WILSON, F.L., *Numerical Methods in Finite Element Analysis* – Prentice Hall, Englewood, New Jersey, 1976.
18. BUZDUGAN, GH., BLUMENFELD, M., *Tensometria electrică rezistivă*, Editura Tehnică, București, 1966.
19. CADELL, R., M., *Deformation and Fracture of Solids*, Prentice Hall, 1980.
20. CARNIERO, A., *Resolution du contact élastiques entre deux corps rugueux*. Thèse de Doctorat, Inst. Nat. des Sciences Appliquées, Lyon, p.157, 1987.
21. CHAPLIN, C.R., REBEL, G., and RIDGE, I.M.L., *Tension/torsion interactions in multi-component mooring lines*, Proc.33rd. Annual offshore Technology Conference Houston Texas, May 2000, paper no. OTC 12173, vol.2, pg.837-844.
22. CHEVEREȘAN, M., *Raport privind etalonul de forță de 32 MN realizat de ICMET Craiova*, INM București, 1996.
23. COMANDAR, C., AMARIEI, N., *Rezistența materialelor*, Editura CERMI, Iași, 1998.
24. CONSTANTINESCU, I.N., ȘTEFĂNESCU, D.M., SANDU, M., *Măsurarea mărimilor mecanice cu ajutorul tensometriei*, Editura Tehnică, București, 1989.
25. CORNEA, GH., DUMITRU, I., CERNESCU, A., *Some Considerations Upon A Horizontal Machine for the Conductors Tensile Tests*, 24th Danubia-Adria Symposium a Developments in Experimental Mechanics, sept. 19-22, Sibiu, 2007.
26. CORNEA, GH., GHERASIMOV, A., *Uncertainty in Using the Calibrated Uniaxial Testing Machine*, 7th Conference "Research and Development in Mechanical Industry" RaDMI 16-20 sept. 2007, Belgrade, p.786-789.
27. CORNEA, GH., DUMITRU, I., *Theoretical and Experimental Researches upon the Rigidity of a Machine for Testing Cables and Conductors*, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" Timișoara, 52(66) Fasc.1 2007, p.23-26.
28. CUTEANU, E., *Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor*, Ed. Facla, Timișoara, 1980.
29. DIXON, M.J., *Dynamic Force Measurement, Chapter 4 55-80 in Materials Metrology and Standard for Structural Performance*, Ed. Dyson, B.F., Lovenday M.S. and Gee M.G., Chapman and Hall, London, 1995.
30. DOBRE, I., *Rezistența materialelor*, vol.I. Litografia Institutului Politehnic Timișoara, 1978.

31. DOWLING, E.N., *Mechanical Behavior of Materials*, Prentice Hall, New Jersey, 1998.
32. DUMITRU, I., *Elemente de elasticitate plasticitate și rezistența materialelor*, Ed. Politehnica, 2003.
33. DUMITRU, I., *Particularități ale calculului la solicitări prin șoc*, Ed. Politehnica, Timișoara, 2007.
34. DUMITRU, I., MARȘAVINA, L., FAUR, N., *A Proposal Regarding the Loading Conditions of the Stress-Strain Test of Steel Aluminium Conductors Core*, Proceedings of the DAAAM International Conference on Advanced Technologies for Developing Countries, Slavonski Brod, Croația, 2005, pg.243-248.
35. DUMITRU, I., FAUR, N., *Elemente de calcul și aplicații în rezistența materialelor*, Editura Politehnica, Timișoara, 1999.
36. FĂNTĂNARU, N., *Erreurs dues aux conditions de realisation des mesures, Cas de deux millivoltmètres en parallèle sur un seul thermocouple*. Actes du Congrès MESUCORA no.17-B-2 Paris 1967, publie dans le revue Measures, Regulation, Automatisation, Paris vol.33 nr.3/1968, pg.121-127.
37. FĂNTĂNARU, N., *Einfluss der Hysterese auf die Linearität der Kraftmessbügel*. Feingerätetechnik, Berlin, 21 Jg, Heft 3/1972, s.115-118.
38. FĂNTĂNARU, N., *Stade actual des machines etalons de force*. Bulletin de L'organisation Internationale de Metrologie Légale (OIML), Paris, vol.16, nr.60/1997, pp. 7-19.
39. FĂNTĂNARU, N., Matkovits, I., *New devices for the static calibration of force transducers up to 10N and for torque dynamometers up to 50Nm*. Acta IMEKO Berlin 1982, pp.173-182.
40. FĂNTĂNARU, N., DOBOȘAN, L., *Metrological reliability of bonded tensoresistors..* Preprint vol.3 Xth IMEKO World Congress, Paque 1985, pp.30-37.
41. FAUR N., *Elemente finite, fundamente*, Editura Politehnica, 2002.
42. FAUR N., DUMITRU, I., *Diferențe finite și elemente finite*, Editura Mirton, Timișoara, 1997.
43. FLAMAND, L., *Functionnement du contact elastohydrodynamique rugueux*. These de Doctorat des Sciences, Inst. Nat. des Sciences Appliquées, Lyon, 1958.
44. FLAMAND, L., *Fatigue des surfaces*, B 5 055, 2004.
45. GÂRBEA, D., *Analiza cu elemente finite*, Editura Tehnică 1990.

46. GHERASIMOV, A., *The dissemination of the force unit in Romania Interlaboratory Comparasions*, Proceed. Of the 6th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry" RaDMI 2006, Budva, Montenegro.
47. GHERASIMOV, A., *Contribuții la optimizarea sistemelor de măsurare a forțelor*" Teza de doctorat, Univ. Politehnica Timișoara, 2006.
48. GHERASIMOV, A., GHITA, E., *The traceability system of force measurement in Romania*, 19th International Conference IMEKO TC3, Cairo, Egypt 2005.
49. GHITA, E., *Rezistența și durabilitate la contactul corpurilor*, Ed. Mirton, 2000.
50. GIGLIO, M., MANEB, A., *Life prediction of a wire rope subjected to axial and bending loads*, Engineering Failure Analysis, vol. 12(4), 2004, pg.549-568.
51. GOIA, I., *Rezistența materialelor*, vol.I, Ed.III, Editura Transilvania, Brașov, 2000.
52. GREȘIȚA, S., CURTU, I., *Analiza stărilor de tensiuni dintr-un cadru de încărcare cu trei coloane care utilizează mașinile etalon de forță*, Buletinul celei de-a XXII-a Conferințe Naționale de Mecanica Solidelor, Brașov, 1998.
53. GREȘIȚA, S., CURTU, I., *Analiza stărilor de tensiuni și deformații dintr-un cadru de încărcare cu patru coloane care utilizează mașinile etalon de forță*, Buletinul celei de-a XXII-a Conferințe Naționale de Mecanica Solidelor, Brașov, 1998.
54. GREȘIȚA, S., CURTU, I., *Analiza stărilor de tensiuni și deformații dintr-un cadru de încărcare cu două coloane care utilizează mașinile etalon de forță*, Buletinul celei de a IV Conferințe cu participare internațională, Craiova, 1998.
55. GREȘIȚA, S., CURTU, I., *Modelarea numerică a uni cadru cu două coloane care echipează o mașină etalon de forță*, Buletinul celei de-a XXII-a Conferințe Naționale de Mecanica Solidelor, Ploiești, 1999.
56. HAJDU, I., *Rezistența materialelor*, vol.I-1980, vol.II-1982, Litografia Institutului Politehnic, Timișoara.
57. HERTZ, H., *Über die Berührung fester elastischer Körper*, J. Reine und angewandte Mathematik, 92 p.156 à 171, 1882.
58. HERMANN, A., *Cabluri de sârmă, Construcția, fabricația și aprecierea calității*, I.D.T., București, 1959.
59. IGNEA, A., *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*, Editura de Vest, Timișoara, 1996.

60. ILIESCU, C., PANTELIMON, B., CEPIȘCĂ, C., VLAICU, C., *Sisteme de măsurare. Preocupări actuale*. Editura I.C.P.E. București, 1994.
61. ILIESCU, C., PANTELIMON, B., *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*, Centrul de Multiplicare al Institutului Politehnic București, 1989.
62. IOVANOVICI, M., MILICI, P., MIHAILOVICI, *Approximate contact models of the rolling supports*, Facta Universitatis series Mechanical Engineering vol.2 Nr.1, 2004, pg.69-82.
63. LAMBERT, V., FĂNTĂNARU, N., *Deadweight standard machines for static torque moment reproduction*, Bulletin de L'OIML Paris, vol.23, nr.89/1982, pp.22-34.
64. LOGGINS, R.W., HERNOD, R.H., *Testing of flat cabl to Underwriters Laboratory Standards UL719, UL83*, Electrics and Electrical Engineering 09/1974.
65. MARINESCU, A., OPRAN, GH., GRESIȚA, S., CURTU, I., *The Numerical Modeling of a Machine for Metrology Testing*, 16th Symposium "DANUBIA-ADRIA" on Experimentals Methods in Solid Mechanics 2 october Cluj Napoca, 1999, pg. 91-92.
66. MARINESCU, A., PESCHE, D., *Specification and unicertainty of the 32 MN force calibration machine of ICMET Romania*, IMEKO TC3, Warszawa-Poland, 1995, pg.97-100.
67. MARINESCU, A., DUMBRAVĂ, I., OPRAN, Gh., POPA, D., SAWLA, A., PESCHE, D., PETERS, M., *Acreditation of a Romanian 32 MN force calibration laboratory with DKD*, IMEKO TC3/APMF, Taejon, Coreea, 1998.
68. MERET, N., NOVAC, ȘT., *Utilizarea rațională a cablurilor din oțel în industrie*, Ed. Tehnică, bucurești, 1967.
69. MEREȚ, N., NOVAC, ȘT., *Utilizarea rațională a cablurilor din oțel*, Editura Tehnică, 1967.
70. MILLEA, A., *Cartea metrologului*, Metrologie Generală, Editura Tehnică, București, 1985.
71. MOCANU, D.R., (red.) *Analiza experimentală a tensiunilor*, vol.I și vol.II, Editura Tehnică, București, 1976, 1977.
72. MOCANU, D.R., ș.a. *Încercarea materialelor*, vol.I și II, 1982, vol.III, 1986, Editura Tehnica, București, 1986.
73. MOCANU, D.R., *Rezistența Materialelor*, Editura Tehnică, București, 1980.
74. NĂDĂȘAN, ȘT., *Încercări și analize de metale*, Editura Tehnică, București, 1965.

75. NĂSTĂSESCU, V., *Metoda elementelor finite*, Editura Academiei Tehnice Militare, București, 1995.
76. NEILAS, D., BOUCLY, V., *Elastic-Plastic Contact Between Rough Surface : Proposal for a Wear or Running in Model*, A.S.M.E. J. Tribol 125, pp.236-244, 2006.
77. NEMAINOV, Ia.I., *Rașcet prostranstvennih konstrukții (Metod konecinih elementov)*, Kiev, 1980.
78. NICOARĂ, I., *Încercarea angrenajelor*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, 2000.
79. ODEN, I.I., REEDY, I.N., *An Introduction in a Matematical Theory of Finite Elements*, Wily-Interscience N.Y. 1982.
80. PĂSTRAV, I., *Rezistența materialelor*, vol.I, Lito Institutul Politehnic, Cluj Napoca, 1979.
81. PASCARIU, I., *Elemente finite (Conceptii-Aplicații)*, Editura Militară, București, 1985.
82. PETERS, M., *Force measurement, present and future*, Proceedings of the IMEKO XIIIth World Congress, vol.III, pg. 2295-2296, Torino, Italy, 1994.
83. PING-CHAN WANG., *Metode numerice și matriceale în mecanica construcțiilor*, Editura Tehnica București, 1970.
84. PISARENKO, G.S., MOJOROVSKII, N.S., *Urvnenia k kraevie zadaci teorii plasticinosti i polzucesti*, Naukova Dumca, Kiev, 1981.
85. PONOMARIOV, S.D., BIDERMAN, V.L., LIHAREV, K.K., MAKUȘIN, V.M., MALININ, N.N., FEODOSIEV, V.I., *Calculul modern de rezistență în construcția de mașini*, Editura Tehnică, București, 1956.
86. POPESCU, G., MORALES, S., *An Engineering Model for Three-Dimensional Elastic-Plastic Rolling Contact Analysis*, Tribol. Trans. 49 pp.387-399, 2006.
87. POPOV, V.L., *Friction coefficient in contacts as a functions of material and loading parameters*, Physical Mesomechanics 5,3 (2002) pg. 17-24.
88. PURI, G., PUGNA, A., *Metrologie generală*, Litografia Institutului Politehnic Timișoara, 1990.
89. QUINN, T.P., MOTE-TR, C.D., *Optimal design of an uncupled six degree of freedom dynamometer*, Experimentel Mechanics, 30 nr.1, 1990.
90. RANCU, N., TOVISSI, L., *Statistica matematică cu aplicații în producție*, Editura Academiei Române, București, 1963.

91. RAPHAEL, T., KRESHNAMOORTHY, C.S., *Automatic Finite Element Development Using Object Oriented Techniques*, Engineering Computations, 10, 267-278, 1993.
92. RAȚIU, M., FĂNTĂNARU, N., *Remarques sur les recommandations I.I.S. concernant la precision des machines pour l'essai à la fatigue*, publiée par l'Institut International de la Soudure Paris Comme Document IIS XIII-447-66 juillet, 1966, 11pp.
93. RAȚIU, M., *Metrologia încercărilor de materiale realizările laboratoarelor naționale Timișoara, în perioada 1954-1974, Comunicări și Articole*, Editura Mirton, 2004.
94. RAȚIU, M., POPESCU, P., *Tehnica măsurării forțelor*, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1961.
95. RAȚIU, M., POPESCU, P., *Tehnica măsurării forțelor*, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1961.
96. RAȚIU, M., *Elemente de sclerometrie*, Editura Mirton, Timișoara, 1998.
97. RAȚIU, M., *Măsurarea rezistenței materialelor. Articole și comunicări*. Editura Mirton, 2007.
98. REDDY, I.N., *An Introduction to the Finite Element Method* Mc. Graw Hill Inc, 1993.
99. ROUCHY, V., NELLAS, D., *Modelling of the Rolling and Sliding Contact Between Two Asperities*, Journal of Tribology, 129, 2007, pg.236-246.
100. ROSSETTI, U., *Nouvelle methode d'interpretation des essays de fatigue sur cables*. Bull. OIPEC 26/1975. Politehnico Torino, p.6/12.
101. ROZIN, L.A., *Metod konecinih elementov v primenenii k uprugim sistemom stoizdot*, 1977.
102. UGURAL, A.C., FENSTER, S.K., *Advanced Strength and Applied Elasticity*, Elsevier, 1987.
103. SAWLA, A., *Measurement of dynamic forces and compresation of errors in fatigue testing*, Proceedings of the 12th IMEKO World Congress "Measurements and Progress" Beijing, China, vol.2, 1991.
104. SCHLACHTER, W., *A new smart and force transmitting system*, Proceedings of the 13th International Conference on Force and Mass Measurement, Helsinki, May 1993, pg.55-58.

105. SEAUX, C., LEICE, R.L., CLOCKER, C., *Dynamic of a Rolling Drack in the Presence of the Dry Friction*, J. Mater Science, Nr.15, 2005, 2005, pg.27-61.
106. SUGANO, M., OSAMURA, K., *Reversible strain dependence of critical current in 100A class conductors*, Applied Superconductivity Conference , October 3-8, 2004, pg. 1-4.
107. SVISTKOV, A.L., PUTILOVA, A.G., *Method constructing rheological models of incompressible media under finit deformatiov* Materials Science, vol.27, 2003.
108. TEODORESCU, P.P., *Probleme plane în teoria elasticității*. Editura Academiei Române, București, 1966.
109. TEODORESCU, P.P., *Dinamica corpurilor liniar elastice*, Ed. Academiei, București, 1972.
110. TIMOSHENKO, S., *Strength of Materials P.II* Princeton, New Jersey, 1956.
111. TOVISSI, L., VODĂ, V., *Metode statistice. Aplicații în producție*, Ed. Științifică și Enciclopedică, București, 1982, pg.239-286.
112. ȘABROV, N.N., *Method konecinîh elementov*, Mașinostroenie, Leningrad, 1983.
113. VAICUM, A., *Studiul reologic al corpurilor solide*, Editura Academiei, 1978.
114. VOINEA, R., VOICULESCU, D., CEAUȘU, U., *Elasticitate și plasticitate*, vol.I și vol.II, Litografia I.P. București, 1976.
115. VOINEA, R., VOICULESCU, D., SIMION, V.P., *Întroducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie*, Ed. Academiei Române, București, 1989.
116. VOINEA, R., VOICULESCU, D., SIMION, V.P., *Mecanica și rezistența materialelor*, Litografia I.P. București, 1985.
117. WAIT, R., MITCHELL, A.R., *Finite Element Analysis and Applications*, John Wiley, N.Y., 1985.
118. WANG, F., and KEER, I.M., *Numerical Simulation for Three Dimensional Elastic-Plastic Contact with Hardening Behaviour*, A.S.M.E.J. Tribol. 127 pp. 494-502, 2005.
119. WINFRIED, M., *New operating principle for materials testing machines*, Berlin, 1990.
120. WORTING, A.G., GEFFNER, J., *Prelucrarea datelor experimentale*.
121. WIJAYWARGIYA, R., and GREEN, I., *A Finite Element Study of the Deformation, Forces, Stress Formation and Energy Loss in Sliding Cylindrical*

- Contacts*, Proc. Of IJTC 2006 STLE A.S.M.E. Int. Joint Tribol Conf. San Antonio, TX October 22-25, 2006.
122. XIABAO, T., ALLREZA, M., REZA, G., *Measurement and Modelling of Dynamic Rolling Friction in Linear Microball Bearings*, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control vol. 128, 2006, pg.891-897.
123. ZIENKIEWICZ, O.C., *The Finite Element in Engineering Science*, Mc Graw-Hill, Book, Company, London, 1971.
124. ZIENKIEWICZ, O.C., *The Finite Element Method*, Mc Graw-Hill Book Company, London, 1989.
125. ZIENKIEWICZ, O.C., *Adeptivity and Mesh Generation*, International Journal for Numerical Methods in Engineering vol.32, 1991, pg.783-810.
126. *** *Aluminium Association Guide, Rev. 1999 "A Method of Aress Strain Testing of Aluminium Conductors and ACSR and A Test Method for Determining the Long Time Creep of Aluminium Conductors in Overhead Lines.*
127. *** *ANSYS – Release 7.0, Theory Reference, Nonliniar Structural Analysis, 2000.*
128. *** *ASTM E 467-90 Standard Practice for Verification of Constant Amplitude Dynamic Loads on Displacements in an Axial Load Fatigue Testing System.*
129. *** *British Standards 6622 : 2007.*
130. *** *CEI IEC 1089 "Round wire concentric lay overhead electrical stranded conductors" International Electrotehcnical Commission, Geneva, 1991.*
131. *** *CEI IEC 61089 "Round wire concentric lay overhead electrical stranded conductors, Amendment 1" International Electrical Comission, Geneva, 1997.*
132. *** *Conductoare pentru linii aeriene cu sârme rotunde cablate în straturi concentrice, SR CEI 1089.*
133. *** *C.S.I.M. Încercări mecanice ale materialelor. Încercări de rezistență vol.II MICM, 1984.*
134. *** *Electrical Standards 16120- Wire and Cables, May 2006.*
135. *** *General Cable "A Proven Concept for a Composite Aluminium – Steel Conductor for Overhead Transmission Lines, BICC BRAND, TRANSPWR, 2001.*
136. *** *Hottinger Baldwin Messtechnik, Wagezellen, Krauftaufnehmer, Übersicht.*
137. *** *Hottinger Baldwin Messtechnik, Wagezellen, Krauftaufnehmer, Q11*

138. *** *Hottinger Baldwin Messtechnik, Wagezellen, Krauftaufnehmer, U1, Z3 H2*
139. *** *Hottinger Baldwin Messtechnik, Wagezellen, Krauftaufnehmer, U2, C2*
140. *** *ICMET Testing Labs news, may 1996.*
141. *** *IMT Industrie-messtechnik GmbH, force-temperature-pressure*
142. *** *Instrucțiuni privind stabilirea distanțelor normale de amplasare a instalațiilor electrice cu tensiune de peste 1KV în raport cu alți conductori, PE 101A/85 ICEMENERG București, 1993.*
143. *** *ISO 7500-1 : 1999, Metallic materials – Verification of static material testing machine.*
144. *** *ISO 6892, Metallic materials – Tensile testing at ambient temperature*
145. *** *ISO 6892, Metallic materials – Calibration of extensometers used in uniaxial testing*
146. *** *3M Purchase Order 0000477467*
147. *** *3M data file dated June 27, 2002 containing conductor technical specifications*
148. *** *Measurements Group VISHAY, Enciclopedie*
149. *** *Measurements Group VISHAY, Catalog 500, Part B, Strain Gage Data*
150. *** *Measurements Group VISHAY, Catalog 500, Strain gage data – part A*
151. *** *Measurements Group VISHAY, Catalog A-110-7, Strain gage accessories*
152. *** *Measurements Group VISHAY, Sistem 5000, The stress analysis data system*
153. *** *Measurements Group VISHAY, Strain gage installation procedures for transducers*
154. *** *MSC/NASTRAN for Windows V 4.0, Theory Reference, FEMAP 1998.*
155. *** *NETREC Project Number : 02-097, August 2002, Revised December 2003.*
156. *** *Norma de Metrologie Legală NML 1-08-97 – Mașini de încercare statică a materialelor*
157. *** *Normă tehnică de metrologie NTML 3-60-90, Verificarea metrologică a mașinilor de încercări mecanice statice la tracțiune, compresiune, Editura Tehnică, București, 1993. Normă tehnică de metrologie NTML 3-81-86, Verificarea metrologică a celulelor cu tensorezistoare pentru măsurat forțe sau mase, Editura Tehnică, București, 1988.*
158. *** *OIML Recommendation Internationale Nr 64 : Exigences pour les Machines d'Essai de Materiaux en Traction et en Compression.*

159. *** *OIML Document, Vocabulary of Legal Metrology, Fundamental Terms, Chapter 9, 1978.*
160. *** *PIAB Force Measurement Weight Indication and overload protection.*
161. *** *PRJ 02-097, NEETRAC Project Plan*
162. *** *"Proprietary Information Agreement..." Dated 3/27/01.*
163. *** *SAP V-2, A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Reponse of Linear Systems. Department of Civil Engineering, Univ. of Southern California, Berkley, 1977.*
164. *** *SR-EN 10002-2 : 1995 Verificarea sistemului de măsurare a forței la mașinile de încercat la tracțiune.*
165. *** *SR 13521-1996 Vocabular internațional de termeni fundamentali și generali în metrologie.*
166. *** *SR EN ISO 376 "Materiale metalice. Etalonarea dinamometrelor utilizate la verificarea mașinilor de încercat uniaxiale.*
167. *** *STAS 2172-74 Încercarea la tracțiune a cablurilor de oțel.*
168. *** *STAS 10297-75 Mașini pentru încercat la tracțiune. Determinarea complianței elastice aparente.*
169. *** *STAS 200-75, Încercarea metalelor, Încercarea la tracțiune.*
170. *** *STAS 10290-75, Încercarea metalelo., Încercarea la tracțiune. Determinarea caracteristicilor elastice.*

Titluri recent publicate în colecția „TEZE DE DOCTORAT” seria 9: Inginerie Mecanică

1. **Camelia Demian** – *Cercetări privind comportarea materialelor destinate implantării osoase conform normelor europene de calitate, ISBN 978-973-625-512-0, (2007);*
2. **Adriana Corina Catanase** – *Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip pelton, ISBN 978-973-625-514-4, (2007);*
3. **Cristina Basarabă-Oprîtescu** – *Simulări numerice pentru mișcări cu constrângeri mecanice și ciocniri, ISBN 978-973-625-526-7, (2007);*
4. **Loredana-Mihaela Ungureanu** - *Modele de reconstrucție a mâinii umane și a funcțiilor sale, ISBN 978-973-625-571-7, (2007);*
5. **Gheorghe-Vasile Abrudan** – *Contribuții teoretice și experimentale privind aplicarea șocurilor în procesul de lucru al separatorului cu bandă, de la mașinile de treierat mazăre, ISBN 978-973-625-567-0, (2007);*
6. **Ioan Goia** – *Studiul influenței ansamblului roată – șină în condiții de exploatare asupra structurii liniei de tramvai, ISBN 978-973-625-582-3, (2007);*
7. **Adrian Aristide Voicu** – *Studiul biocompatibilității implantelor chirurgicale din aliaje de titan în organismul uman, ISBN 978-973-625-502-1, (2007);*
8. **Alin-Daniel Rus** – *Studii și cercetări asupra comportării mecanice a unor materiale compozite pentru frânarea vehiculelor feroviare, ISBN 978-973-625-596-0, (2008);*
9. **Luisa-Izabel Dungan** – *Contribuții la studiul și cercetarea comportării arcurilor de tip flexicoil de la locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW, ISBN 978-973-625-599-1, (2008);*
10. **Gabriel-Vasile Ursu-Neamț** – *Contribuții la optimizarea parametrilor cuplei elastice și a influenței acesteia asupra circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate, ISBN 978-973-625-602-8, (2008);*



EDITURA POLITEHNICA