

**MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÂNTULUI
UNIVERSITATEA TEHNICĂ TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ**

Ing. Mihaela Luminița STROIA

**CONTRIBUȚII LA CALCULUL
DURABILITĂȚII ȘI DEFORMABILITĂȚII
UNOR LANȚURI ARTICULATE UTILIZATE
ÎN INDUSTRIA TEXTILĂ**

TEZĂ DE DOCTORAT

Conducător științific :

Prof. Univ. Dr. Ing. Eur. Ing. TIBERIU BABEU
Membru al Academiei de Științe Tehnice

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

TIMIȘOARA
2000

CUPRINS

LEGENDA NOTAȚIILOR FOLOSITE ÎN LUCRARE	3
1. INTRODUCERE	6
1.1. STADIUL ACTUAL AL PROBLEMEI	10
1.2. CONSIDERAȚII MONOGRAFICE ASUPRA TRANSMISIILOR MECANICE ÎNTALNITE LA UTILAJELE DIN INDUSTRIA TRICOTAJELOR	12
1.3. CLASIFICAREA TRANSMISIILOR PRIN LANȚ	20
1.4. CLASIFICAREA LANȚURILOR ARTICULATE	21
1.5. CALCULUL PENTRU ALEGEREA LANȚULUI DE TRANSMISIE	27
1.6. CINEMATICA TRANSMISIILOR PRIN LANȚURI ARTICULATE	38
1.7. CONSTRUCȚIA ȘI MONTAJUL TRANSMISIILOR PRIN LANȚURI ARTICULATE	44
1.8. DISPOZITIVE PENTRU REGLAREA FUNCȚIONALĂ A TRANSMISIILOR PRIN LANȚURI ARTICULATE	47
1.9. ITINERARIU DE CALCUL GEOMETRIC AL LANȚURILOR	50
2. CONSIDERAȚII TEHNICE	55
2.1. ASPECTE ACTUALE PRIVIND ÎNCERCAREA LANȚURILOR	55
2.2. CALCULUL DE REZISTENȚĂ	57
2.3. CONSIDERAȚII COMPARATIVE ASUPRA REZISTENȚEI ȘI DEFORMABILITĂȚII UNOR LANȚURI DE TRANSMISIE FLEYER	59
2.4. ANALIZA EXPERIMENTALĂ A TENSIUNILOR	64
2.4.1. NECESITATEA ȘI SCOPUL ANALIZEI EXPERIMENTALE A TENSIUNILOR	64
2.4.2. DETERMINAREA ZONEI DE RUPERE PRIN FOTOELASTICITATE	65
2.5. REFERINȚE NORMATIVE PREVĂZUTE ÎN STANDARDUL EUROPEAN prEN 818-6 PENTRU LANȚURI	68
2.6. STUDIUL FRETAJULUI AJUSTAJELOR CU STRÂNGERE LA LANȚURILE ARTICULATE DE TRANSMISIE	87
3. STUDIUL PRECIZIEI LANȚURILOR ARTICULATE	100
3.1. STADIUL ACTUAL AL PROBLEMEI ȘI OBIECTIVELE PRINCIPALE	100
3.2. CALCULUL AJUSTAJELOR CU STRÂNGERE ALE LANȚURILOR ARTICULATE	101
3.2.1. GENERALITĂȚI	101
3.2.2. ANALIZA DIMENSIONALĂ A LANȚURILOR ARTICULATE	102
3.2.3. STABILIREA DIMENSIUNILOR ȘI TOLERANȚELOR ELEMENTELOR COMPONENTE ALE LANȚULUI	108
3.3. UZAREA LANȚULUI	110

3.4. VIBRAȚIILE TRANSMISIILOR PRIN LANȚ	121
4. STUDIUL INFLUENȚEI GĂURII STRĂPUNSE LA ECLISELE DE LANȚ ARTICULAT PRIN METODE NUMERICE	124
4.1. PREZENTAREA CONCENTRATORILOR DE TENSIUNE. GENERALITĂȚI	124
4.2. METODA ELEMENTULUI FINIT CA METODĂ DE BAZĂ ÎN INVESTIGAREA TEORETICĂ. GENERALITĂȚI	142
4.3. PREZENTAREA METODOLOGIEI UTILIZATĂ ÎN DETERMINAREA COEFICIENTULUI TEORETIC DE CONCENTRARE A TENSIUNII CU METODA ELEMENTELOR FINITE	143
4.4. ANALIZA CU ELEMENTE FINITE A STĂRII DE TENSIUNE DIN ECLISĂ	144
4.5. STUDIUL PROPAGĂRII FISURILOR ÎN ECLISELE DE LANȚ PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT	164
5. DURABILITATEA ȘI FIABILITATEA LANȚURILOR ARTICULATE	169
5.1. CRITERII DE FIABILITATE A TRANSMISIEI PRIN LANȚ	169
5.2. INDICATORI DE FIABILITATE	171
5.3. FIABILITATEA LA RUPERE	176
5.4. FIABILITATEA FUNCȚIONALĂ DIN PUNCTUL DE VEDERE AL UZĂRII	179
5.5. ÎNCERCĂRI ACCELERATE ȘI FORȚATE DE EVALUARE A FIABILITĂȚII TRANSMISIILOR MECANICE	182
5.6. TESTE GRAFICE PENTRU DETERMINAREA FIABILITĂȚII	184
5.7. PROCESUL DE DEFECTARE	187
5.7.1. DEFECȚIUNI GENERATE DE CONCEPȚIA CONSTRUCTIVĂ, DE CONCEPȚIA TEHNOLOGICĂ ȘI DE EXECUȚIE	191
5.7.2. DEFECȚIUNI CAUZATE DE UZARE	193
5.7.3. DEFECȚIUNI CAUZATE DE DEFORMAȚII ȘI ȘOCURI	197
5.7.4. DEFECȚIUNI CAUZATE DE MEDIUL AMBIANT	199
5.7.5. DEFECȚIUNI PROVOCATE DE FACTORUL UMAN	199
5.8. CALCULUL FIABILITĂȚII PREVIZIONALE	200
CONCLUZII FINALE	203
BIBLIOGRAFIE	206

LEGENDA NOTAȚILOR FOLOSITE ÎN LUCRARE

- a_1 - accelerația lanțului în lungul ramurii conducătoare [mm/s²] ;
- A_p - distanța dintre axele roților de lanț în pași de lanț;
- B - lungimea dintelui [mm];
- b_i - lățimea interioară a eclisei în secțiunea mijlocie [mm];
- b_e - lățimea exterioară a eclisei [mm];
- C_p - coeficient de încărcare;
- C_s - coeficient de suprasarcină (șoc);
- C_f - coeficientul drumului de frecare;
- C_A - coeficientul distanței dintre axe;
- C_a - coeficientul numărului de arbori ai transmisiei;
- C_c - coeficientul tipului constructiv de lanț;
- C_1 - coeficientul de formă al zalei de legătură;
- C_h - coeficientul de durată de serviciu;
- C_u - coeficientul regimului de ungere;
- C_{st} - coeficientul de siguranță static;
- C_v - coeficientul de siguranță efectiv la solicitări variabile;
- C_{er} - coeficient de rigiditate relativă a lanțului;
- E_c - energia cinetică specifică de ciocnire a articulației lanțului [J/ m²]
- E - modulul de elasticitate longitudinal al materialului dintelui[N/mm²]
- ε_a - concentrația particulelor abrazive [%];
- f_t - vibrațiile transversale ale ramurii;
- f - săgeata ramurii conduse;
- f_r - săgeata relativă a ramurii inferioare;
- F_t - forța tangențială [N];
- F_c - forța de întindere a ramurilor lanțului [N];
- F_g - forța de întindere datorată greutateii ramurilor transmisiei [N];
- F_d - forța dinamică [N];
- F_{es} - forța statică echivalentă [N];
- g - grosimea eclisei [mm];

h - grosimea filmului de lubrifiant;
 h_{uz} - alungirea lanțului ca urmare a procesului de uzare [mm];
 i_{rm} - raportul de transmitere real mediu;
 I_{uhbint} - intensitatea de uzare a bucșei la interior;
 I_{uhrext} - intensitatea de uzare a bucșei la exterior;
 I_{uhb} - intensitatea de uzare a bolțului
 j - joc
 L_1 - lungimea lanțului [mm];
 m_L - masa ramurii conducătoare;
 m_r - masa roților conduse;
 P_D - puterea limită admisibilă [kW];
 P_{1n} - puterea nominală de acționare [kW];
 p - pasul lanțului [mm];
 p_{cef} - presiunea de contact medie efectivă din articulațiile lanțului [MPa];
 p_a - presiunea admisibilă [MPa];
 q - masa lanțului pe unitatea de lungime [kg/ 1 m lanț];
 ρ_l - densitatea de lungime a masei lanțului [kg/ m];
 r - numărul gradelor de libertate dinamică;
 r_a - raza medie a particulelor abrazive [mm];
 t_h - durata de funcționare [în ore];
 t_t - durata parcurgerii traseului complet al unei zale de lanț;
 M_t - momentul de torsiune;
 v_m - viteza medie a lanțului [mm/ s];
 X - numărul de zale;
 $\beta_{1,2}$ - unghiul de înfășurare poligonală a lanțului pe cele două roți;
 α - coeficientul de concentrarea tensiunilor ;
 γ - coeficientul de calitate a suprafeței;
 γ_d - unghiul flancului dintelui;
 λ - ordinul de mărime al armonicii considerate a frecvențelor proprii ale ramurii;
 $z_{1,2}$ - numărul de dinți ai roților conducătoare și conduse;
 η - vâscozitatea dinamică a lubrifiantului la temperatura medie de funcționare;

ω_1, ω_2 - vitezele unghiulare ale celor două roți [rad/ s];

σ_{t0} - tensiunea la întindere a eclisei în secțiunea de la mijloc [N/ mm²];

σ_g - tensiunea de contact pe gaura de bolț [N/mm²];

σ_f - tensiunea tangentială de forfecare a eclisei datorită bolțului [N/ mm²];

σ_θ - tensiunea normală circumferențială tangențială considerată după formula lui Lamé [N/ mm²];

σ_{max} - tensiunea maximă, în secțiunea cu concentrator [N/ mm²];

σ_a - rezistența admisibilă la rupere a particulelor abrazive [MPa].

1. INTRODUCERE

Transmisia mecanică este un sistem de corpuri (elemente) care transformă mișcarea mai multor corpuri (elemente conducătoare) în mișcări necesare ale altor corpuri (elemente conduse). Practica a demonstrat că oricât de automatizată sau robotizată este o mașină, transmisia mecanică este indispensabilă.

În ultimul timp în domeniul transmisiilor mecanice au apărut clase noi de transmisii: armonice, cu roți de fricțiune pentru turații înalte, cu roți de fricțiune cu inversarea rapidă a sensului de rotație, noi tipuri de angrenaje, reductoare suspendate cu roți dințate și altele. Acest lucru însă nu a împiedicat aducerea de îmbunătățiri substanțiale la unele transmisii apărute mai demult, reductoare cu bolțuri, variatoare cu lanțuri etc.

În industria ușoară majoritatea utilajelor au în componență transmisii cu lanț, cum ar fi :

- 1.) mecanismul cu camă pentru mișcarea băncii inelelor cu revenire automată (UNIREA 4R);
- 2.) mecanismul cu camă pentru mișcarea băncii inelelor cu readucere manuală în poziția inițială;
- 3.) mașina de răsucit Almma-Saurer;
- 4.) transmisia intermediară dreapta la flaireul T;
- 5.) mecanismul de tragere și înfășurare al balotului la mașinile de tricotate circulare etc.

Tema pe care mi-am propus-o de analizat este **“Contribuții la calculul durabilității și deformabilității unor lanțuri articulate utilizate în industria textilă”**.

La mașinile textile multiposturi se folosesc în mecanismul de înfășurare pentru a transmite mișcarea specifică unisens băncii cu inele, diferite tipuri de transmisii cu elemente flexibile.

Există mai multe posibilități de realizare practică a acestor transmisii cu elemente flexibile:

1. - cu cablu flexibil încărcat cu vulcolan;
2. - cu bandă flexibilă;

3. - cu lanț Fleyer obișnuit;
4. - cu lanț Fleyer de înaltă rezistență.

Avantajele și dezavantajele transmisiilor mai sus menționate au fost sintetizate în tabelul 1.1. :

Tabelul 1.1.

Sistem	1	2	3	4
Caracteristici				
Uzura	f. redusă	redusă	f. mare	redusă
Alungire elastică	f. redusă	f. redusă	mare	redusă
Alungire datorită uzurii	nulă	nulă	f. mare	redusă
Necesitatea ungerii	fără	cu ungere	cu ungere frecventă	cu ungere frecventă
Numar de flexiuni admise	mare	redus	mare	f. mare
Sarcina transmisă	mare	medie	mare	f. mare
Raport de transmitere	constant	constant	variabil	variabil
Modul de aprovizionare	import	import	I.M.Cugir	I.M.Cugir

Analiza tehnico-economică arată că transmisiile cu lanțuri articulate fleyer de înaltă rezistență prezintă avantaje din mai multe puncte de vedere față de celelalte sisteme utilizate în prezent ceea ce justifică studiul pentru a le mari durabilitatea.

Transmisiile prin lanțuri în timpul funcționării transmit fluxul de forță, cuplele de frecare având o mișcare oscilantă de alunecare. Durabilitatea unei transmisii prin lanț este în principal determinată de durabilitatea lanțului.

Importanța tehnică și economică a lanțurilor ca organ flexibil, este cunoscută și este reflectată prin sarcinile ce revin industriei constructoare de mașini de a asigura lanțuri de calitate și cu performanțe ridicate de durabilitate.

Datorită multiplelor domenii de utilizare și avantajelor pe care le prezintă o transmisie cu lanț, studiul acestor transmisii rămâne o problemă mereu în actualitate.

Principalele **avantaje** ale transmisiilor prin lanț sunt:

- 1.) - transmit puteri relativ mari la unul sau mai mulți arbori;
- 2.) - funcționează satisfăcător și în condiții grele de exploatare (praf, coroziune);
- 3.) - introduc încărcări reduse pe arbori;
- 4.) - au un gabarit redus;
- 5.) - randamentul este relativ mare;
- 6.) - lanțul nu alunecă pe roți iar capetele acestuia se îmbină ușor;
- 7.) - necesită unghiuri mai mici de înfășurare deci și roți de diametru mai mic.

Inevitabil, o transmisie prin lanț are și **dezavantaje** ca de exemplu:

- 1.) - cer montaj precis al arborilor și roților;
- 2.) - întreținerea este pretențioasă, uzura inevitabilă și prin urmare durabilitatea limitată;
- 3.) - transmit șocurile și vibrațiile;
- 4.) - produc vibrații și zgomot;
- 5.) - au un mers neuniform (viteza unghiulară variabilă la roata condusă);
- 6.) - preț de cost ridicat.

În condiții normale de funcționare și lucrând în două schimburi, o transmisie prin lanț durează de la 1,2 până la 1,5 ani.

Printr-o prelucrare îngrijită a lanțului și roților, un montaj cât mai precis și o exploatare rațională, durabilitatea transmisiei poate fi mărită până la 10 ani.

În cadrul problemelor fundamentale care stau în fața cercetării cerute de asigurarea în cele mai bune condiții a exploatării lanțurilor se găsesc cele de sporire a sarcinilor de utilizare în condițiile realizării siguranței în funcționare la standardele înalte ale tehnicii moderne prin utilizarea la maxim a capacității portante.

La proiectarea elementelor constructive ale lanțului trebuie să se țină seama de: materialul din care se confecționează lanțul, durata de utilizare, greutatea proprie, tehnologia de execuție, toleranțele dimensionale și prețul de cost.

În timpul utilizării unui lanț, la verificare se recomandă stabilirea gradului de uzură, a creșterilor pe zale și a alungirii zalelor.

Scoaterea din funcțiune a unui lanț are la bază una sau mai multe din următoarele cauze:

- uzarea elementelor componente (bucșe, bolțuri);
- uzarea roților de lanț;
- ruperea la oboseală a ecliselor lanțului;

- ruperea la oboseală a bolțurilor;
- distrugerea rozelor , etc.

Apariția proceselor de uzare de tip adeziv și/ sau de tip abraziv este legată de raportul dintre înălțimea rugozităților și grosimea filmului de lubrifiant din zona de contact a diferitelor cuple de frecare.

În timpul exploatării unei transmisii cu lanț se intercondiționează parametri constructivi (elemente geometrice, precizia tehnologică de execuție și de montaj, caracteristicile mecanice ale materialelor) cu cei funcționali (sarcina, viteza, lubrifiantul, mediul de funcționare etc.). Această intercondiționare face ca transmisia prin lanț să fie considerată ,din punctul de vedere al durabilității și al fiabilității ca un sistem complex.

Cresterea preciziei de calcul a durabilitatii si a fiabilitatii unor astfel de lanturi articulate utilizate in industria textila are o importanta deosebita in sporirea duratei de viata a utilajelor respective si in asigurarea inaltei calitati a produselor textile . De aceea , tratarea temei propuse are o mare importanta.

1.1. STADIUL ACTUAL PRIVIND CALCULUL DURABILITĂȚII ȘI DEFORMABILITĂȚII LANȚURILOR ARTICULATE ÎN INDUSTRIA TEXTILĂ

Datorită diversității de condiții în care lucrează , a regimurilor deosebite de solicitare, lanțurile articulate trebuie realizate din oțeluri cât mai bune , tratate termic corespunzător. Aceste elemente, împreună cu precizia de execuție și montaj, constituie unele din cele mai importante caracteristici care asigură calitatea și durabilitatea transmisiilor cu lanț. Problema durabilității transmisiilor cu lanț și a siguranței lor în exploatare este în principal determinată de capacitatea de rezistență a elementelor acestora împotriva diverselor tipuri de avarii. Pentru stabilirea siguranței în exploatare cele mai folosite caracteristici sunt criteriile de durabilitate la oboseală sau uzură și capacitatea portantă.

De aceea pentru studiul durabilității și deformabilității lanțurilor articulate în industria textilă sunt necesare urmărirea următoarelor aspecte:

1) - cercetarea oțelurilor și a tratamentelor termice folosite la fabricarea elementelor lanțurilor stabilindu-se caracteristicile mecanice optime și modul de obținere al acestora.

2) - studiul preciziei de execuție și de montaj în vederea îmbunătățirii metodelor actuale de calcul a preciziei lanțurilor, stabilirea unor variante dimensionale optime pentru elementele lanțurilor, stabilirea influenței erorilor de fabricație , de montaj asupra eforturilor din lanțuri, respectiv asupra durabilității acestora etc.

3) - stabilirea tesionilor din elementele lanțurilor articulate având drept scop stabilirea unor metode de calcul cât mai aproape de realitate, verificate experimental (fotoelastic și prin tensometrie electrică) pentru a putea fi folosită la calculul de rezistență al elementelor lanțurilor și în final al durabilității la oboseală a acestora.

Scoaterea din funcțiune a transmisiilor cu lanțuri se datorește în principal ruperii ecliselor în ochiul acestora, slăbirii ajustajelor cu strângere , mai rar spargerii rozelor sau ruperii bolțurilor. De cele mai multe ori, lanțul este scos din exploatare din cauza unor ruperi repetate la oboseală, fără ca uzura elementelor componente să fie atât de pronunțată încât să pericliteze buna funcționare a transmisiei.

În Germania există o veche tradiție în fabricarea și exploatarea lanțurilor (DIN).

La noi în țară preocupările în acest domeniu nu au fost sistematice , din mai multe motive, dintre care se pot aminti:

- utilaje pretențioase , cu valori de investiție mare;

- lipsa utilajelor din dotarea laboratoarelor uzinale de încercări;
- achiziționarea sortimentelor de la lanțuri pentru instalații pretențioase din import (GERMANIA,RUSIA etc.);
- nu au fost create laboratoare corespunzătoare pentru investigarea comportării mecanice la solicitări repetate.

Acordând o atenție cuvenită cercetării asupra lanțurilor și asupra creșterii durabilității lor vom ajunge să fabricăm sortimente de lanțuri de înaltă calitate, competitive cu durabilitatea instalațiilor complexe în care sunt integrate. Astfel se vor evita ruperile premature de lanțuri după un număr redus de cicluri de funcționare.

Din expunerea aspectelor de testare a durabilității lanțurilor , în principal a lanțurilor articulate rezultă :

- este necesară și justificată cercetarea multiplelor aspecte ale fiabilității lanțurilor;
- se impune o mai riguroasă verificare a zalelor din punct de vedere dimensional, neuniformitatea dimensională cu depășirea abaterilor limită va înrăutăți exploatarea lanțurilor;
- prin testarea durabilității , prin lărgirea preocupărilor de investigare în domeniul încercărilor de recepție se va ajunge la îmbunătățirea calitativă a producției de lanțuri.

Pentru a evita perturbarea unui întreg proces tehnologic prin întreruperea funcționării unor utilaje indispensabile , încă din faza de proiectare se va urmări respectarea următoarelor cerințe de bază:

- asigurarea accesibilității, adică a posibilității de montare și demontare a organelor componente precum și de măsurare directă a unor mărimi fizice : temperatură, nivel ulei, viteze, momente etc. în timpul funcționării;
- determinarea defecțiunilor specifice , a modului și mijloacelor de înlăturare rapidă a acestora;
- asigurarea unor perioade de timp pentru remedierea oricărei defecțiuni.

1.2 CONSIDERATII MONOGRAFICE ASUPRA TRANSMISIILOR MECANICE INTALNITE LA UTILAJELE DIN INDUSTRIA TRICOTAJELOR

In cadrul economiei nationale , industria textila ocupa un loc deosebit de important.

Producand articole de imbracaminte din cele mai variate industria textila contribuie la imbunatatirea conditiilor de viata , prin marirea continua a volumului de produse ,prin largirea gamei de produse , prin cresterea calitatii acestora si prin dezvoltarea schimburilor externe comerciale.

De aceea trebuie sa ne preocupam permanent pentru a avea o industrie textila cu un nivel de organizare ridicat , bine utilata.

Principalele sectoare ale industriei textile sunt :

- sectorul filaturii ;
- sectorul tesatoriei ;
- sectorul tricotajelor ;
- sectorul confectiilor

si nu in ultimul rand sectorul de finisare prin care produsele textile primesc un aspect corespunzator cerintelor consumatorilor .

Pentru a obtine produse de calitate in industria textila s-a pus un accent deosebit pe modernizarea utilajului , prin imbunatatirea sistemelor de transmisie ale acestora.

Tema tezei de doctorat " **CONTRIBUTII LA CALCULUL DURABILITATII SI DEFORMABILITATII UNOR LANTURI ARTICULATE UTILIZATE IN INDUSTRIA TEXTILA**" se inscrie si ea in categoria preocuparilor actuale manifestate la nivel national si mondial.

Domeniul in care lucrez a determinat studierea si cautarea de solutii in sectorul tricotajelor de bumbac referirea facandu-se la utilajele din acest sector .

Tricotatul mecanic a aparut in anul 1589 , cand Wiliam Lee a inventat prima masina de tricotat . Aceasta inventie a dat un impuls puternic dezvoltarii industriei tricotajelor.

In anul 1775 s-a inventat prima masina rectilinie de tricotat cu urzeala pentru ca 23 de ani mai tarziu in 1798 sa se produca tricoturi pe masini circulare , cu ace cu carlig .

In anul 1863 Wiliam Cotton perfectioneaza masina de tricotat mecanica aparand tricotel fasonat , iar in anul 1866 se inventeaza masina rectilinie cu ace cu limba.

Primele masini rapide de tricotat cu urzeala cu doua fonturi sunt construite in anul 1912 iar in anul 1915 apare masina interloc si o data cu aceasta si tricotel cu acelasi nume.

In Romania , primele ateliere de tricotaje iau nastere pe la sfarsitul secolului al XIX - lea. Primul a luat fiinta in jurul anului 1880 , in orasul Sibiu dotat cu masini manuale de tricotel .

Dupa 1925 s-au introdus in Romania masinile de tricotel actionate mecanic.

Tabelul. 1.2

Caracteristici Grupă de transmisie mecanică		Transmisii prin frecare					
		Roți de frecțiune	Curele de transmisie		Variatoare		
			late	trapezoidale	Cu curea	Cu lanț	Cu contact direct
1.) Performanțe Functionale	Puterea max. (normal-extrem)	25...200	$(1,5\div 36)10^2$	$(1,0\div 4,0)10^2$	20,1...15 (45)	(0,16...75) 130	0,1...50 (150)
	Viteza periferică maximă [m/s] (normal-extrem)	25...50	60...120	25...40			
	Raport de transmitere [-] (normal-extrem)	1/6...6 (10)	1/5...5 (20)	1/8...8 (15)			
	Viteza unghiulară maximă	10^3	$20 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^2$			
	Durabilitatea la oboseală sau uzură [h]	Limitată de uzură	Limitată de oboseală sau uzură $(2...5)10^3...10^4$				
	Randamente mecanice medii [-]	0,90...0,98	0,90÷ 0,98	0,92÷ 0,94	0,85÷ 0,9	0,85÷ 0,96	0,75÷ 0,95
	Viteza unghiulară la ieșire [$rad \cdot s^{-1}$]				50÷400	50÷700	0...400
	Gama de reglare (n_{max} / n_{min})				3,5	6	2...8
2.) Gabarit	Volumic [dm^3 / kw]	20...3,0	4,0...0,5	6,0...1,5			
	Masic [kg / kw]	30...8,0	3,0...0,4	5,0...1,0			
3.) Materiale , tehnologie de execuție	Materiale ieftine , tehnologii relativ simple.						
4.) Deficiențe constructive și funcționale	Gabarite mari , durabilitate redusă , încărcări neraționale ale lagărelor , raport de transmitere variabil cu sarcina (alunecare elastică).						
5.) Calități principale	Funcționare silențioasă , caracter amortizor , simplitate constructivă , costuri reduse de exploatare .						

Tabelul. 1.3

Caracteristici mecanică		Transmisii prin angrenare					
		Roți dințate			lanțuri de transmisie	Curele sincrone	
		cilindrice	conice	melcate			
1.) Performante Funcționale	Putere max. [kw] (normal-extrem)	$(3...65)10^3$	$(5...40)10^2$	$(1,2...10)10^2$	200($4 \cdot 10^3$)	100...400	
	Viteza periferică maximă [m/s] (normal-extrem)	50...210	40...130	25...70	25...50	40...70	
	Raport de transmitere [-] (normal-extrem)	1/8...8 (10)	1/5...5 (8)	5...50 (300)	1/6...6 (10)	1/8...8 (12)	
	Viteza unghiulară maximă [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]	$15 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$40 \cdot 10^2$	10^3	$3 \cdot 10^3$	
	Durabilitatea la oboseală sau uzură [h]	Nelimitată			Limitată de uzură	Limitată de uzură sau oboseală $2 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^4$	Ridicată
	Randamente mecanice medii [-]	0,93...0,97	0,97÷0,98	0,5...0,9	0,97...0,98	0,96...0,98	
2.) Gabarit	Volumic [dm^3 / kw]	0,6÷0,7	1,8÷0,4	0,5÷0,2	2,0...0,5	1,0...0,25	
	Masic [kg / kw]	0,7÷0,6	2,5÷0,6	4,5÷0,2	10...6	4,0...1,0	
3.) Materiale , tehnologie de execuție	Materiale scumpe , uneori deficitare , echipamente tehnologice specializate , execuție pretențioasă .						
4.) Deficiențe constructive și funcționale	Zgomot în funcționare	Randamente reduse		Efect poligonal	Restricții la utilizare și aprov.		
	Costuri ridicate de exploatare						
5.) Calități principale	Precizie cinematică gabarite minime , durabilitate maximă			Distanțe relativ mari între axe	Funcționare silențioasă și riguros sincronă.		

Motorul 1 transmite miscarea prin arborele 2 , iar acesta prin cuplajul 3 transmite miscarea de rotatie arborelui 4 . Pe arborele 4 este montat surubul fara sfarsit 5 , care angreneaza cu roata melcata 6 , pe care este montata o culisa 7 , in care intra piesa prismatica 8 , prevazuta in interior cu filet corespunzator unui ax filetat .Cu ajutorul axului se fixeaza piesa mai aproape sau mai departe de centrul de rotatie al rotii 6 . In piesa 8 este fixat un bolt 9 , care face legatura cu piatra de culisa 10 , care culiseaza in culisa 11 a piesei 12 .

Datorita miscarii de rotatie a rotii 6 , piesa 8 descrie un cerc cu raza egala cu distanta de la centrul piesei de rotatie a rotii . In felul acesta piatra de culisa 10 va impinge piesa 12 si-i va da o miscare de du-te - vino . Piesa 12 fiind fixata pe cremaliera 13 ii va imprima si acesteia o miscare de du-te - vino . Cremaliera se sprijina pe rulmentii 14 si angreneaza prin dintii ei roata dintata 15 care se va roti in sensul S . La deplasarea cremalierii spre stanga , roata 15 se va roti in sensul S1 . Rezulta deci ca roata 15 va avea o miscare de oscilatie pe care o va transmite si arborelui 16 .

Pe arborele 16 este montata roata de lant 17 , care va transmite prin lantul 18 o miscare de oscilatie rotii de lant 19 , pe arborele 20 . Pe acelasi arbore este fixata si roata de lant 21 . Pe rotile 21 si 22 se infasoara lantul 23 , care va primi o miscare de du-te - vino de la roata 21 . Capetele lantului 23 sunt legate prin piesa 24 , cu ajutorul careia se cupleaza lantul de sania cu lacate si astfel sania va primi o miscare de deplasare laterala de-a lungul fonturilor cu ace . Mecanismul este inchis intr-o cutie in care se gaseste ulei , in vederea ungerii principalelor organe ale mecanismului .

Maschinele rectilinie de tricatat automate folosite in intreprinderile de tricotaje din tara noastra sunt dotate cu mecanism de comanda cu lant de diferite tipuri constructive ca de exemplu maschinele Supramat - A , Supramat -B din seria masinilor Universal . La aceste masini mecanismul de comanda este montat pe suportul 2 fixat pe peretele lateral din dreapta de deasupra motorului electric de actionare 3 . Comenzile automate se transmit de la butoanele 4 fixate pe lantul 5 actionat printr-un taambur de transport . Miscarea de rotatie , respectiv inaintarea lantului , se transmite printr-un sistem de transmitere a miscarii de la sania lacatelor . Lantul de comanda e prevazut cu 12 trasee pe care sunt fixate butoanele de comanda , de la care prin intermediul unui sistem de parghii si tije se transmit comenzile diferitelor mecanisme sau dispozitive ale masinii conform figurii 1.2

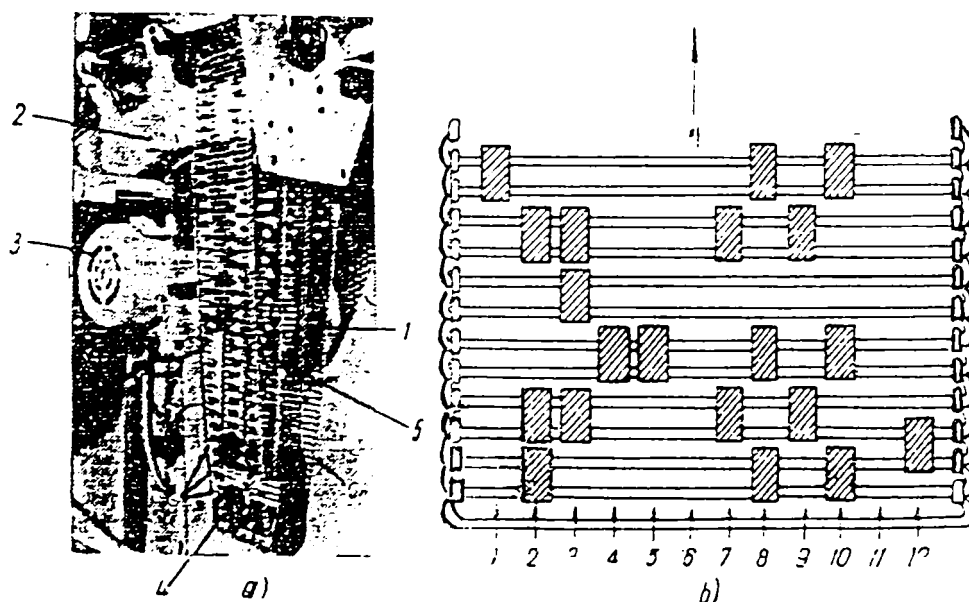


Figura 1.2 Lant de comanda la masina rectilinie de tricatat

Astfel :

- Traseul 1 transmite comenzile dispozitivului economizor al lantului ;
- Traseul 2 transmite comenzile tamburului pentru modelele din fata ;
- Traseul 3 transmite comenzile tamburului pentru modelele din spate ;
- Traseul 4 si 5 executa reglarea automata a desimii tricotului ;
- Traseul 6 actioneaza asupra dispozitivului de oprire automata a masinii ;
- Traseele 7, 8, 9, 10 transmit fiecare comenzile la cate un conducator de fir ;
- Traseul 11 comanda deplasarea fonturii din spate spre dreapta ;
- Traseul 12 comanda deplasarea fonturii din spate spre stanga ;

Fata de masinile de tricatat rectilinii , masinile de tricatat circulare prezinta numeroase avantaje , fapt care le impune ca utilaje de baza in industria tricotajelor.

Unul din principalele avantaje este ca un sistem care formeaza ochiurile intr-o miscare circulara continua poate fi actionat cu o viteza mai mare decat un sistem care lucreaza intr-o miscare rectilinie alternativa care este legat de puncte de intoarcere la extremitatile cursei . Alte avantaje sunt :

- posibilitatea amplasarii unui numar mare de sisteme de tricatat pe circumferinta masinii si deci productivitate mai mare ;
- deservirea unui numar mai mare de masini de catre un singur muncitor ;
- caracteristici ale tricotului mai bune si diversitate mai mare de tricoturi ;
- randament ridicat etc.

La masinile de tricatat circulare ca si la masinile de tricatat rectilinii se interconditioneaza toate tipurile de transmisii mecanice .

Astfel la masina de tricatat circulara " Carpati " transmiterea miscarii se face dupa urmatoarea schema :

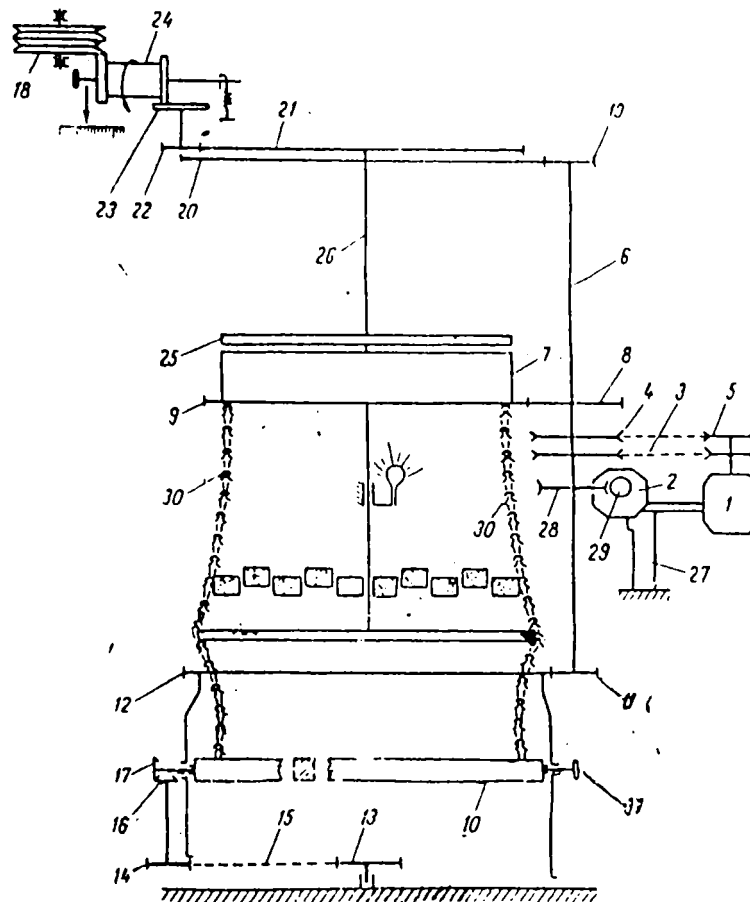


Figura 1.3 Mecanismul de transmitere a miscarii la masina circulara de tricatat " Carpati "

Transmiterea miscarii se face de la motorul electric 1 care serveste pentru viteza normala de lucru . Pentru viteza foarte mica necesara in timpul reglarii sau al unor mici reparatii masina este dotata cu motorul electric 2 .

625.470/191

De la motorul 1 prin curelele trapezoidale 3 , si rotile 4 si 5 miscarea se transmite arborelui principal 6 , de unde miscarea porneste in patru directii principale :

- 1) la cilindrul cu ace 7 prin rotile dintate 8 si 9
- 2) la barele colectoare de tricot 10 prin rotile dintate 11 , 12 , 14 , lantul 15 si rotile dintate conice 16 si 17
- 3) la furnizoarele de fir 18 prin intermediul rotilor dintate 19 , 20 , 21 , 22, discur 23 si tamburul 24
- 4) la discul cu ace 25 prin intermediul rotilor dintate 19 si 20 si axul 26

O alta masina circulara de productie romaneasca folosita in industria tricotajelor este masina de tricotat TEXTIMA la care se regaseste transmisia cu lant la mecanismul de tragere si infasurare a tricotului .

Tricotul produs se infasoara pe un sul numit sulul tricotului , care este dispus in partea din fata a masinii . Infasurarea tricotului se face ca in schema din figura 1.4

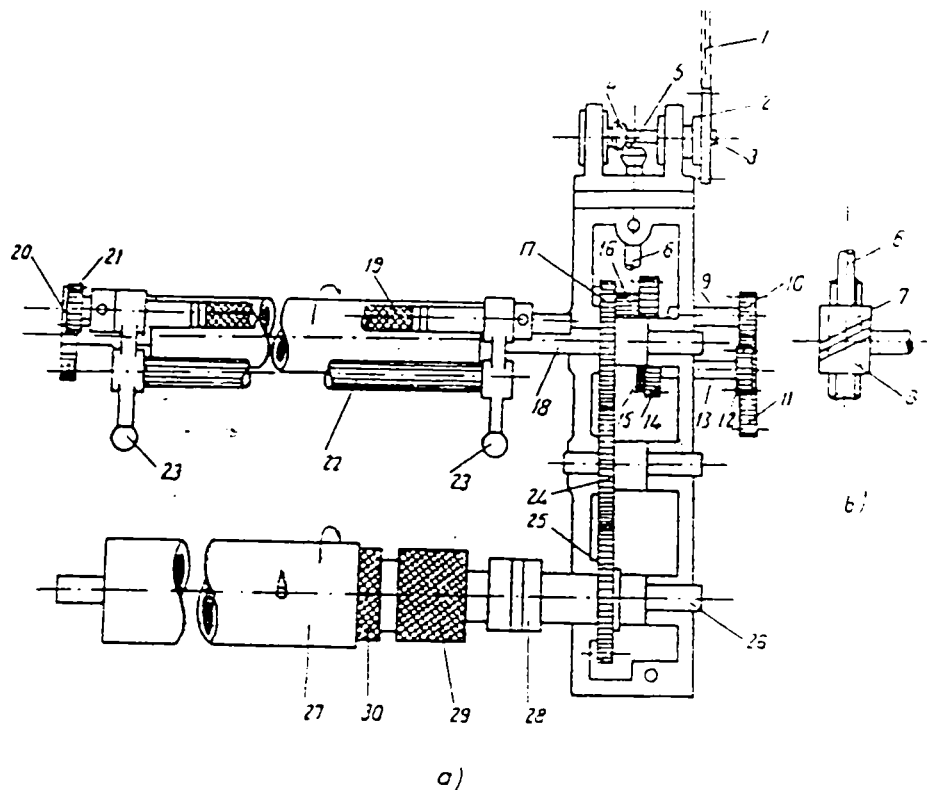


Figura 1.4 . Mecanismul de infasurare a tricotului la masina de tricotat circulara TEXTIMA

Transmiterea miscarii se face de la arborele principal printr-un lant cu zale . Lantul Galle 1 transmite miscarea rotii de lant 2 fixata pe arborele 3 . Pe arborele 3 este montata roata dintata conica 4 , care transmite miscarea rotii dintate conice 5 , fixata pe arborele 6 . Pe arborele 6 (figura. b) este surubul fara sfarsit 7 care angreneaza cu roata melcata 8 fixata pe arborele 9 . Pe arborele 9 este montata roata dintata 10 care angreneaza cu roata intermediara 11 .

Aceasta angreneaza cu roata dintata 12 , fixata pe arborele 13 , pe care este fixata si roata dintata 15 . Pe acelasi arbore cu roata dintata 15 este montata si roata dintata 16 , care angreneaza cu roata dintata 17 fixata pe arborele 18 al sulului de

tragere si astfel acesta primete miscarea de rotatie necesara tragerii tricotului. Pentru micșorarea rularii marginilor tricotului se foloseste arborele 19 , care primete miscarea de sens invers de la roțile dintate 20 si 21 .

Arborele 22 care calca pe sulul de tragere al tricotului , se poate ridica manual cu ajutorul manerelor 23.

Transmiterea miscarii la sulul de infasurare a tricotului se face de la roata dintata 17 prin roțile dintate 24 si 25. Roata dintata 25 ,care este libera pe arborele 26 , face legatura cu sulul 27, prin cuplajul elastic 28 , cu ajutorul caruia se poate regla tensiunea din tricot . Cu cat discurile se preseaza mai mult unul pe altul , cu atat sulul de infasurare al tricotului 27 se roteste mai repede. Cand presiunea intre discuri este foarte mica , roata dintata 25 se roteste fara sa antreneze si sulul 27. Reglarea presiunii discurilor 28 se realizeaza cu piulitele 29 si 30.

Tema tezei de doctorat implica aprofundarea metodelor de incercari ale metalelor pentru lanturile articulate ca organ flexibil .

Lanturile au fost studiate inca din secolul trecut . Astfel W.A.Julius Albert in anul 1828 efectueaza primele incercari de oboseala pentru lanturi ,stabilind prima rupere la oboseala a unui lant .

Desi primele incercari de materiale s-au facut de catre Galileo Galilei (1564-1642), E .Mariotte (1620-1680) ,R. Hooke (1635-1703) si altii , la noi in tara primele laboratoare apar abia la sfarsitul secolului trecut prin initiativa eminentului inginer A. Saligny (1854-1925) , care a infiintat primul laborator de incercari mecanice , dotat cu o masina de incercat cu actionare mecanica de 70 kN. .

Timisoara are si este un nucleu de baza in incercarile de materiale. Astfel in 1923 ia fiinta laboratorul de incercari de materiale al Scolii Politehnice din Timisoara sub conducerea profesorului emerit C.C.Teodorescu care colaboreaza strans cu Atelierele C.F.R. Timisoara si Atelierele tramvaielor Timisoara.

In 1953 Academia R.S.Romania infiinteaza o sectie de incercari la oboseala si ruperi fragile , tot la Timisoara , in cadrul Centrului de cercetari tehnice.

Toate acestea au determinat crearea de colective de oameni inimosi care au ca preocupare permanenta gasirea de solutii pentru imbunatatirea si prelungirea duratei de viata a utilajelor folosite in industrie .

1.3. CLASIFICAREA TRANSMISIILOR PRIN LANȚ

Se enumera in cele ce urmeaza , principalele criterii de clasificare a transmisiilor prin lanț :

A. după numărul de roți conduse:

- transmisiile prin lanț cu o roată condusă;
- transmisiile prin lanț cu două roți conduse;
- transmisiile prin lanț cu mai multe roți conduse.

B. după modul de amplasare:

- transmisiile prin lanț orizontale;
- transmisiile prin lanț înclinate $\theta \leq 0,785$ rad sau cu $1,57$ rad $> \theta > 0,785$ rad.

C. după poziția ramurii active:

- transmisiile prin lanț cu ramura inferioară activă (pentru condiții normale de execuție, amplasare și exploatare);
- transmisiile prin lanț cu ramura superioară activă (pentru transmisiile apropiate de cele verticale, pentru transmisiile cu distanța mică între axele roților $A_r < 30 p$ și raportul de transmitere $i_{mm} > 2$, pentru transmisiile orizontale cu distanța mare între axele roților $A_r > 60 p$ și număr mic de dinți ai roților).

D. după sistemul de reglare :

- transmisiile prin lanț cu distanța între axele roților constantă și cu reglarea întinderii lanțului prin înderpărtarea unor zale;
- transmisiile prin lanț cu distanța între axele roților constantă și cu role de întindere sau presare;
- transmisiile prin lanț cu distanța între axele roților variabilă.

E. după tipul lanțului:

- transmisiile prin lanț cu eclise dințate;
- transmisiile prin lanț cu role, bușe sau bolțuri.

F. după sistemul de ungere:

- transmisiile prin lanț cu ungere periodică;
- transmisiile prin lanț cu ungere prin picurare;
- transmisiile prin lanț cu ungere continuă (în baie de ulei sau cu pompa).

- 1.4. CLASIFICAREA LANȚURILOR ARTICULATE

Lanțurile articulate cu zale se pot clasifica după mai multe criterii enumerate în tabelul 1.4.

Tabelul 1.4

Tipuri de lanțuri articulate cu zale pentru transmisii

Clasificare generală

Lanțuri articulate	- după utilizare:	- de transmisie - de transport - de tracțiune
	- după lungimea zalelor:	- cu zale scurte - cu zale lungi
	- după numărul de rânduri de zale:	- cu un rând de zale (lanțuri simple) - cu mai multe rânduri de zale (lanțuri multiple)

Lanțurile articulate de transmisie care fac obiectul de studiu al acestei lucrări sunt clasificate în tabelul 1.5.

Tabelul 1.5. Clasificarea lanțurilor articulate de transmisie

(după STAS 2577-77)

Lanțuri articulate de transmisie:	- cu bolțuri:	- cu eclise simple - cu eclise multiple - fără spațiu liber între eclise (tip Fleyer)
	- cu buceșe:	- cu buceșe simple - cu buceșe multiple
	- cu role:	- cu un rând de zale (lanțuri simple) - cu mai multe rânduri de zale (lanțuri multiple) - cu eclise cotite

	- cu zale cotate fasonate	
	- cu bolțuri și role	
	- cu eclise dințate	- cu ghidare laterală (exterioară) - cu ghidare la mijloc (interioară)
	- speciale pentru variatoare de turație (tip PIV)	

Lanturile cu bolțuri fără spațiu liber între eclise
(tip Fleyer) sunt standardizate conform STAS 4833-75

Lanturile Fleyer (figura 1.5) nu se pot folosi pe roți de lanț danturate, ci numai pe role astfel încât ele nu pot transmite cupluri. Asemenea lanțuri se folosesc numai ca lanțuri de tracțiune având o capacitate ridicată la prelucrarea sarcinilor statice (eclise fără spațiu între ele, bolțuri solificate numai la forfecare și presiune de contact fără încovoiere). Au rezistență la uzare în articulații mai ridicată decât lanțurile Galle, dar totuși relativ redusă, din care cauză pot fi folosite numai la viteze mici ($v_1 \leq 0,5 \text{ m/s}$) ca lanțuri de sarcină la mașini de ridicat în forje (la clește de forjă), la mașini și utilaje cu contragreutăți, în secțiile de laminoare, în industria textilă.

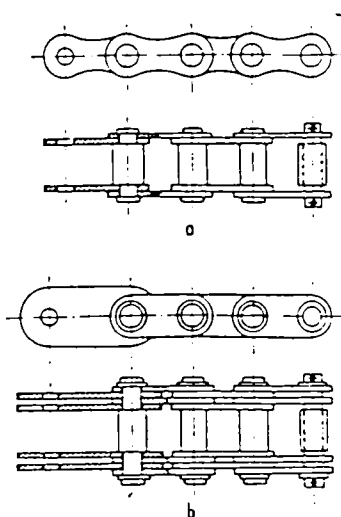


Figura 1.5. Lanturi articulate Fleyer

a.) lanturile cu bucse simple(figura 1.6) au în plus articulația între bolț și bucă, deci în construcția lor apar două tipuri de zale:

- zale interioare formate prin asamblarea bucăi cu eclisele interioare;
- zale exterioare formate prin asamblarea bolțului cu eclisele exterioare.

Articulația nu se mai formează între bolț și eclise, ci între bolț și bucă, cu o suprafață de contact în articulație mărită considerabil.

Prezintă dezavantajul că deplasarea bucăi pe flancul dinților roții de lanț se produce cu frecare de alunecare deci se poate folosi numai la viteze relativ mici $v_1 = 3-5$ m/s, fiind foarte indicat ca lanț de tracțiune și de transport deoarece are o capacitate ridicată de a prelua forțe de întindere statice.

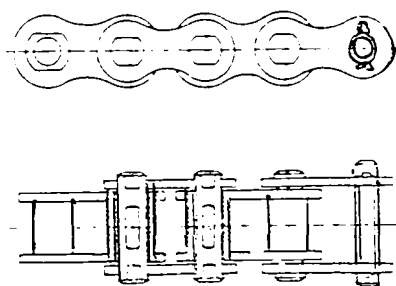


Figura 1.6. Lanturi articulate cu bucse

b.) lanturile cu bucse multiple(figura 1.7) sunt formate din mai multe bucse respectiv zale interioare fiind prevăzută în plus și cu role.

Prezintă o portanță ridicată la tracțiune numărul ecliselor pe o parte a lanțului fiind egal cu numărul bucășelor.

Presiunile de contact, drumurile de frecare și procesele de uzare sunt diferite în articulații crescând de la axa bolțului spre exterior rezultă uzura bucășelor e diferită $(n - 1)$ dintre acesta suportând procesul de uzare pe ambele suprafețe laterale interioară și exterioară.

Deoarece masa lanțului pe unitatea de lungime e relativ mare prezintă dezavantajul unei forțe centrifuge importante la viteze mari deci este indicat la sarcini mari dar viteze moderate.

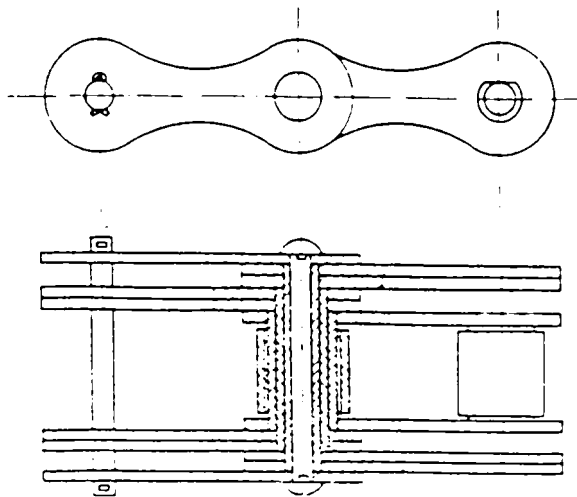


Figura 1.7. Lanturile articulate cu bucese multiple

Lanturile cu buçe și role realizează randament ridicat al transmisiei prin lanț

Uzura buçei și a danturii roții sunt mai reduse datorită mișcării de rostogolire a rolei pe flancul dintelui, iar buça nu mai preia direct șocul ciocnirii în procesul de angrenare al zalelor. Între rolă și buça există un strat de lubrifianț care contribuie apreciabil la amortizarea șocului ciocnirii dinte-rolă, la micșorarea zgomotului funcțional al transmisiei. Buça poate fi executată la o duritate mai ridicată mărind rezistența la uzare și deci durabilitatea lanțului.

Lanturile cu eclise cotite fasonate(figura 1.8) se construiesc din zale de aceeași formă, cu eclisele ușor cotite făcând corp comun cu buça, legate între ele prin bolțuri. Zalele se execută prin turnare din fontă modificată, iar bolțurile din oțel carbon de îmbunătățire. Deci acest tip de lanț prezintă o portanță ridicată la întindere și la uzarea în articulații precum și o construcție simplă și tehnologic avantajoasă.

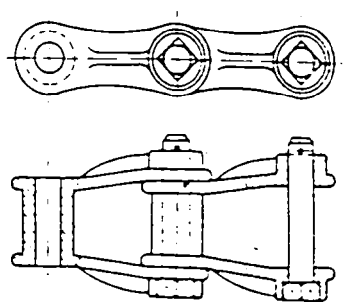


Figura 1.8. Lanturi articulate cu eclise cotite fasonate

Lanțurile cu bolturi și role (figura 1.9) prin adăugarea rolei permit viteze mai mari în sarcini relativ mici față de lanțurile Galle. Ele se folosesc mai ales în industria textilă.

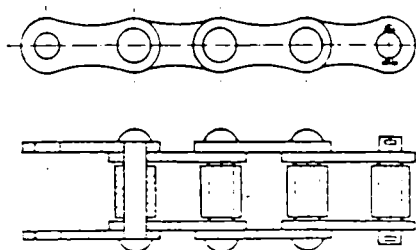


Figura 1.9. Lanțuri articulate cu bolturi și role

Lanțurile cu eclise și bolturi cu zale scurte (lanțuri Galle, figura 1.10.) sunt standardizate. Ele se fabrică în 3 tipuri:

- tip I pentru transmisie;
- tip II și III pentru tracțiune.

Viteza periferică maximă trebuie să nu depășească 0,3 m/s deoarece are o rezistență redusă la uzura în articulația bolt-eclisă, care prezintă o suprafață de contact mică.

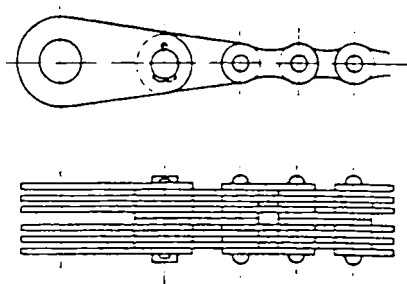


Figura 1.10. Lanțuri articulate cu eclise și bolturi

Lanțurile cu eclise și bolturi cu zale lungi sunt standardizate și se folosesc pentru viteze periferice maxime $v_{\max} = 0,2$ m/s.

Cele mai importante aspecte privind fabricarea lanțurilor sunt centralizate în tabelul 1.6

Tabelul 1.6 Aspecte privind fabricarea lanțurilor

Nr. crt.	Definierea prescripțiunii	Factori care intervin
1.	Asigurarea siguranței la proiectarea elementelor constructive ale lanțului	<ul style="list-style-type: none"> - Alegerea materialului - Durata de utilizare - Greutatea proprie - Tehnologia de execuție - Tratamentul termic - Toleranțe dimensionale - Prețul de cost
2.	Norme obligatorii de tehnica securității	<ul style="list-style-type: none"> - Utilizarea lanțurilor încercate - Nedepășirea sarcinii de utilizare a lanțului - Utilizarea lanțurilor tratate termic până la 200 ° C
3.	Mărimi caracteristice standardizate	<ul style="list-style-type: none"> - Capacitatea de lucru - Sarcina de utilizare - Alungirea la sarcina de încercare la deformare - Alungirea la sarcina de rupere
4.	Siguranța privind uzura și eroarea de pas a lanțurilor	<ul style="list-style-type: none"> - Diametrul zalei - uzură de maxim 15% - Alungirea zalei - erori locale de pas de maxim 5%
5.	Cauze care determină ruperea lanțurilor în exploatare	<ul style="list-style-type: none"> - Utilizarea lanțurilor cu coeficienți de siguranță mici - Solicitățile repetate - Uzurile mecanice și coroziunile - Încovoierea zalei - Defectele de material - Tratamentele termice necorespunzătoare
6.	Îmbunătățirea caracteristicilor calitative	<ul style="list-style-type: none"> - Uniformitate dimens. - Rezistență mare la uzură - Sarcini de rupere majorate

7.	Verificări în timpul utilizării	- Stabilirea gradului de uzură a zalelor - Verificarea creștăturilor - Verificarea alungirii
8.	Verificări standardizate ale calității lanțurilor	- Aspect exterior - Verificare dimensională - Încercarea la sarcina de deformare - Încercarea la rupere

1.5. CALCULUL PENTRU ALEGEREA LANȚULUI DE TRANSMISIE

Alegerea lanțului de transmisie se face folosind diagrama puterii limită admisibile, corespunzătoare tipului respectiv de lanț de transmisie.

$$P_D = \frac{P_{1n}}{C_p C_A C_a C_c C_e C_h C_u} \quad (\text{kW}) \quad (1.1)$$

unde puterea nominală de acționare:

$$P_{1n} = P_{2n} / \eta \quad (\text{kW}) \quad (1.2)$$

C_p - coeficientul de încărcare, depinde de numărul de dinți ai roții mici Z_1 , de raportul de transmitere i și de coeficientul de suprasarcină (șoc) C_S

$$C_S = M_{t \max} / M_{t n} \quad (1.3)$$

unde $M_{t \max}$ și $M_{t n}$ sunt momentele cuplurilor maxim respectiv nominal corespunzătoare puterii P_{2n} necesare la agregatul acționat.

De exemplu la mașinile folosite în industria textilă valoarea coeficientului de suprasarcină (soc) C_s sunt date în tabelul 1.7.

Tabelul 1.7 Valoarea coeficientului de suprasarcină (soc) Cs

Tipul mașinii acționate		Mașina de forță de acționare	
		Motor electric	Acționări în grup
Războaie de țesut		2	2
Mașini de tricotate	Circulare	1,5	-
	cu mișcare dute-vino	2	-
Calandru	cu reductor	2,5	-
	Direct	3	-
Defibrator		1,8	1,8

C_A - coeficientul distanței dintre axe

Prin acest coeficient se ține seama de faptul că distanța dintre axe a transmisiei de proiectat este diferită față de distanța de referință $A_0 = 40$ p.

C_a - coeficientul numărului de arbori ai transmisiei

Pentru un arbore $C_{a1} = 0,9$, astfel încât pentru o transmisie care are a arbori

$$C_a = C_{a1}^{a-2} \quad (1.4)$$

ținând seama de faptul că transmisia de referință are doi arbori.

C_c - coeficientul tipului constructiv de lanț

C_e - coeficientul de formă al zalei de legătură

C_h -coeficientul de durată de serviciu

$$C_h = (10.000 / h)^{1/3} \quad (1.5)$$

C_u - coeficientul regimului de ungere

Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere

Stadiul actual al cercetărilor în domeniul ungerii lanțurilor permite doar alegerea lubrifiantului și al sistemului de ungere în funcție de viteza lanțului și de temperatura mediului

de funcționare. În tabelul 1.8 este prezentat modul de alegere al uleiurilor pentru transmisiile prin lanțuri funcție de criteriile enumerate anterior.

Tabelul 1.8. Alegerea uleiurilor pentru transmisiile prin lanțuri

Viteza lanțului m/ s	Temperaturi < 40 °C		Temperaturi 40 ... 50 °C	
	Sistemul de ungere			
	Manual	Prin picurare	În baie de ulei	Prin pulverizare
2,5	C 255	I65; I70	I42	
2,5 - 8		C 255	I65; I70	
8 - 10			C 255	
10				I130; I145

I - ulei industrial STAS 383-70.

C - ulei pentru cilindri STAS 385-70.

Eficacitatea unei metode sau alta de ungere se apreciază prin coeficientul regimului de ungere C_u care limitează valoarea admisibilă a presiunii de contact dintre părțile componente ale lanțului. Totodată alunecările dintre elementele lanțului sunt apreciate, față de transmisie de referință prin intermediul coeficientului drumului de frecare:

$$C_f = 6,1 \left\{ i / t_h [A_p / (1+u) + 4,75] \right\}^{1/3} \quad (1.6)$$

i reprezintă raport de transmitere;

t_h - durata de funcționare în ore (8000 ÷ 10000 ore);

A_p - distanța dintre axele roților de lanț în pași de lanț \Rightarrow Presiunea admisibilă devine:

$$p_a = C_u C_f C_s p_a^* \quad (1.7)$$

C_s - coeficientul de suprasarcină, dependent de tipul mașinii motoare și mașinii de lucru;

p_a^* - presiunea admisibilă pentru o transmisie de referință, presiune determinată experimental în anumite condiții de încercare.

Deoarece în funcționarea unei transmisiile cu lanț un rol important îl are metoda de ungere trebuie acordată acesteia o atenție deosebită. Articulațiile lanțului lucrează în condiții foarte grele datorate presiunilor de contact bucsa – rola relativ mari, socurilor la intrarea în angrenare a zalelor, vibrațiilor din ramurile lanțului, impuritatilor abrazive ca rezultat al procesului de uzură al articulațiilor ceea ce impune alegerea adecvată a metodei de ungere funcție de viteza lanțului. Acest lucru este prezentat în tabelul 1.9.

Tabelul 1.9. Valorile coeficientului Cu functie de viteza lantului

Viteza periferică v [m/s]	Metoda de ungere					
	Favorabilă	Admisibilă	Favorabilă și admisibilă	Defectuoasă		Fără ungere
				fără	Cu	
				Impurități		
Cu						
< 4	prin picurare 4÷12 pic/ min	cu unsoare consistentă, ungere manuală	1	0,6	0,3	0,15
< 7	prin imersiune	prin picurare ≈ 20 pic/ min		0,3	0,15	inadmisilă
≤ 12	cu presiune	din baie cu roata de barbotare		Inadmisibilă		
> 12	cu pulverizare	cu presiune				
	Răcire forțată în general, necesară					

Observație: Lubrifiantul trebuie să aibă la temperatura de exploatare o vâscozitate de la 20 până la 40 C St (3 - 5 ° E).

Dacă valorile unora dintre coeficienții menționați mai sus nu pot fi precizați de la început, spre a fi folosite în calculul de alegere al lanțului, atunci coeficienții respectivi se introduc egali cu unitatea.

Grosimea filmului de lubrifiant

Luând în considerare particularitățile geometrice și cinematice ale transmisiilor prin lanțuri, precum și ipotezele de calcul al grosimii filmului hidrodinamic sau

elastohidrodinamic, în niciuna dintre cuplele de frecare ale lanțului (bolț-bucșă, bucșă-rolă, rolă-roată de lanț) nu se poate determina valoarea grosimii filmului de lubrifiant. Se apreciază totuși, că efectul de extrudare a filmului dintre bolț și bucșă este esențial în formarea unei pelicule portante. Această peliculă joacă, în special, rolul de amortizor al șocurilor în timpul intrării unei zale pe roțile de lanț.

Dacă se acceptă că în zona descărcată a lanțului și anume în punctul cu săgeată maximă, cupla bolț-bucșă, caracterizată prin diametrul bolțului d_3 , diametrul bucșei d_3' și lungimea a_1 , are o grosime a filmului de lubrifiant h_0 ca urmare a umplerii interstițiului cu lubrifiant, atunci pe perioada de timp t cât elementele lanțului se găsesc sollicitate de forța F grosimea filmului h va scădea la valoarea:

$$h / \Delta = 1 - t / \sqrt{k^2 + t^2} \quad (1.8)$$

unde:

$$\begin{cases} \Delta = (d_3' - d_3) / 2 \\ k = 3\pi\eta a_1 d_3^3 / 2 \Delta^2 F \end{cases} \quad (1.9)$$

η - vâscozitatea dinamică a lubrifiantului la temperatura medie de funcționare.

Pe lungimea totală a lanțului, o cuplă de frecare bolț-bucșă se poate găsi în zonele $A_0 - A_1$; $A_1 - A_2$; $A_2 - A_3$; $A_3 - A_4$; $A_4 - A_0$.

Duratele de timp corespunzătoare acestor zone sunt:

$$\begin{cases} t_{01} = t_{40} = \sqrt{a^2 + 4f^2} / 2v_1 \\ t_{12} = \beta_2 / \omega_1 \\ t_{23} = a / v_1 \cdot \cos \gamma \\ t_{34} = \beta_1 / \omega_1 \end{cases} \quad (1.10)$$

ω_1, ω_2 - vitezele unghiulare ale celor două roți.

a - distanța dintre axele roților;

$f = f_r a \cos \gamma$ - săgeata ramurii conduse;

f_r - săgeata relativă a ramurii inferioare.[mm]

$f_r = 0,02 a$ - pentru transmisii cu unghi de înclinare față de orizontală $\varphi \leq 45^\circ$.

$f_r = (0,01 \dots 0,015) a$ - pentru transmisii cu $\varphi > 45^\circ$

v_1 - viteza lanțului; $v_1 = p z_1 \omega_1 / 2\pi$ [mm/s]

$\beta_{1,2}$ - unghiurile de înfășurare poligonală a lanțului pe cele două roți:

$$\left| \begin{array}{l} \beta_1 = \pi - 2\gamma \\ \beta_2 = \pi + 2\gamma \end{array} \right. -$$

$$\gamma = \arcsin \left[\left(\frac{p}{2a} \right) \left(\frac{1}{\sin(\pi/z_2)} - \frac{1}{\sin(\pi/z_1)} \right) \right]$$

p - pasul lanțului [mm]

a - distanța dintre axele roților [mm]

$z_{1,2}$ - numărul de dinți ai roților.

În vederea determinării forței F din expresia lui k , se face o analiză a forțelor din ramurile lanțului pentru a pune în evidență variația forței F .

Din relația (1.8) se observă că atunci când F crește grosimea filmului h scade.

Calculul de verificare a lanțului ales

Acest calcul se face la cele trei condiții de rezistență:

- a.) - la uzarea articulațiilor
- b.) - la ruperea la oboseală
- c.) - la spargerea rotelor (bucșelor)

a.) Verificarea la uzură a articulațiilor

Se face funcție de:

- mărimea presiunii de contact admisibile de bază p_{ca} în articulații
- mărimea drumului de frecare total S_f din articulații
- calitatea ungerii

$$S_f p_{ca}^*{}^3 = S_{fo} p_{co}^3 = \text{const.} \quad (1.11)$$

S_f, p_{ca}^* = pentru transmisia de proiectat

S_{fo}, p_{co} = pentru transmisia de referință

Drumul de frecare total este dat în relația (1.12)

$$S_f = S_{f1} + S_{f2} = (\pi d_3 / z_1) [(1 + I) / i] (v_h / X_p) \quad (1.12)$$

în care s-a considerat numai angrenarea zalei pe roata conducătoare și desfășurarea ei de pe roata condusă, adică numai oscilațiile zalei sub acțiunea forței rezultante F_1 din ramura conducătoare:

$$p^*_{ca} = p_{co} (z_1 v_o / z_{o1} v)^{1/3} [(x_{h_o} / x_o h) (I / i_o) (1 + i_o) (1 + i)]^{1/3} = C_f p_{co} (z_1 v_o / z_{o1} v)^{1/3} \quad (1.13)$$

unde s-a notat:

$$C_f = [(x_{h_o} / x_o h) (I / i_o) (1 + i_o) (1 + i)]^{1/3} \quad (1.14) \text{ factorul drumului de frecare}$$

Dacă calculăm numărul de zale x funcție de distanța dintre axe A și o introducem în relația (1.14) obținem [140]:

$$C_{f_o} \approx 6,1 \{(i / t h) [A_p / (1 + i)] + 4,75\}^{1/3} \quad (1.15) \text{ relație valabilă pentru un regim de încărcare moderat } (C_s = 1)$$

Pentru regimuri de încărcare mai severe, valorile coeficientului C_{f_o} se reduc cu ajutorul unui coeficient de influență al regimului de încărcare C_{r_s} dat de relația (1.16)

$$C_{fr} = C_{r_s} C_{f_o} \quad (1.16)$$

Condiția de verificare la rezistența la uzare în articulațiile lanțului este data în relația:

$$p_{cef} \leq p_{ca} = C_{fr} C_A C_a C_c C_e C_h C_u p^*_{ca} \quad (1.17)$$

unde: p_{cef} este presiunea de contact medie efectivă din articulațiile lanțului și este data în relația (1.18)

$$p_{cef} = F_{1med} / j A a \approx (F_e + F_c^* + F_g + F_{d1}) / (j a_1 d_3) \quad (1.18)$$

iar p_{ca} este p_{ca}^* corectată corespunzător datelor transmisiei de proiectat.

Dacă condiția (1.18) nu este satisfăcută se modifică numărul rândurilor de zale ale tipodimensiunilor de lanț alese inițial, sau pasul lanțului.

b.) Verificarea la rupere a lanțului de transmisie

- se limitează la verificarea mărimii coeficientilor de siguranță efectivi: static C_{st} și la solicitări variabile C_v . Conform relației (1.19)

$$C_{st} = j S_{r1} / F_1 \quad (1.19)$$

$$C_{st} = j S_{r1} / (C_s F_1) = C_{st} / C_s \geq 5$$

c.) Forțe din ramurile unei transmisii cu lanț

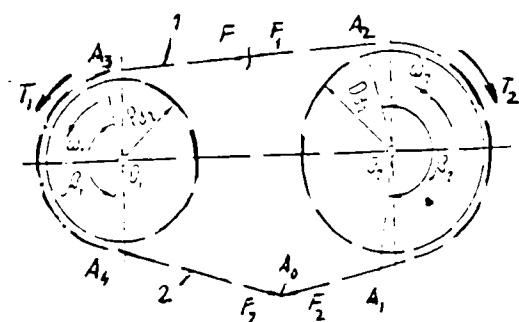


Figura 1.11 Forțele din ramurile unei transmisii cu lant

1 - ramură conducătoare

2 - ramură condusă

$\beta_{1,2}$ - unghi de înfășurare poligonală a lanțului pe cele două roți cu valori date de relațiile (1.20) , (1.21)

$$\beta_1 = \pi - 2 \gamma \quad (1.20)$$

$$\beta_2 = \pi + 2 \gamma \quad (1.21)$$

$$\text{unde: } \gamma = \arcsin [(p/2a)(1/\sin(\pi/z_2) - 1/\sin(\pi/z_1))] \quad (1.22)$$

unde: p - pasul lanțului

a - distanța dintre axele roților

$Z_{1,2}$ - numărul de dinți ai roții conducătoare respectiv conduse.

Cercetările teoretice și experimentale ale forțelor din ramurile transmisiei prin lanț (conducătoare 1 și condusă 2) pun în evidență, ca urmare a efectului poligonal și a șocului cauzat de ciocnirea dintre rolă și dinții roții de lant următoarele forțe:

$$F_1 = F_t + F_c + F_g + F_{d1} + F_{es1} \quad (1.23)$$

$$F_2 = F_c + F_g + F_{d2} \quad (1.24)$$

Forța tangențială F_t - acționează numai în lungul ramurii conducătoare a lanțului și are mărimea variabilă în timp ca urmare a efectului poligonal și este data de relația (1.25)

$$F_t = 2 P_1 \sin(\pi/z_1) / \{p \omega_1 \cos[(\pi/z_1) - \omega_1 t_1]\} \quad (1.25)$$

$$F_{tmed} = 2\pi P_1 / (p z_1 \omega_1) \quad (1.26)$$

unde: P_1 - puterea transmisă de roata conducătoare a lanțului[kw]

t_1 - timpul având ca origine momentul de intrare a lanțului pe roată.

Forța de întindere a ramurilor lanțului F_c dezvoltată de forțele centrifuge ale zalelor poate fi considerată constantă. Această forță se calculează cu relația (1.27)

$$F_c = q v_1^2 \quad (1.27)$$

q - masa lanțului pe unitatea de lungime (kg/ 1 m lanț)

Forța de întindere datorată greutateii ramurilor transmisiei F_g este constantă și este dată de relația (1.28)

$$F_g = q g a^2 / (8 f) \quad (1.28)$$

unde: $f = f_r a \cos \gamma$ - săgeata ramurii conduse [mm]

f_r - săgeata relativă a ramurii inferioare pentru care se recomandă valorile :

$f_r = 0,02 a$ - pentru transmisii cu unghi de înclinare față de orizontală $\varphi \leq 45^\circ$.

$f_r = (0,01 \text{ --- } 0,015) a$ - pentru transmisii cu $\varphi > 45^\circ$.

Forțele dinamice F_d iau naștere ca urmare a efectului poligonal și variază în timp după legile din relațiile (1.29) :

$$F_{d1} = a_1 (m_L + m_{r2}) = 0,5 p \omega_1^2 \sin [(\pi/Z_1) - \omega_1 t_1] [(m_L + m_{r2}) / \sin (\pi/Z_1)] \quad (1.29)$$

$$F_{d2} = a_1 m_L = 0,5 p \omega_1^2 m_L \sin [(\pi/Z_1) - \omega_1 t_1] / \sin (\pi/Z_1)$$

unde: a_1 - accelerația lanțului în lungul ramurii conducătoare [mm/s²]

m_L - masa ramurii conducătoare $m_L \approx qa$

$m_{r2} =$ - masa roților conduse și ale tuturor elementelor antrenate de roata condusă, reduse la axa acesteia.

$$m_{r2} \approx (0,05 \text{ --- } 5) m_L D d_2^2 / 4$$

Observații:

- valori inferioare ale coeficientului (0,05 --- 2) - pentru un număr mic de elemente conduse și dimensiuni mici

- valori superioare ale coeficientului (3 --- 5) - pentru un număr mare de elemente conduse și dimensiuni mari.

Din relatia (1.29) rezultă ca valorile maxime ale forțelor dinamice sunt cele din relatiile (1.30)

$$F_{d1max} = \pm (0,25 \text{ --- } 2,5) q a p \omega_1^2 \quad (1.30)$$

$$F_{d2max} = \pm 0,5 q a p \omega_1^2$$

Forța statică echivalentă F_{es1} a șocului de angrenare produs de mărimile și direcțiile diferite ale vitezelor dintelui și rolei (bucșei și bolțului) poate fi considerată constantă și se determină cu relația (1.31)

$$F_{es1} = 6,8 p \omega_1 (qaBE)^{1/2} \sin [(2\pi/Z_1) + 2 \gamma_d] \quad (1.31)$$

unde: B - lungimea dintelui[mm]

E - modulul de elasticitate longitudinal al materialului dintelui

γ_d - unghiul flancului dintelui

Așadar, cupla de frecare bolț - bucșă transmite pe un parcurs complet (originea fiind considerată pct. A_0) forțele prezentate in relatiile (1.32)

$$F = \begin{cases} F_2 & \text{Pentru } t \in [0, t_1) \cup (t_1, t_2) \\ F_2 + (t - t_01) (F_1 - F_2) / (t_2 - t_1) & \text{Pentru } t \in [t_1, t_2) \\ F_1 & \text{Pentru } t \in [t_2, t_3) \\ F_1 - (t - t_3) (F_1 - F_2) / (t_4 - t_3) & \text{Pentru } t \in [t_3, t_4] \end{cases} \quad (1.32)$$

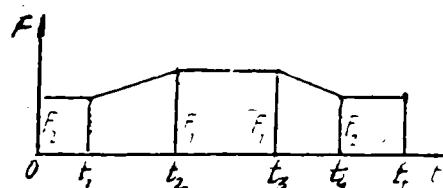


Fig.1.12 Variatia , in timp, a fortei preluate de elementele lantului

unde: $t_t = L_e / v_e$ - durata (perioada) traseului complet al unei zale de lanț

L_e - lungimea lanțului

$$t_t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (1.33)$$

$$t_1 = t_{01}$$

$$t_2 = t_{01} + t_{12}$$

$$t_3 = t_2 + t_{23}$$

$$- t_4 = t_3 + t_{34}$$

unde: t_{01}, t_{12}, t_{23} și t_{34} - intervalele de timp corespunzătoare porțiunilor $A_0 - A_1$; $A_1 - A_2$; $A_2 - A_3$; $A_3 - A_4$; $A_4 - A_0$ pe care le parcurge lanțul pe durata unui traseu complet.

$$T_{01} = t_{40} = (a^2 + 4 f^2)^{1/2} / (2 v_1) \quad (1.34)$$

$$t_{12} = \beta_2 / \omega_2$$

$$t_{23} = a / v_1 \cos \gamma$$

$$t_{34} = \beta_1 / \omega_1$$

unde: $\omega_{1,2}$ - vitezele unghiulare ale celor două roți

a - distanța între axele roților

$f = f_r a \cos \gamma$ - săgeata ramurii conduse

v_e - viteza lanțului

$$v_e = p Z_1 \omega_1 / (2 \pi)$$

$\beta_{1,2}$ - unghi de înfășurare poligonală a lanțului pe cele două roți

S-a considerat că forța din lanț are variație liniară pe zonele de contact ale lanțului cu roțile.

Dacă se exprimă forța F din relația (1.32) în funcție de momentul de torsiune T va putea fi calculată conform relației (1.35)

$$F = C_1 T + C_2 \quad (1.35)$$

unde: $C_1 = 2 \pi / (p Z_2)$

Sunt constante pentru o transmisie dată

$$C_2 = F_c + F_g + F_{d1} + F_{es1}$$

Calculate conform relațiilor

În acest caz caracteristicile statice ale forței F , în funcție de caracteristicile statice ale momentului T (media \bar{F} , dispersia D , coeficientul de variație C_{vT}), sunt date de relațiile (1.36) și (1.37):

$$- \text{media } \bar{F} = C_1 \bar{T} + C_2 \quad (1.36)$$

$$- \text{dispersia } D_F = C_1^2 D_T = C_1^2 C_{vT}^2 T^2 = C_{vF}^2 F^2 \quad (1.37)$$

cu: $C_{vF} = C_1 C_{vT} \bar{T} / (C_1 \bar{T} + C_2)$ - coeficientul de variație a forței din lanț.

1.6. CINEMATICA TRANSMISIILOR PRIN LANȚURI ARTICULATE

Vom face studiul cinematic al transmisiei prin lanț în următoarele ipoteze simplificatoare: - ramura conducătoare a transmisiei se consideră ca element rigid, legat articulat cu roțile de lanț[62],[85];

- transmisia funcționează în afara domeniului de influență a fenomenului de rezonanță;
- pasul lanțului se presupune perfect egal cu pasul roții de lanț.

⇒ Transmisia prin lanț articulat se asimiliează cu un mecanism patruleter plan, cu elemente rigide ⇒ în procesul de angrenare a lanțului ramura conducătoare a transmisiei descrie o mișcare plan paralelă.

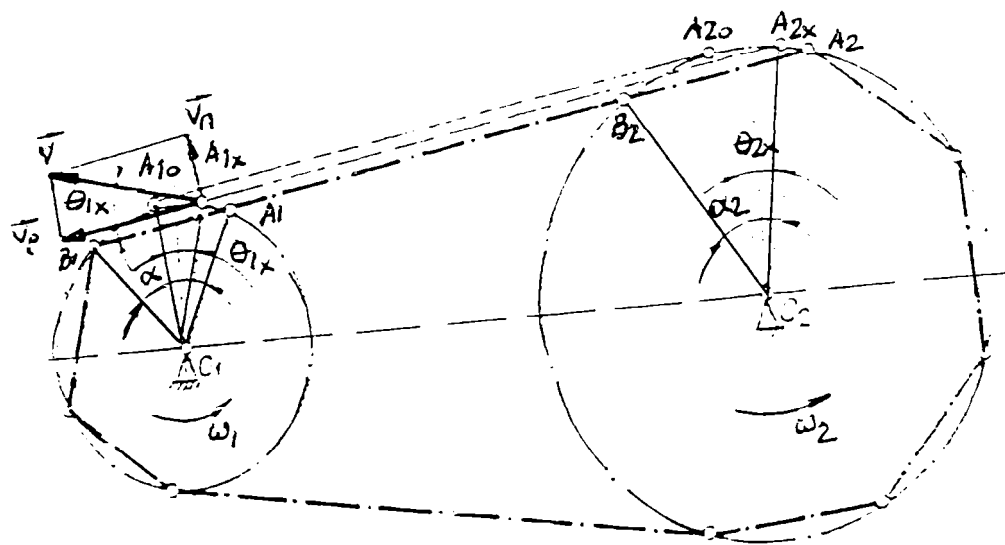


Figura. 1.13 Cinematica transmisiei prin lanțuri articulate

În analiza procesului de angrenare a lanțului vom ține seama de existența articulațiilor, considerând însă zalele ca elemente rigide.

Aspectul specific al cinematicii transmisiei prin lanț rezultă din faptul că lanțul se înfășoară poligonal pe conturul roților de lanț, prin mișcarea de oscilație a zalelor care intră succesiv în angrenare.

Datorită acestui efect poligonal parametrii cinematici ai transmisiei prin lanț variază în timp pe durata angrenării unei zale. Durata angrenării unei zale se consideră din momentul în care dintele roții de lanț conducătoare ia contact în punctul A_1 cu articulația lanțului și până în momentul în care articulația următoare intră în contact cu dintele următor, în același punct.

Punctul instantaneu de contact A_{1x} al articulației zalei în curs de angrenare este punct conducător al ramurii conducătoare pe durata angrenării zalei respective și în același timp centru de rotație al zalei în mișcarea de oscilație pe care o descrie în procesul de angrenare.

Unghiul de poziție instantanee θ_{1x}

Mărimea unghiului se măsoară în sens trigonometric de la direcția $\overline{O_1A_{10}}$ (respectiv $\overline{O_2A_{20}}$) perpendiculară pe direcția ramurii conducătoare.

$$\theta_{1x} \in \left[-\frac{\alpha_1}{2}; +\frac{\alpha_1}{2} \right]$$

$$\theta_{2x} \in \left[-\frac{\alpha_2}{2}; +\frac{\alpha_2}{2} \right]$$

Viteza instantanee a lanțului

Viteza ramurilor transmisiei prin lanț variază datorită efectului poligonal chiar și când viteza roții conducătoare este constantă.

v_l - componenta vitezei lanțului în lungul ramurii conducătoare;

v_m - componenta vitezei lanțului perpendiculară pe direcția ramurii conducătoare a transmisiei.

Mărimile variabile ale acestor componente sunt date în relația (1.38)[85] :

$$v_l = v \cdot \cos \theta_{1x} = D \cdot d_1 / 2 \cdot \omega_1 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{z_1} - \omega_1 \cdot t \right) \neq const \quad (1.38)$$

unde: t reprezintă timpul scurs din momentul intrării articulației în angrenare în punctul A_1 și până în momentul în care ajunge în punctul A_{1x} (în care se determină viteza lanțului).

Timpul t se măsoară în sens trigonometric de la direcția $\overline{O_1A_1}$.

$$\Rightarrow \theta_{1x} = \frac{\alpha_1}{2} - \omega_1 t = \frac{\pi}{z_1} - \omega_1 t \neq const. \quad (1.39)$$

cum:

$$\Delta d_{1,2} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_{1,2}}} \quad (1.40)$$

Înlocuind relațiile (1.39) și (1.40) în relația (1.38) obținem relația (1.41) de forma :

$$v_l = \frac{p \cdot \omega_1 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_1} - \omega_1 \cdot t\right)}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_1}} \quad (1.41)$$

$$\Rightarrow \text{În punctul } A_{10}: \quad v_{lmax} = \frac{p \cdot \omega_1}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}} = \frac{\Delta d_1}{2} \omega_1 = v \quad (1.42)$$

$$\hat{\text{În punctele } A_1 \text{ și } B_1:} \quad v_{lmin} = \frac{p \cdot \omega_1 \cos \frac{\pi}{z_1}}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}} = \frac{p \cdot \omega_1}{2 \operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1}} \quad (1.43)$$

Din relațiile (1.42) și (1.43) rezultă ca raportul valorii limită a componentelor v_l este conform relației (1.44) [85]:

$$\frac{v_{lmax}}{v_{lmin}} = \frac{1}{\cos \frac{\pi}{z_1}} \geq 1 \quad (1.44)$$

\Rightarrow Fluctuația mărimii vitezei de înaintare a lanțului depinde numai de numărul de dinți ai roții conducătoare și se micșorează cu creșterea acestuia.

$$v_n = v \sin \theta_{lx} = \frac{p \omega_1 \sin\left(\frac{\pi}{z_1} - \omega_1 t\right)}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}} \neq \text{const} \quad (1.45)$$

cu valorile limită date de relația (1.46)

$$\begin{array}{l} \text{- în punctele A și B:} \\ \text{- în punctul A:} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} v_{nmax} = \frac{p \cdot \omega_1}{2} \\ v_{nmin} = 0 \end{array} \right| \quad (1.46)$$

Componenta v_n determină mișcarea de ridicare-coborâre a ramurii conductoare a transmisiei, numită și mișcare de șerpuire a lanțului, respectiv vibrațiile transversale ale acestei ramuri. Aceste fenomene sunt proporționale cu pasul lanțului și cu viteza unghiulară a roții conducătoare.

Viteza medie v_m de înaintare a lanțului se calculează cu relația (1.47) ținând seama că la o rotație a roții de lanț, lanțul se deplasează cu o lungime egală cu perimetrul poligonului de divizare p_z al roții de lanț respective:

$$v_m = \frac{z \cdot p \cdot n}{60 \cdot 10^2} = \frac{z \cdot p \cdot \omega}{2\pi \cdot 10^3} \quad [\text{m/s}] \quad (1.47)$$

p - mm; n - rot/ min; ω - rad/ s.

Calculul accelerației lanțului - se studiază prin componentele ei care se obțin prin derivarea în raport cu timpul a componentelor corespunzătoare vitezei.

Componenta accelerației lanțului în lungul ramurii conducătoare este data de relația (1.48)

$$a_l = \frac{dv_l}{dt} = \frac{p\omega_1^2 \sin\left(\frac{\pi}{z_1} - \omega_1 t\right)}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}} \neq const \quad (1.48)$$

având valoarea limită conform relației (1.49) :

$$\begin{array}{l} \text{- în punctele } A_1 \text{ și } B_1: \\ \text{- în punctul } A_{10}: \end{array} \quad \begin{array}{l} a_{lmax} = F \frac{p\omega_1^2}{2} \\ a_{lmin} = 0 \end{array} \quad (1.49)$$

Această componentă dezvoltă forțe dinamice suplimentare (inerțiale) în această ramură și în masele elementare acționate de aceasta.

- componenta accelerației lanțului perpendiculară pe direcția ramurii conducătoare se calculează conform relației (1.50) :

$$a_n = \frac{dv_n}{dt} = \frac{p\omega_1^2 \cos\left(\frac{\pi}{z_1} - \omega_1 t\right)}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}} \neq const \quad (1.50)$$

cu valorile limită date de relațiile (1.51) :

$$\begin{array}{l} \text{- în punctul } A_{10}: \\ \text{- în punctele } A_1 \text{ și } B_1: \end{array} \quad \begin{array}{l} a_{nmax} = -\frac{p \cdot \omega_1^2}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}} \\ a_{nmin} = m \frac{p \cdot \omega_1^2}{2 \operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1}} \end{array} \quad (1.51)$$

Această componentă produce solicitări dinamice suplimentare transversale în ramura conducătoare, care însă nu se transmit asupra sistemului condus.

Calculul raportului de transmitere al transmisiei prin lanț

Ca și viteza și accelerația lanțului, raportul de transmitere variază ciclic cu frecvența angrenării zalelor pe roata conducătoare datorită efectului poligonal.

- raportul de transmitere instantaneu (efectiv) este dat de relația (1.52)

$$i_{\text{ef}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1.52)$$

$$i_{\text{ef}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{d2} \cos \theta_{2x}}{R_{d1} \cos \theta_{1x}} = \frac{\frac{\cos \theta_{2x}}{\sin \frac{\alpha_2}{2}}}{\frac{\cos \theta_{1x}}{\sin \frac{\alpha_1}{2}}} \neq \text{const.}$$

pentru număr întreg de zale:

$$\left. \begin{array}{l} i_{\text{max}} = \frac{\text{tg} \frac{\pi}{z_1}}{\text{tg} \frac{\pi}{z_2}} \\ i_{\text{min}} = \frac{\sin \frac{\pi}{z_1}}{\sin \frac{\pi}{z_2}} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{\cos \frac{\pi}{z_1}}{\cos \frac{\pi}{z_2}} \geq 1 \quad (1.53)$$

Dacă $z_1 = z_2$ rezultă: $i_{\text{max}} = i_{\text{min}} = 1 = \text{const.}$

Cazul funcțional cel mai favorabil se obține atunci când ramura conducătoare a transmisiei cu lanț este formată dintr-un număr întreg de zale și $i = 1$, indiferent de numărul de dinți ai roților. Mărirea numărului de dinți ai roților micșorează domeniul de variație al raportului de transmitere.

număr fracționar de zale

$$\left. \begin{array}{l} i_{\text{max}} = \frac{\text{tg} \frac{\pi}{z_1}}{\sin \frac{\pi}{z_2}} \\ i_{\text{min}} = \frac{\sin \frac{\pi}{z_1}}{\text{tg} \frac{\pi}{z_2}} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{1}{\cos \frac{\pi}{z_2} \cos \frac{\pi}{z_1}} \leq 1 \quad (1.54)$$

Dacă numărul de zale al roții motoare este fracționar, roata motoare, are un număr impar de jumătăți de zale.

Cazul este avantajos față de cel analizat anterior pentru că se poate admite $\omega_1 = ct \Rightarrow \omega_2 \neq ct$, ceea ce permite calculul coeficientului de neuniformitate conform relației (1.56)

Raportul de transmisie mediu este dat de relația (1.55):

$$i_m = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\Delta d_2}{\Delta d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{t2}}{\eta M_{t1}} = \text{const.} \quad (1.55)$$

Calculul gradului de neregularitate al transmisiilor prin lanț

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{2m}} = \frac{i_{\max} - i_{\min}}{i_m} \quad (1.56)$$

Pe lângă gradul de neregularitate determinat de efectul poligonal, mersul neuniform al roții conduse mai este influențat și de excentricitatea roților de lanț față de axele arborilor, respectiv și de abaterile pașilor efectivi ai lanțului și ai roților de lanț.

1.7. CONSTRUCȚIA SI MONTAJUL TRANSMISIILOR PRIN LANȚURI ARTICULATE

Poziția și montajul transmisiilor prin lanțuri articulate

a) Poziția transmisiei

- este predeterminată de poziția relativă a mașinilor de forță și de lucru pe care urmează să le deservescă.

Cele mai favorabile condiții funcționale se realizează cu transmisia orizontală sau înclinată față de această direcție cu cel mult 60° , cu ramura conducătoare situată sus. În figura 1.14 sunt prezentate pozițiile corecte de montaj ale unei transmisii prin lanț.

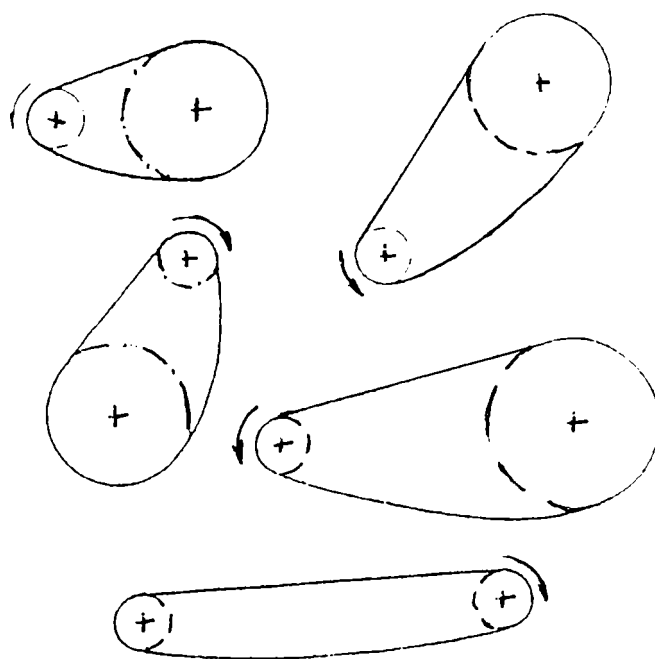


Figura 1.14 Poziții corecte de montaj ale unor transmisii prin lanț

În cazul transmisiilor cu o înclinare mai mare și mai ales a celor verticale, există pericolul ca lanțul să sară de pe roata de lanț inferioară, datorită forței centrifuge și săgeții ramurii conduse, precum și mărimii reduse a forței de întindere din această ramură.

Cateva pozitii defectuoase de montaj sunt prezentate in figurile 1.15

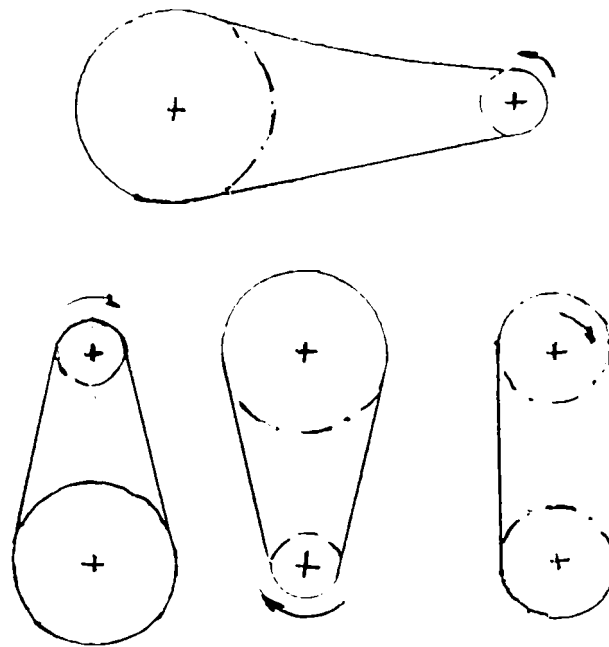


Figura 1.15 Pozitii defectuoase de montaj

Așezarea sus a ramurii conduse este nefavorabilă deoarece mărirea unghiului de înfășurare - datorită săgeții acesteia - pe roata conducătoare poate împiedica angrenarea normală a zalelor.

Dacă acest lucru nu este posibil, dezavantajele funcționale aferente se pot atenua sau elimina prin folosirea unor dispozitive de reglare.

b) Montarea transmisiei

Montarea corectă a transmisiei comportă următoarele condiții:

- realizarea distanței dintre axe corespunzătoare săgeții necesare la montaj;
- asigurarea paralelismului axelor arborilor transmisiei (orizontali sau verticali);
- asigurarea mersului rotund și plan al roților transmisiei;
- verificarea realizării săgeții necesare la montaj.

Paralelismul axelor arborilor (orizontali sau verticali) se verifică prin măsurarea distanței dintre arbori pe ambele părți ale roților de lanț, la o oarecare distanță de acestea.

Orizontalitatea arborilor se verifică cu ajutorul nivelelor de precizie.

Coplanitatea roților de lanț e o condiție esențială deoarece lipsa de coplanitate, respectiv bătaia frontală a roților de lanț produce izbiri între eclisele zalelor interioare și fețele frontale ale dinților care au ca efect împingerea ecliselor interioare spre marginea bușelor ⇒ se micșorează jocul dintre eclise, necesar unei ungeri corespunzătoare, provocând și slăbirea ajustajelor respective.

Dacă bătaia frontală a roților sau a dispozitivelor de reglare este mai mare decât jocul dintre eclise, atunci se produc frecări și uzuri pe fețele laterale ale ecliselor și pe fețele frontale ale dinților roților, lucru care influențează negativ, angrenarea zalelor, zgomotul funcțional și randamentul transmisiei.

Controlul coplanității se face în diferite poziții ale roților de lanț (din 90° în 90°) cu ajutorul unui linear iar în cazul distanțelor mari dintre axele roților cu ajutorul unui fir. Bătaia frontală a danturii roții de lanț se determină pe partea frontală plană a dinților.

Toleranța bătaii frontale a danturii TB_f . Se calculează cu relația (1.57) :

$$TB_f = 0,0009\Delta i + 0,08 \quad [\text{mm}] \quad (1.57)$$

fără însă a scădea sub 0,25 mm sau a depăși 1,14 mm.

Bătaia radială totală a roților de lanț montate, respectiv abaterea de la mersul rotund al roților de lanț influențează de asemenea nefavorabil, buna funcționare a transmisiei prin lanț. Aceasta mărește gradul de neregularitate al transmisiei și provoacă oscilații ale ramurilor acesteia care, la turații ridicate, se transformă în vibrații transversale puternice[42],[85].

Poate fi determinată de abaterile de poziție ale danturii sau de excentricitatea roții de lanț, cumulate sau izolate.

Bătaia radială datorită abaterii de poziție a danturii se determină ca bătaie a cercului de fund.

Toleranța TB_r a acestei bătaii se determină cu relația (1.58):

$$TB_r = 0,0008\Delta i + 0,08 \quad [\text{mm}] \quad (1.58)$$

fără a scădea sub 0,15 mm sau a depăși 0,76 mm.

Săgeata necesară la montaj e o altă condiție importantă ce trebuie îndeplinită deoarece o săgeată prea mică dezvoltă o forță de întindere mare, fără utilitate pentru capacitatea portantă a transmisiei pentru că:

$$F_{g1} = F_{g2} = F_g \frac{qL_{t2}^2}{89} \approx \frac{qA^2}{89} \quad [\text{daN}] \quad (1.59)$$

O săgeată prea mare produce micșorarea unghiului de înfășurare a lanțului pe roți și oscilații și vibrații exagerate ale ramurii conduse, care pot determina sărirea lanțului de pe roți.

Săgeata cea mai potrivită este cea care asigură o forță de întindere în ramura condusă egală cu forța remanentă din ultima za înfășurată pe roata conducătoare astfel încât să fie satisfăcută condiția:

$$\frac{F_{r1}}{F_{r2}} \leq 1 \quad (1.60)$$

Această situație se realizează cu o săgeată relativă $S_r = 2 \dots 3 \%$ din L_2 respectiv din A .

$$S_r = \frac{S_{m0}}{L_{12}} 100 = 1 \dots 3 \quad [\%] \quad (1.61)$$

Măsurarea săgeții ramurii conduse a transmisiei se face cu ajutorul unei rigle sau a unui fir întins așezat tangent la cercurile de divizare ale roților de lanț. În vederea măsurării săgeții se rotește roata condusă, pentru ca săgeata să apară la ramura superioară.

1.8. DISPOZITIVE PENTRU REGLAREA FUNCȚIONALĂ A TRANSMISIILOR PRIN LANȚURI ARTICULATE

Dispozitivele de reglare se folosesc în următoarele scopuri principale:

- reglarea mărimii forței de întindere în ramura condusă și a mărimii unghiurilor de înfășurare a lanțului pe roțile de lanț;
- susținerea ramurilor transmisiei;
- limitarea amplitudinilor vibrațiilor;
- ghidarea ramurilor transmisiei.

Dispozitive pentru reglarea mărimii forței de întindere din ramura condusă - se poate realiza: a) prin mărirea periodică a distanței dintre axe; b) prin folosirea unor dispozitive de reglare.

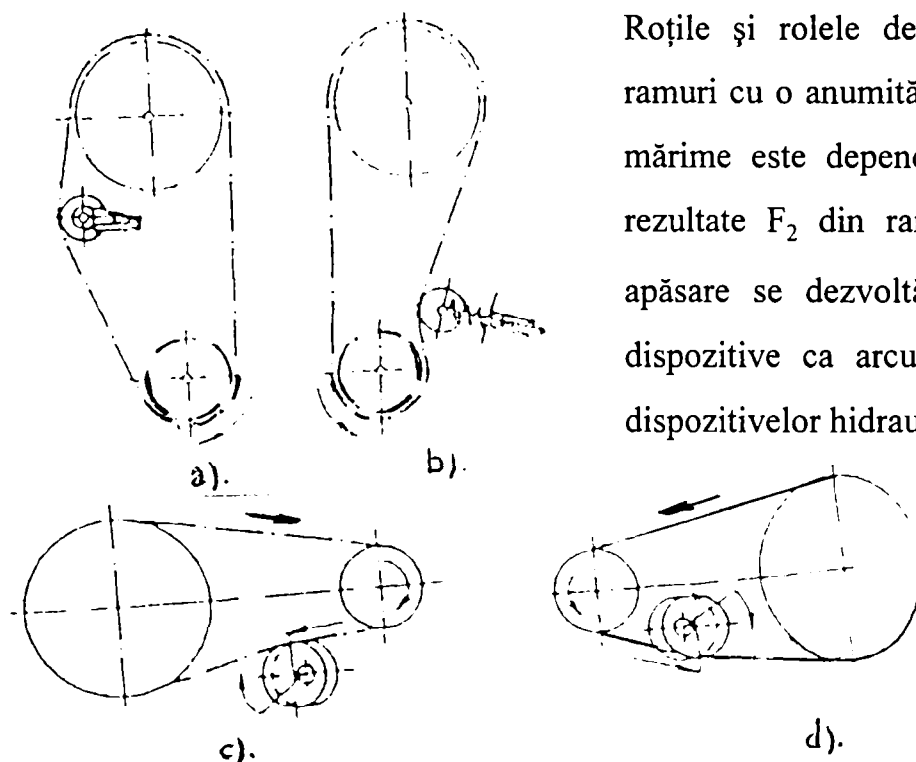
a) - se realizează prin deplasarea subansamblului arborelui conducător (inclusiv a motorului de acționare). Modul de întindere este rudimentar, deoarece mărimea forței de

întindere astfel realizată este necontrolabilă și variabilă în intervalul de timp dintre două reglări succesive (din cauza creșterii lungimii ramurilor, datorită uzării elementelor articulațiilor);

b) - permit o reglare continuă, controlată.

Se folosesc roțile de lanț, rolele, benzile și saboții arcuiți, dispozitivele hidraulice.

Roțile și rolele de întindere (tensionare) se aplică de obicei, pe ramura condusă a transmisiei, în apropierea roții mari dacă acționează pe fața interioară a ramurii figura 1.16 a și în apropierea roții mici dacă acționează pe fața exterioară a ramurii figura 1.16 b.



Roțile și rolele de întindere se aplică pe ramuri cu o anumită forță de apăsare, a cărei mărime este dependentă de mărimea forței rezultate F_2 din ramura condusă. Forța de apăsare se dezvoltă cu ajutorul a diferite dispozitive ca arcuri, contragreutăți sau al dispozitivelor hidraulice.

Figura 1.16 Modalitate de aplicare a rotelor de întindere la o transmisie prin lanț

Roțile de lanț de întindere trebuie să angreneze cu cel puțin trei zale, iar turația lor nu trebuie să fie mai mare decât turația admisibilă pentru roțile de lanț portante, având același diametru de divizare. Numărul minim de dinți ai roților de întindere $z_{\min} = 15 \dots 21$ dinți, după importanța transmisiei.

Rolele de întindere (fără dinți), diametrul și lățimea rolei trebuie să fie egale cu diametrul de divizare și lățimea roții de lanț de întindere, echivalentă. Se recomandă ca rolele de întindere să fie montate pe rulmenți, pentru a se evita ca rolele zalelor să alunece pe conturul acestora.

Aceste elemente de întindere se folosesc și pentru realizarea mărimii necesare a unghiurilor de înfășurare a lanțului pe roțile de lanț.

Benzile de întindere (arcuite) sunt indicate în cazul transmisiilor având capacitatea și distanța dintre axe relativ reduse.

Se aplică pe ramura condusă (direct asupra muchiilor ecliselor) pe o lungime relativ mare rezultă că există pericolul ca ele să influențeze nefavorabil frecvența proprie a ramurii contribuind la amplificarea vibrațiilor transversale ale acesteia prin intrarea în rezonanță sau în domeniul de influență al acesteia. Pentru evitarea acestui pericol se recomandă a se folosi pentru tensionarea benzilor arcute cu caracteristica liniară. Benzile de întindere placate cu material sintetic rezistent la abraziune, prezintă o capacitate ridicată de amortizare a vibrațiilor și a zgomotului funcționale asigurând o funcționare liniștită a transmisiei.

Saboții de întindere sunt indicați în cazul transmisiilor rapide de capacitate redusă.

Benzile ca și saboții de întindere sunt dispozitive simple, ieftine și durabile, folosirea lor impune însă o ungere abundantă a transmisiei.

Dispozitivele pentru susținerea ramurilor transmisiei

La transmisiile cu distanța dintre axe mare apare necesitatea susținerii ramurii conduse și chiar a celei conducătoare, pentru a se evita oscilațiile și vibrațiile mari ale ramurii, precum și micșorarea dăunătoare a unghiului de înfășurare din cauza săgeții mărite a acesteia, prin uzarea elementelor articulațiilor lanțului.

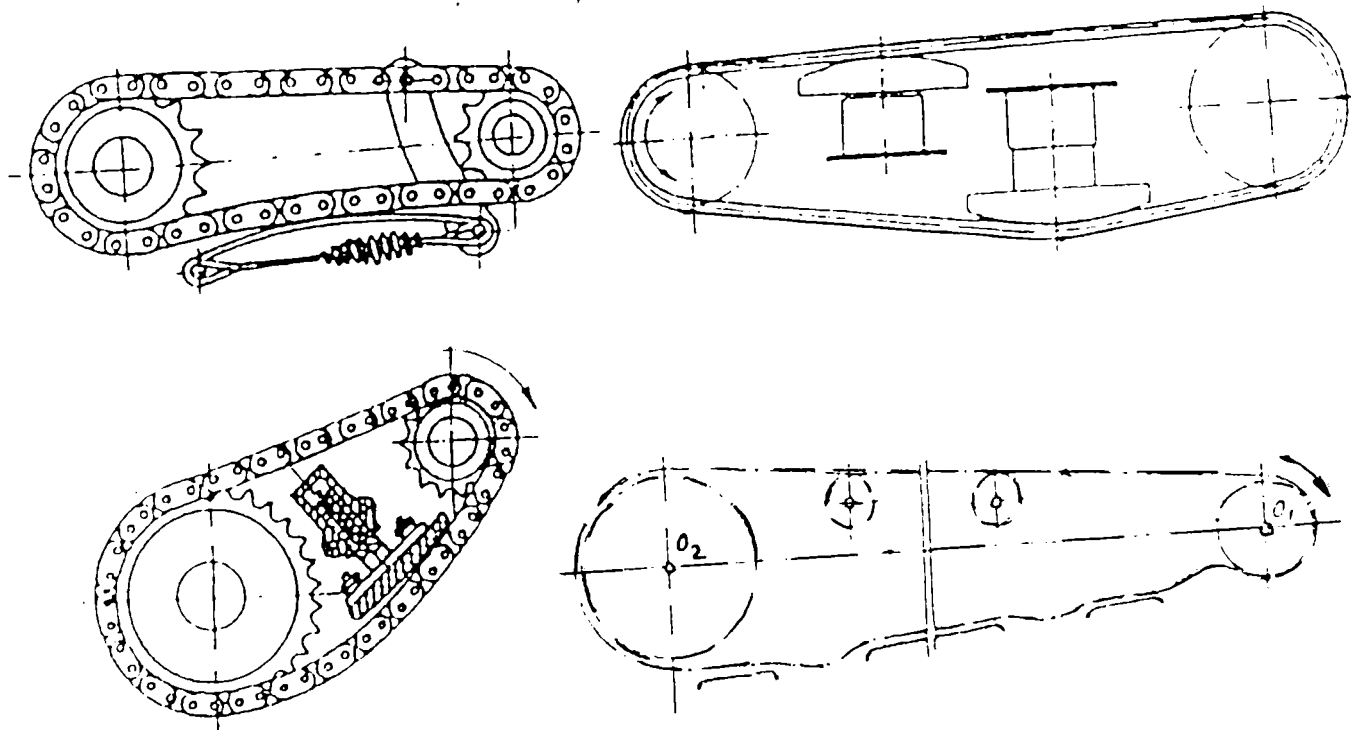


Figura 1.17 Dispozitive pentru susținerea ramurilor unei transmisii prin lanț

Susținerea ramurilor se realizează cu ajutorul roților, rotelor și șinelor de susținere. Acestea din urmă se montează segmentate, pentru ca în intervalele dintre segmente să se poată forma săgeata rezultantă prin uzarea elementelor articulațiilor. Pentru transmisiile care funcționează la turații relativ reduse, cu distanța dintre axe, de obicei mare, se utilizează ca

elemente de susținere scânduri din esențe lemnoase tari. Sunt preferate însă șinele din oțel, placate cu un strat din material sintetic, rezistent la abraziune.

Dispozitivele pentru limitarea amplitudinilor vibrațiilor - se folosesc benzi arcuite și șine de o construcție similară cu a benzilor de întindere și a șinelor de susținere. Se montează de obicei la ramura condusă, la o distanță de aproximativ 1 mm de aceasta astfel încât la funcționarea liniștită a transmisiei să nu se producă contact între lanț și dispozitivul de limitare al amplitudinilor.

1.9. ITINERARIU DE CALCUL GEOMETRIC AL LANȚURILOR ARTICULATE

1) Date de proiectare

Pentru proiectarea unei transmisii prin lanț se impun următorii parametri:

P_1 - puterea la arborele roții conducătoare, în kW;

ω_1 - viteza unghiulară a roții conducătoare, în rad/ s;

i_m - raportul de transmisie mediu;

A - distanța între axele roților pentru lanț, în m (dar nu obligatoriu);

θ - unghiul de înclinare a transmisiei față de planul orizontal, în rad;

- tipul motorului de acționare;

- tipul mașinii de lucru;

- caracterul sarcinii;

- sistemul de reglare a transmisiei;

- sistemul de ungere;

- regimul de funcționare.

2) Tipul lanțului

- se impune prin temă sau se stabilește de către proiectant.

3) Numărul de dinți ai roții mici și pasul lanțului

Numărul impar z de dinți ai roții mici și pasul p al lanțului se aleg prin încercări astfel încât să verifice relațiile:

$$z_1 \leq z_{1r} \quad (1.62)$$

$$z_1 \geq z_{1\min} \quad (1.63)$$

$$\omega_1 \leq \omega_{1\max} \quad (1.64)$$

$$p = (0,020 \dots 0,034) A \quad (1.65)$$

unde:

z_{1r} - numărul de dinți recomandat;

z_{1min} - numărul de dinți minim;

ω_{1max} - viteza unghiulară maximă a roții mici;

A - distanța între axele roților pentru lanț.

4) Numărul de dinți ai roții mari

- se calculează cu relația (1.66)

$$Z_2 = i_m \cdot z_1 \quad (1.66)$$

iar valoarea obținută se rotunjește la un număr întreg și impar de dinți.

Numărul de dinți Z_2 astfel determinat se limitează conform relației (1.67) :

$$Z_2 \leq z_{2max} \quad (1.67)$$

$z_{2max} = 120 \dots 140$ dinți pentru roțile lanțurilor cu eclise dințate;

$z_{2max} = 100 \dots 120$ dinți pentru roțile lanțurilor cu role, bucșe sau bolțuri.

Observație:

a) Când relația (1.67) nu e satisfăcută, se alege un număr de dinți z_1 mai mic;

b) Micșorarea numărului de dinți z_1 , în majoritatea cazurilor necesită un alt pas pentru lanț.

5) Raportul de transmitere real, mediu

- se va utiliza formula:

$$i_{rm} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.68)$$

unde z_1 și z_2 - numărul de dinți ai roții mici respectiv mari pentru lanț.

Observație:

a) Dacă abaterea raportului de transmitere real mediu i_{rm} față de i_m depășește $\pm 3 \%$ acesta se va micșora prin alegerea unui alt număr de dinți z_1 .

b) După mărimea raportului de transmitere transmisiile prin lanț pot fi:

- favorabile $i_{rm} \leq 5$
- normale $i_{rm} \leq 7$
- posibile $i_{rm} = 8 \dots 10$

6) Viteza medie a lanțului

- se determină cu relația:

$$v_m = \frac{z_1 \cdot \omega_1 \cdot p}{6,28} \quad [\text{m/s}] \quad (1.69)$$

$$v_m \leq 7, \text{ favorabil}$$

$$v_m \leq 12, \text{ normal}$$

$$v_m = 12 \dots 24, \text{ posibil}$$

$$v_m = 25 \dots 35, \text{ valori extreme}$$

7) Numărul zalelor lanțului:

$$z = \frac{2A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{6,28} \right)^2 \cdot \frac{p}{A} \quad (1.70)$$

Valoarea obținută se rotunjește la un număr întreg și par de zale.

8) Lungimea lanțului:

- se poate exprima în număr de pași (zale)

$$L_t = z$$

- se poate exprima în metri:

$$L = p \cdot z$$

unde:

z - numărul zalelor lanțului

p - pasul lanțului [m].

9) Frecvența ciocnirilor articulației lanțului

- se exprimă în Hz și se calculează cu formula (1.71)

$$f = \frac{z_1 \cdot \omega_1}{1,57L_t} \quad [\text{Hz}] \quad (1.71)$$

unde:

z₁ - numărul de dinți ai roții mici conducătoare;

ω₁ - viteza unghiulară a roții mici, în rad/ s;

L_t - lungimea lanțului exprimată în număr de pași (zale).

Mărimea frecvenței ciocnirilor articulației lanțului se limitează:

$$f \leq f_{\max}$$

unde: f_{max} - frecvența maximă a ciocnirilor articulației lanțului.

10) Săgeata ramurii conduse a lanțului, la montaj

În valori absolute (y) și relative (z) se determină pe diagramă funcție de distanța teoretică între axele roților de lanț (A_t) și pentru domeniul optim hașurat.

11) Distanța reală, la montaj între axele roților de lanț

Pentru a asigura la montaj săgeata y determinată anterior trebuie modificată distanța teoretică între axele roților de lanț și stabilită o distanță reală cu formula (1.72) :

$$A_r = A_t - \Delta A_t \quad (1.72)$$

unde:

A_t - distanța teoretică între axele roților de lanț, în m;

ΔA_t - cantitatea în metri, cu care trebuie micșorată distanța teoretică între axele roților de lanț.

12) Unghiul real de înfășurare, la montaj, a lanțului pe roata conducătoare

Mărimea unghiului real de înfășurare se determină cu formula (1.73)

$$B_1 = B_{t1} - 4Z \quad (1.73)$$

unde:

B_{t1} - unghiul teoretic de înfășurare a lanțului pe roata conducătoare, în rad;

Z - săgeata ramurii conduse a lanțului, în valori relative.

13) Aria de contact caracteristică, necesară dintre bucsă sau eclise și bolț.

- se determină punînd condiția ca eforturile unitare de contact să nu depășească rezistențele admisibile:

$$A_{n2} = \frac{6280 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \cdot P_1}{z_1 \cdot \omega_1 \cdot p \cdot P_a} \quad (1.74)$$

P_1 - puterea la arborele roții conducătoare, în kW;

P_a - presiunea admisibilă de contact în articulațiile lanțului în N/ m².

14) Energia cinetică specifică de ciocnire a articulației lanțului

- se calculează cu relația:

$$e_c = \frac{\rho_1 p^3 \omega_1^2 \sin^2 \left(\frac{2\pi}{z_1} + \gamma \right)}{2A_1} \quad [\text{J/m}^2] \quad (1.75)$$

unde:

ρ_1 - densitatea de lungime a masei lanțului, în kg/ m;

$\gamma = (0,226 \dots 0,401)$ rad - unghiul făcut de direcția reacțiunii contactului dinte-lanț cu linia centrelor bolțurilor;

A_1 - aria de contact caracteristică dintre dintele, rola, bucușă sau bolțul lanțului și dintele roții de lanț în m^2 .

Mărimea energiei cinetice specifice de ciocnire a articulației lanțului se limitează:

$$e_c \leq e_{cmax} \quad (1.76)$$

unde:

$e_{cmax} = 350 \text{ J/ m}^2$ - energia cinetică maximă, specifică de ciocnire.

Când inegalitatea nu e îndeplinită, se va micșora pasul lanțului și calculul se va reface.

2. CONSIDERAȚII TEHNICE

2.1. ASPECTE ACTUALE PRIVIND ÎNCERCAREA LANȚURILOR

În funcție de condițiile de exploatare, studiile și cercetările experimentale efectuate asupra lanțurilor sunt bazate pe determinarea influenței diferiților factori asupra comportării și siguranței în exploatare.

Încercările lanțurilor care stau la baza acestor studii sunt de două categorii, încercări standardizate și încercări speciale, și sunt prezentate în tabelul 2.1 :

Tabelul 2.1. Încercările lanțurilor

Categoria încercării	Denumirea încercării	Mărimi determinate
A. Încercări standardizate (normalizate)	1.) Încercarea la sarcina de deformare	Deformarea zalelor
		Alungirea la deformare
	2.) Încercarea la rupere	Forța de rupere
		Alungirea la rupere
	3.) Încercare la solicitări repetate	Nr. de cicluri până la rupere
		N 5 · 10 cicluri

Categoria încercării	Denumirea încercării	Mărimi determinate
B. Încercări speciale	1.) Încercări privind tehnologia de confecționare a zalei	Caracteristici mecanice în funcție de tehnologia aplicată
	2.) Încercări privind influența tratamentului termic asupra lanțurilor	Temperaturi optime pentru tratamentele termice
	3.) Încercări privind influența temperaturii mediului asupra lanțurilor	Valorile caracteristicilor mecanice între (- 30 400 °C)
	4.) Încercări privind susceptibilitatea la rupere casantă a zalelor	Valorile rezilienelor pentru epruvete extrase din diferite zone ale zalelor
	5.) Încercări privind influența creștăturilor asupra utilizării lanțurilor	Influența poziției creștăturii pe zala de lanț
	6.) Încercări privind influența organelor de ghidare și acționare asupra lanțurilor	Durabilitatea lanțului ținând seama de solicitările suplimentare din zale datorită roților de lanț
	7.) Studii privind ruperea zalelor de lanț	Cauze și plasarea secțiunii de rupere
	8.) Încercări privind influența lungimii lanțurilor asupra mărimii forței de rupere	Lungimea optimă pentru încercare

2.2. CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Calculul de rezistență este adaptat la forma lanțului. În studierea calculului de rezistență pentru transmisiile prin lanț vom ține seama de faptul că scoaterea din funcțiune a lanțului este cauzată, fie de uzură, fie de ruperea elementelor sale. Uzura contribuie la mărirea pasului lanțului, iar desfacerea lanțului este provocată de ruperea elementelor sau a legăturilor dintre acestea.

La lanțurile standardizate cu zale, aprecierea ruperii se face global, prin sarcina de rupere, determinată experimental pentru fiecare tip de lanț și dată în cataloage, eventual se poate face o verificare la tracțiune.

În lanțurile articulate, calculul la rezistență se face, verificându-se tensiunile de întindere în plăcuțe, de forfecare și încovoiere în bolțuri, iar calculul la uzură, prin verificarea la presiune de contact în articulații.

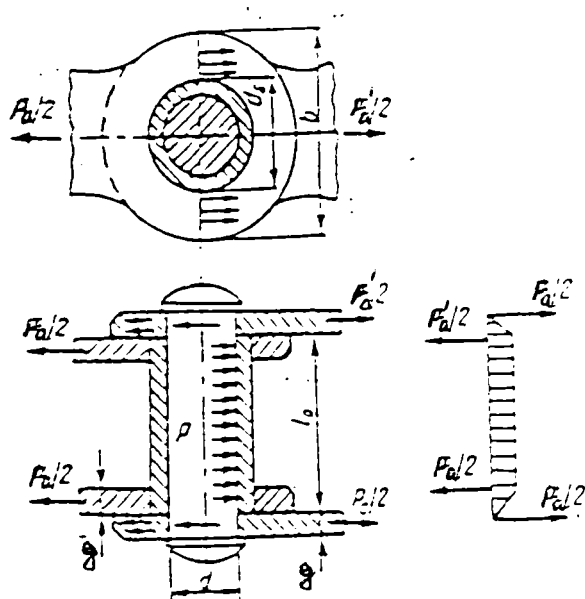


Figura.2.1

Schema de calcul a lanțurilor articulate

Ținând seama de notațiile din figura 2.1 și notând cu z numărul de plăcuțe cuprinse între două bolțuri apropiate relațiile de calcul sunt următoarele:

- pentru presiunea de contact σ_K , în articulație,

$$\sigma_K = \frac{F_a'}{zdl_0} \leq \sigma_{Ka} \quad (2.1)$$

- pentru întinderea în plăcuțe:

$$\sigma_t = \frac{F_a'}{2z(b-d_s)S} \leq \sigma_{at} \quad (2.2)$$

- pentru forfecarea bolțului:

$$\tau_f = \frac{F_a'}{2 \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{af} \quad (2.3)$$

- pentru încovoierea bolțului:

$$\bar{\sigma}_i = \frac{F'_a s}{2 \cdot 0,1d^3} \leq \bar{\sigma}_{ai} \quad (2.4)$$

În relațiile (2.1) ÷ (2.4) F'_a reprezintă forța de calcul care se determină cu relația:

$$F'_a = F \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \quad (2.5)$$

k_1 - coeficient ce ia în considerare caracterul sarcinii:

$k_1 = 1$ - pentru sarcină uniformă;

$k_1 = 1,2 \dots 1,5$ - pentru sarcină variabilă;

k_2 - coeficient ce ține seama de înclinarea transmisiei față de orizontală:

$k_2 = 1$ - pentru transmisie înclinată la 60° ;

$k_2 = 1,25$ - pentru transmisie înclinată la peste 60° ;

k_3 - coeficient de calitate al lanțului:

$k_3 = 1$ - pentru lanțurile obișnuite;

$k_3 = 1,3 \dots 1,4$ - pentru lanțurile de precizie ridicată;

k_4 - coeficient de ungere:

$k_4 = 1$ - pentru ungere prin picurare;

$k_4 = 1,5$ - pentru ungere periodică;

F - forța periferică de transmisie:

$$F = \frac{2M_t}{\Delta_1} = S_1 - S_2 \quad (2.6)$$

M_t - momentul de torsiune [N/mm];

Δ_1 - diametrul mediu al roții conducătoare [mm];

S_1, S_2 - forțele din ramurile activă și condusă. [N]

2.3. CONSIDERAȚII COMPARATIVE ASUPRA REZISTENȚEI ȘI DEFORMABILITĂȚII UNOR LANȚURI DE TRANSMISIE FLEYER

Pentru a pune în evidență comportarea din punctul de vedere al rezistenței și deformabilității s-au studiat două tipuri de lanț Fleyer (tip A și B), cu menționarea îmbunătățirilor calitative obținute pentru lanțul tip B, în urma modificărilor dimensionale și tehnologice.

a.) Considerații asupra calculului de rezistență al lanțurilor Fleyer

În vederea studiului comparativ al lanțurilor Fleyer 3 x 4, considerând că elementele componente (bolț - eclisă) sunt dimensionate după criteriul de egală rezistență, rezultă că datorită realizării tipului constructiv 3 x 4 (succesiunea numărului de eclisă), secțiunea periclitată se localizează într-un pas de lanț cu trei eclise.

1.) Eclisa

- pasul $p = 12 \pm 0,1$ mm
- grosimea $g = 2$ mm
- diametrul găurilor de bolț $d = 4,45^{+0,12}_{+0,04}$ mm
- lățimea exterioară $b_0 = 11$ mm
- lățimea interioară $b_i = 9,3$ mm
- raza de racordare a zalei în secțiunea mijlocie $R = 16$ mm

Notă Oxidat albastru violet

Muchiile se vor rotunji prin tabare

Se admite calitatea orificiilor rezultate din perforarea normală

Material: OLC 45 (STAS 888 - 66 îmbunătățit) HV = 400 - 500

2.) Bolț

- lungimea: $L = 17 - 0,2$ mm
- raza de racordare la capete $R_{\min} = 0,3$ mm
- diametrul $d = 4,45 - 0,03$ mm

Notă Raza $R = 0,3$ mm se va realiza prin tabare

Material: 13 CN cianurat, HV 650 - 760, adâncimea stratului 0,3 - 0,35 mm

Cercetările comparative s-au extins asupra rezistenței, deformabilității și durității lanțurilor primite din partea beneficiarului contractului.

Astfel tensiunile dintr-o eclisă (Figura 2.2 și Figura 2.3) sunt:

- tensiunea la întindere a eclisei în secțiunea de la mijloc

$$\sigma_{t0} = \frac{F_1}{b_i \cdot g} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.7)$$

în care:

$F_1 = \frac{F}{3}$ - forța care acționează asupra unei eclise într-un pas de lanț cu trei eclise, în N;

b_i - lățimea interioară a eclisei în secțiunea mijlocie, în mm;

g - grosimea eclisei, în mm;

- tensiunea de întindere a eclisei în secțiunea slăbită de gaura de bolt:

$$\sigma_t = \frac{F_1}{(b_e - d)g} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.8)$$

în care:

b_e - lățimea exterioară a eclisei, în mm;

- tensiunea de contact pe gaura de bolt [9]:

$$\sigma_g = \frac{F_1}{dg} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.9)$$

- tensiunea de forfecare a eclisei datorită boltului [9]:

$$\sigma_f = \frac{F_1}{2\left(\frac{b_e}{2} - \frac{d}{2}\right)g} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.10)$$

- solicitarea tangențială considerată după formula lui Lamé [4]

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{F_1}{dg} \cdot \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.11)$$

în care:

$k = \frac{b_e}{d}$ - raportul dimensiunilor

În funcție de dimensiunile constructive ale ecliselor de lanț FLYER tip 572A și tip 402B valorile tensiunilor sunt date în tabelul 2.2

ECLISA 402.00.01

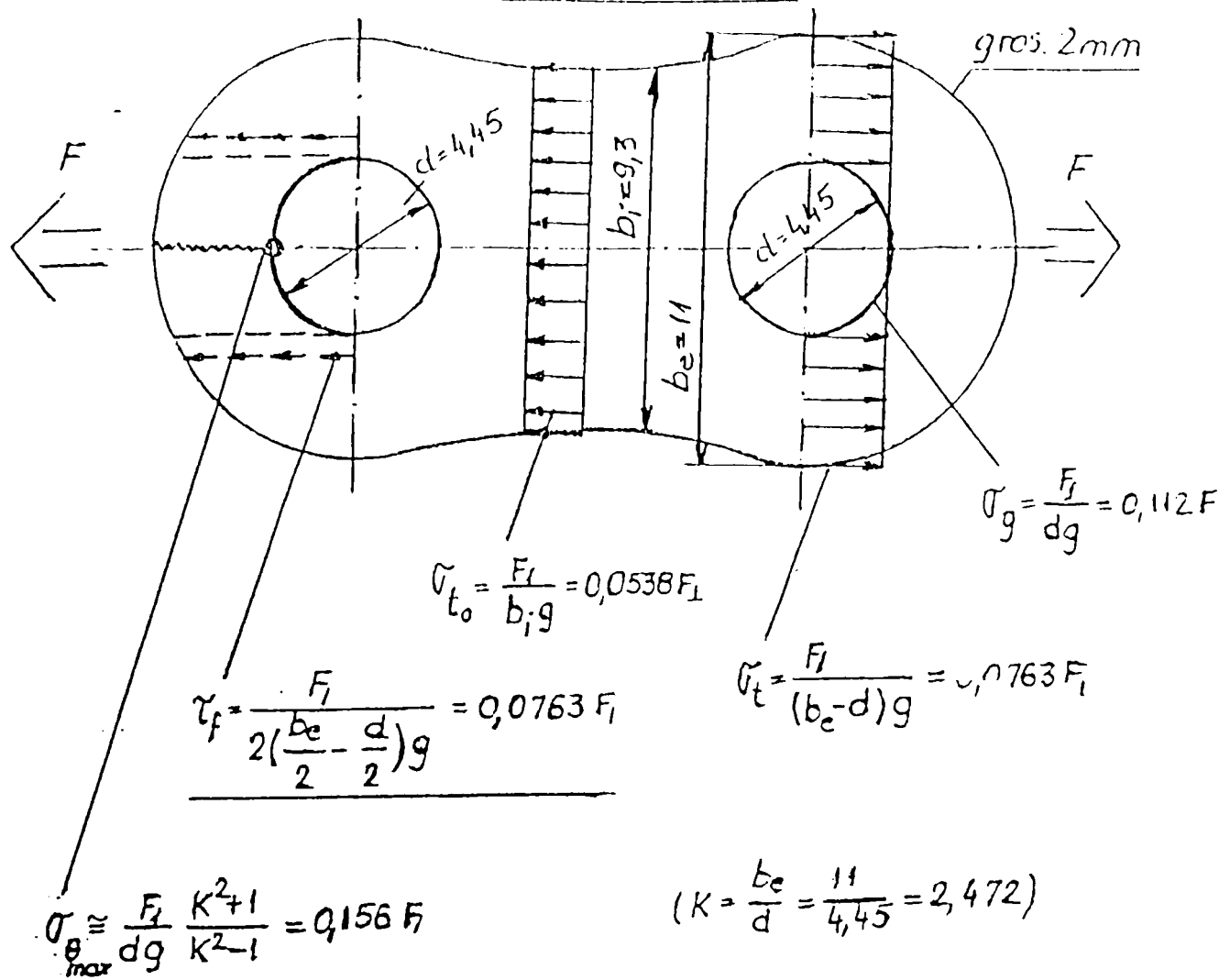


Fig.2.2 Tensiuni in eclisa de lant 402.00.01

ZA DE LANT 572.01

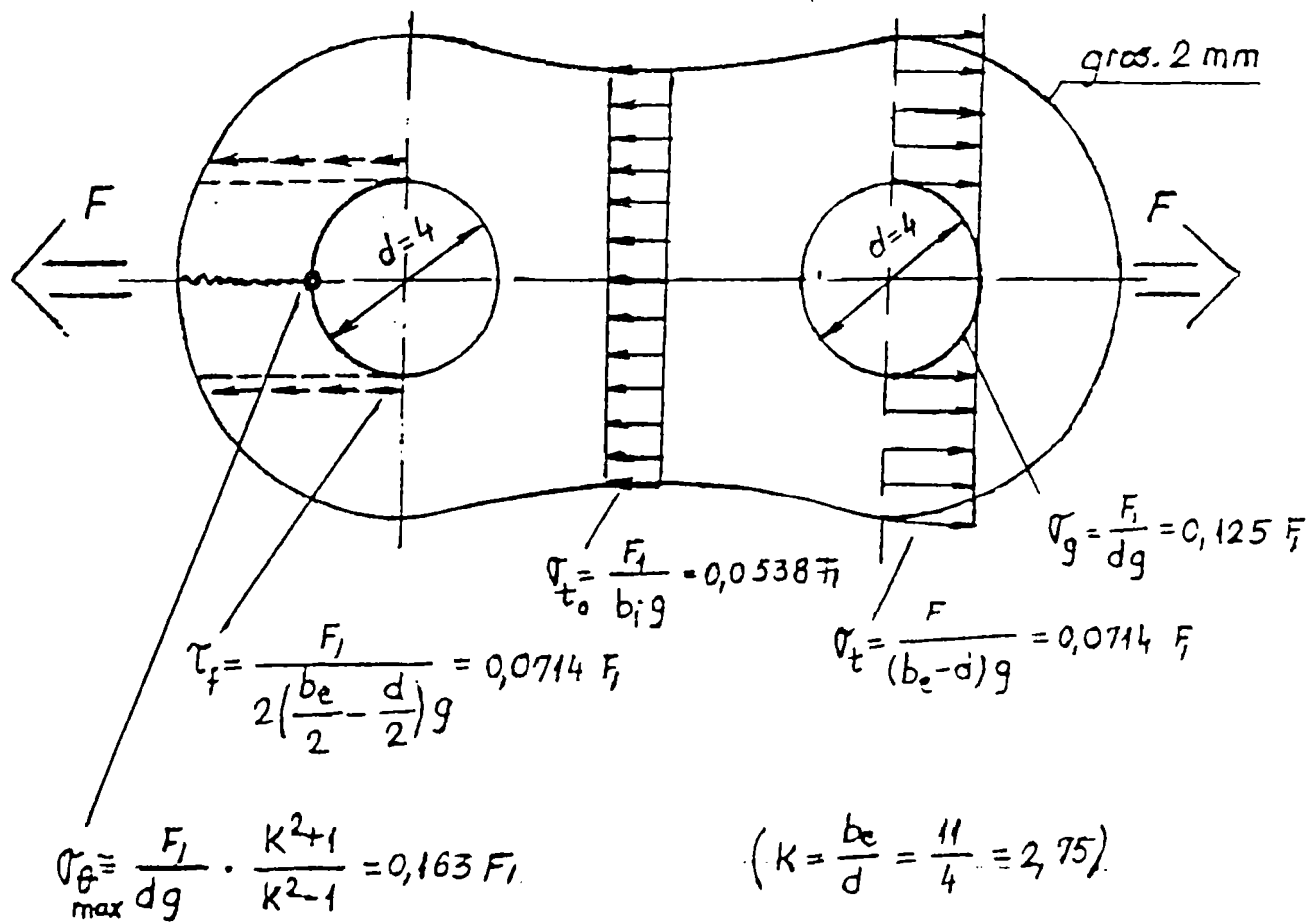


Fig.2.3 Tensiuni in zaua de lant 572.01

Nr. crt.	Tensiunea [N/ mm ²]	Lanț FLYER tip 572	Lanț FLYER tip 402
1.	σ_{i0}	0,0538 F ₁	0,0538F ₁
2.	σ_t	0,0714F ₁	0,0763F ₁
3.	σ_g	0,125F ₁	0,112F ₁
4.	τ_f	0,714F ₁	0,0763F ₁
5.	$\sigma_{\theta\max}$	0,163F ₁	0,156 F ₁

$$F_1 = \frac{F}{3} \text{ în [N]}$$

Rezultă că tensiunea normală maximă care favorizează inițierea ruperii eclisei este $\sigma_{\theta\max}$, urmând ca eclisa să se rupă prin forfecare sub acțiunea tensiunilor tangențiale τ_f . Aceste observații s-au confirmat și experimental prin fotoelasticimetrie și ruperea ecliselor.

CONCLUZII :

Toate dimensiunile fiind aceleasi pentru cele doua tipuri de lanturi Fleyer comparate 402B si 572A diferind doar diametrul gaurii de bolt $d_A=4\text{mm}, d_B=4,45\text{mm}$, se observa urmatoarele influente ale lui d ca si **concentrator**.

- 1) Lanțurile Fleyer tip 402B și tip 572A au aceleași valori ale tensiunii de întindere în secțiunea de la mijloc.
- 2) Tensiunea de întindere a eclisei în secțiunea slăbită de gaura de bolt are valori mai mari cu cca. 7% pentru lanțul Fleyer tip 402 B față de lanțul Fleyer tip 572A.
- 3) Tensiunea de contact pe gaura de bolt este mai mare pentru lanțul Fleyer tip 572A față de lanțul Fleyer 402B cu cca. 11,6%.
- 4) Datorită faptului ca tensiunea de forfecare a eclisei are valori mai mici cu cca. 10,7% la lanțul tip 402B față de lanțul Fleyer tip 572 A, este mai eficienta folosirea lanțului tip 402B în producție, având o rezistență mai mare decât lanțul Fleyer tip 572A.
- 5) Tensiunea normală maximă care favorizează ruperea are valori mai mari pentru lanțul Fleyer tip 402A cu cca. 4% decât pentru lanțul Fleyer tip 572B, ceea

ce înseamnă că lanțul Fleyer tip 402 A se va rupe mai repede decât lanțul Fleyer tip 572B, lucrând în condiții similare de sarcină și mediu .

Lanțul Fleyer tip 572B este mai bun decât lanțul Fleyer tip 402A având în afară de tensiunea de întindere a eclisei în secțiunea slăbită de gaura de bolt valori mai mici ale tensiunilor comparativ cu lanțul tip A .

Are deci o durabilitate și o siguranță în exploatare mai mare.

C.2. Considerații asupra caracteristicilor mecanice a materialelor utilizate în construcția lanțurilor FLYER, la solicitări statice și solicitări variabile

Materialul ecliselor: OLC 45

- Compoziția chimică, %:

C	N _n	S _i	Max F	Max S	C _x	N _i	Cu	max A ₅
0,42-0,49	0,5-0,8	0,17-0,37	0,04	0,04	0,30	0,30	0,30	0,05

- Caracteristici mecanice minime (tratament termic I - îmbunătățit)

Limita de curgere $R_{0,2} = 400 \text{ N/mm}^2$;

Rezistența la rupere $\sigma_R = 660 \text{ N/mm}^2$;

Alungirea la rupere $A_5 = 17 \%$;

Gâtuirea la rupere $Z = 35 \%$

În funcție de temperatura de revenire se pot obține valori ale caracteristicilor mecanice

$R_{0,2} = 540 - 670 \text{ N/mm}^2$;

$\sigma_R = 770 - 950 \text{ N/mm}^2$;

$A_5 = 14 - 23 \%$;

$Z = 40 - 53 \%$

- Caracteristicile de oboseală, la temperatura normală:

Rezistența la oboseală prin tracțiune, ciclu pulsant:

$$\sigma_{\theta t} = \min 310 \text{ N/mm}^2$$

Rezistența la oboseală prin tracțiune - compresiune, ciclu simetric:

$$\sigma_{.1t} = \min 220 \text{ N/mm}^2$$

Materialul știftului (lanț tip 572): OL 60

- Compoziția chimică, %

C	Mn	Si	max P	max S
0,40	0,47 - 0,85	0,37	0,055	0,055

- Caracteristici mecanice minime:

Limita de curgere: $R_c = 320 \text{ N/mm}^2$;

Rezistența la rupere: $\sigma_R = 600 \text{ N/mm}^2$;

Alungirea la rupere: $A_5 = 15 \%$.

- Caracteristici de oboseală, la temperatura normală:

Rezistența la oboseală prin tracțiune, ciclu pulsant:

$$\sigma_t = 300 \text{ N/mm}^2$$

Rezistența la oboseală prin tracțiune - compresiune, ciclu simetric:

$$\sigma_{.1t} = 200 \text{ N/mm}^2$$

Materialul boltului (lanț tip 402): 13 CN 30

- Compoziția chimică, %

C	Mn	Si	max P	max S	Cr	Ni	Alte elemente % _{max}
0,09 - 0,16	0,30 - 0,60	0,17 - 0,37	0,035	0,035	0,60 - 0,90	2,75 - 3,75	0,30 Cu 0,02 Ti

- Caracteristici mecanice minime (tratament termic Ccr - călire dublă și revenire joasă):

Duritate Brinell (stare recoaptă), valori max. HB: 217

Limita de curgere: $R_{0,2} = 750 \text{ N/mm}^2$;

Rezistența de rupere: $\sigma_R = 950 \text{ N/mm}^2$;

Alungirea la rupere: $A_5 = 11 \%$;

Gâtuirea la rupere: $Z = 55 \%$.

- Caracteristici de oboseală, la temperatură normală:

Rezistența la oboseală prin tracțiune, ciclu pulsant:

$$\sigma_t = 630 \text{ N/mm}^2$$

Rezistența la oboseală prin tracțiune - compresiune, ciclu simetric:

$$\sigma_{.1t} = 850 \text{ N/mm}^2$$

2.4. ANALIZA EXPERIMENTALĂ A TENSIUNILOR

2.4.1. NECESITATEA ȘI SCOPUL ANALIZEI EXPERIMENTALE A TENSIUNILOR

Măsurarea tensiunilor și deformațiilor în domeniul static sau dinamic al lanțurilor articulate pot duce la concluzii extrem de importante pentru îmbunătățirea lor. Această metodă poate da răspuns la multe probleme de rezistență care preocupă inginerii și tehnicienii din producție:

- stabilirea stării de tensiune și de deformație în eclisa sau zaua de lanț;
- apariția zonelor de deformații plastice;
- redistribuirea eforturilor după această apariție;
- dezvoltarea în continuare a zonelor de deformare plastică;
- modul de pierdere a capacității portante;
- stabilirea concordanței valorilor obținute experimental cu cele obținute din calcul;
- compararea parametrilor obținuți experimental cu valorile limită stabilite în documentațiile oficiale;
- stabilirea coeficienților de siguranță reali.

METODA ÎNVELIȘULUI FOTOELASTIC

Avantajele acestei metode sunt:

- învelișul fotoelastic este echivalent unui număr infinit de traductoare tensiometrice de bază sau deformație pe ansamblul piesei;
- permite observarea directă a repartiției deformațiilor respectiv a eforturilor pe suprafața piesei cercetate în timpul încercării acesteia;
- se poate utiliza atât în domeniul elastic cât și în domeniul plastic;
- permite stabilirea zonei de apariție a curgerii materialului, precum și urmărirea dezvoltării acestei zone;
- permite efectuarea de măsurători statice și dinamice, cu fotografierea desfășurării fenomenului sau observare și înregistrarea sa la distanță.

Dezavantajele metodei sunt:

- nu se pot executa măsurări în locurile inaccesibile luminii;
- sunt necesare corecții în cazul unor temperaturi mai mari decât 25 °C și în cazul în care apar erori datorite grosimii învelișului.

Metoda învelișului fotoelastic are multe aplicații în probleme care altfel sunt greu abordabile:

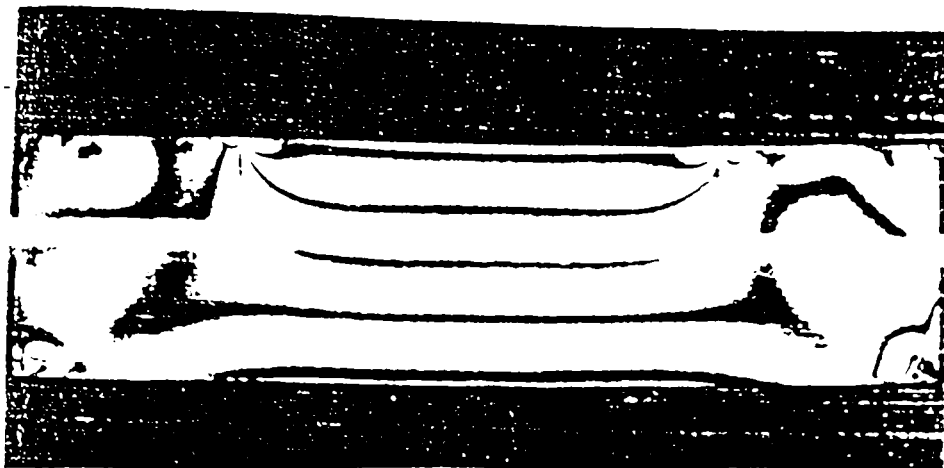
- studiul repartiției eforturilor în îmbinări nituite, piese asamblate prin șuruburi sau sudate;
- studiul problemelor de contact și concentrarea tensiunilor pe materiale reale;
- studiul distribuției și redistribuției eforturilor în domeniul elastic și respectiv elastoplastic;
- măsurarea tensiunilor reziduale;
- controlul nedistructiv al sudurilor etc.

2.4.2. DETERMINAREA ZONEI DE RUPERE PRIN FOTOELASTICITATE

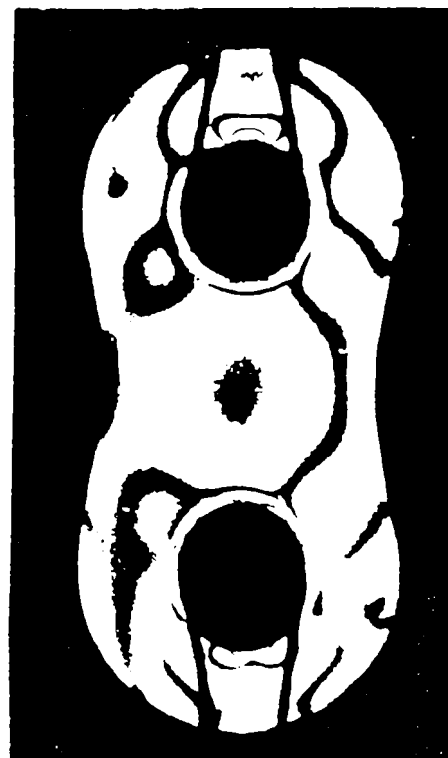
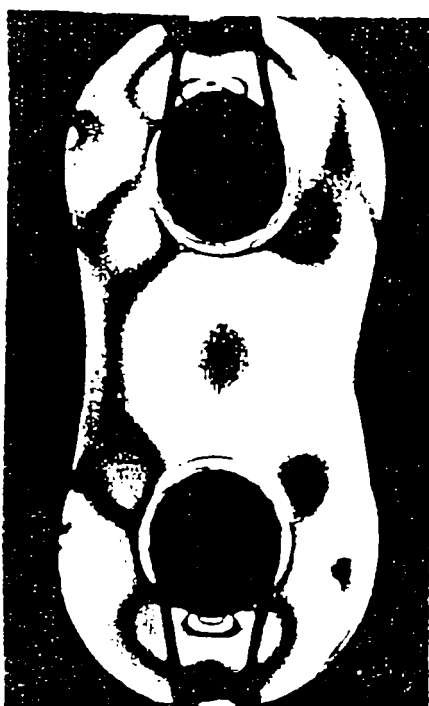
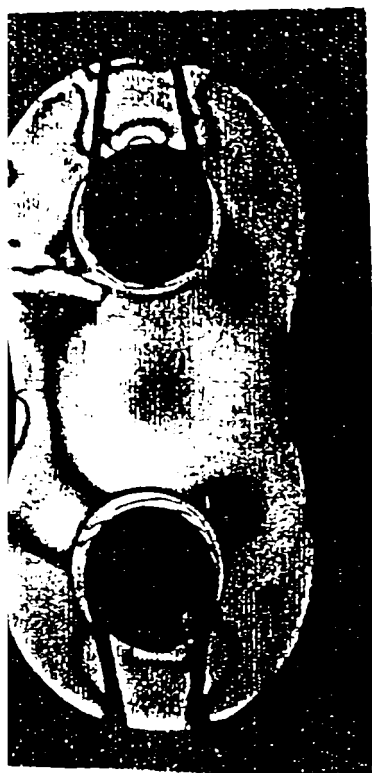
Pentru a obține un tablou complet al câmpului de tensiuni în orice punct al modelului s-a ales această metodă .

S-a utilizat un model plan, confecționat din Araldit B, având rezistența la rupere la tracțiune $\sigma_r = (50,0 - 80,0) \text{ N/mm}^2$ și valoarea benzii $\sigma_0 = (2,5 - 3,0) \text{ N/mm}^2$. Modelul s-a executat la scara 1:1 și a avut grosimea de 4 mm.

Pentru etalonarea materialului s-a folosit o placă etalon având dimensiunile 175 x 45 x 4 solicitată la încovoiere pură. Momentul încovoietor aplicat a fost $M = 8160 \text{ N mm}$ astfel ca pentru modulul de rezistență $W_z = 1,35 \text{ cm}^3$ rezultă tensiunea maximă $\bar{\sigma}_{\max} = 6,04 \text{ N/mm}^2$ iar pentru ordinul benzii $k = 2$ (figura 2.4) din fibra extremă, constanta fotoelastica a materialului este $\sigma_0 = 3,02 \text{ N/mm}^2$.



Sursa de lumină a fost monocromatică iar izocrometele obținute la diferite încercări au fost fotografiate $F_1 = 356 \text{ N}$ (figura 2.5), $F_2 = 427,2 \text{ N}$ (figura 2.6), $F_3 = 462,8 \text{ N}$ (figura 2.7).



Izocromate obtinute la diferite incercari

Figura 2.5 $F_1=356 \text{ N}$

Figura 2.6 $F_2=427,2\text{N}$

Figura 2.7 $F_3 =462,8 \text{ N}$

Determinarea tensiunilor pe conturul eclisei

S-a făcut ținând seama de faptul că tensiunile maxime apar pe conturul pieselor. Dacă un punct de pe contur este intersectat de izocromate de ordinul k_i , tensiunea în punctul respectiv va fi $\sigma_i = k_i \cdot \sigma_0$, în care σ_0 reprezintă valoarea benzii determinată prin epruveta etalon.

Se observă că tensiunile maxime se află în secțiunile situate la cca. $\alpha = 15^\circ$ (unghiul măsurat din centrul 0 și axa x-x) figura 2.8

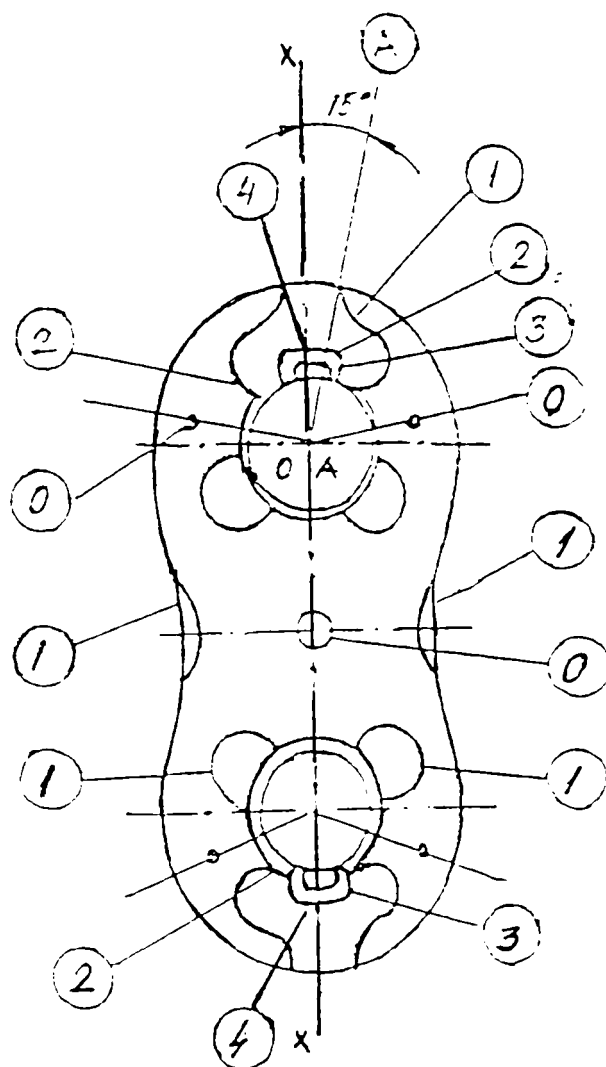


Figura 2.8 Ordinele izocromatelor in modelul eclisei studiate

Tensiunea maximă se poate calcula cu relația:

$$\sigma_{\max} = k \cdot \sigma_0 = 4 \cdot 30,2 = 120,8 \text{ daN/ cm}^2 \quad (2.12)$$

în care $k = 4$ în secțiunea respectivă pentru unghiul $\alpha = 15^\circ$.

Se poate calcula un coeficient de siguranță față de $\sigma_r = 600 \text{ daN/ cm}^2$ pentru acest material araldit.

$$c = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} = \frac{600}{120,8} = 4,96. \quad (2.13)$$

În zona A - A se poate observa influența mare a solicitării de contact produsă de bolț.

Citirea franjelor de interferență (izocromatele) s-a făcut direct pe aparatura fotoelastică obținând o încărcare simetrică.

2.5. REFERINȚE NORMATIVE PREVĂZUTE ÎN STANDARDUL EUROPEAN prEN 818-6 PENTRU LANȚURI

1) Definitii

Pentru necesitățile prezentei părți a EN 818, se aplică următoarele definiții:

- a) dimensiune nominală (d_n): Diametrul nominal al sârmei sau al barei de oțel de secțiune rotundă din care e fabricat lanțul;
- b) diametrul semifabricatului (d_m): Diametrul semifabricatului măsurat pe zaua de lanț;
- c) diametrul sudurii (d_s): Diametrul măsurat în zona sudurii;
- d) lungimea afectată dimensional prin sudare (e): Lungimea afectată de sudare, de o parte și de cealaltă a centrului zalei;
- e) pas (p): Lungimea interioară măsurată a zalei;
- f) forța de încercare la fabricarea (MPF) lanțului: Forța aplicată întregului lanț la fabricare;
- g) forța de ruepre (BF): Forța maximă pe care o poate suporta lanțul în cursul unei încercări de tracțiune statică aplicată până la rupere;
- h) sarcina maximă de utilizare (WLL) a lanțului. Masa maximă care se admite a fi susținută de către lanț, suspendat vertical, în serviciu de ridicare;
- i) alungirea totală la rupere (A): Alungirea totală în momentul ruperii lanțului, exprimată în procente din lungimea interioară a eșantionului încercat;
- j) prelucrare finală: Orice operație de prelucrare efectuată asupra lanțului: tratament termic, calibrare dimensională;
- k) lot: Cantitate precizată din care se ia/ iau eșantionul/ eșantioanele;
- l) persoană competentă: Persoană numită, instruită corespunzător, calificată prin cunoștințe și experiență practică, care a primit instrucțiunile necesare realizării examinării cerute.

2) Pericole:

Căderea sarcinii din cauza unei defecțiuni a accesoriilor de ridicare, precum și mijloacele de legare sau componentele lor, pune direct sau indirect în pericol sănătatea sau viața persoanelor situate în zona periculoasă a instalațiilor de ridicat.

În scopul garantării rezistenței și durabilității necesare pentru lanțuri EN 818 stabilește prescripțiile pentru proiectare, alegerea materialelor de execuție și încercările care să asigure realizarea nivelurilor de performanță precizate.

Defecțiunile cauzate de oboseală nu sunt considerate ca fiind un pericol când lanțurile conform EN 818 sunt utilizate la operațiuni obișnuite.

Deoarece o defecțiune poate rezulta din alegerea incorectă a clasei și a specificațiilor accesoriilor de ridicare EN 818 stabilește de asemenea prescripțiile pentru marcaj și pentru certificatul producătorului.

3) Condiții de securitate:

3.1. Dimensiuni

Diametrul materialului (d_m), pasul (p) și lățimea (w_1 , w_2) unei zale de lanț cât și lungimea peste mai mulți pași a unui lanț trebuie să fie în conformitate cu partea EN 818 care se referă la tipul (toleranța mijlocie sau fină) și clasa lanțului respectiv.

3.2. Material, fabricație și tratament termic

Materialul trebuie să corespundă prescripțiilor din partea EN 818 care se referă la tipul și la clasa lanțului respectiv.

Orice za inserată în cursul fabricației trebuie supusă aceluiași operații de prelucrare finală ca și restul lanțului, așa fel încât să existe siguranța că toate zalele lanțului asupra cărora s-au executat operațiile de prelucrare finală sunt în aceeași stare. Când zalele sunt inserate după analiza încercării de fabricație partea de lanț afectată de încercare trebuie supusă forței de încercare de fabricație și reexaminată.

3.3. Caracteristici mecanice

3.3.1. Forța de încercare de fabricație (MFP)

După tratamentul termic, toate lanțurile trebuie supuse forței de încercare de fabricație prescrise în partea EN 818 care se referă la tipul și clasa lanțului respectiv. După încetarea acțiunii forței, lanțul trebuie examinat de către o persoană competentă și orice za cu defecte trebuie înlocuită.

Pentru examinarea lanțurilor care au fost supuse forței de încercare de fabricație, trebuie prevăzută o instalație corespunzătoare, cu iluminare adecvată.

Lanțurile sunt furnizate cu diferite stări ale suprafeței. Atunci când sunt utilizate procedee care prezintă un risc de fragilizare a lanțului, de exemplu curățarea cu acid sau

acoperirea electrolică, forța de încercare de fabricație trebuie reaplicată pe lanț în starea în care se găsește după executarea operațiilor de prelucrare finală.

3.3.2. Forța de rupere (BF) și alungirea totală la rupere (A)

Forța de rupere și alungirea totală la rupere a lanțului prelucrat trebuie să fie egale sau superioare valorilor prescrise în partea EN 818 care se referă la tipul și la clasa lanțului respectiv.

3.3.3. Săgeata de îndoire

Săgeata minimă de îndoire a zalelor lanțului prelucrat trebuie să fie cea prescrisă în partea EN 818 care se referă la tipul și clasa lanțului respectiv.

Eșantioane pentru încercarea la tracțiune

Eșantioanele de încercare trebuie să cuprindă minimum 5 zale. Pot fi necesare două zale suplimentare pentru a se putea prinde cu fălcile de strângere ale mașinii de încercare doar dacă prinderea nu se realizează cu jumătăți de zale sau printr-o altă metodă. Aceste zale suplimentare nu trebuie luate în considerare la determinarea alungirii totale.

Procedură

Încercarea la tracțiune trebuie efectuată cu ajutorul unui aparat de înregistrare care să execute o diagramă forță/ alungire.

Eșantionul trebuie strâns fără torsiune astfel încât zalele să poată fi puse liber sub sarcină. Fălcile trebuie concepute și executate astfel ca eşantionul să nu poată aluneca. Viteza de punere sub sarcină trebuie să fie uniformă.

Alungirea totală la rupere A

Alungirea totală la rupere A trebuie să aibă la bază alungirea totală la rupere ΔL_t , reprezentată în diagrama forță/ alungire.

Alungirea la rupere trebuie exprimată în procente din lungimea interioară nominală L_m a eşantionului măsurată după realizarea încercării de fabricație.

Lungimea interioară nominală a eşantionului este suma pașilor nominali care constituie eşantionul.

$$A = \frac{\Delta L_t}{L_n} \cdot 100\% \quad (2.14)$$

cu $L_n = n p_n$

$p_n = 3 d_n$

m - numărul de zale

p_m - pas nominal

$$\Delta L_t = L_t - L_0 \quad (2.15)$$

Condiții referitoare la mașina de încercare la tracțiune statică

Cursa mecanismului de punere sub tensiune trebuie să fie suficientă pentru o anumită lungime de lanț testată, pentru ca întreaga forță să poată fi aplicată fără să fie necesară modificarea prinderii.

Mașina trebuie să fie etalonată și certificată conform EN 10002-2 și să aibă clasa de precizie 1.

În apropierea mașinii trebuie expus un certificat semnat al ultimei examinări.

Mașina utilizată pentru încercarea la tracțiune statică trebuie prevăzută cu un înregistrator grafic care să permită desenarea diagramei forță/ alungire în cursul încercării.

De asemenea trebuie îndeplinite următoarele condiții:

- mașina să asigure solicitarea axială a epruvetei;
- dispozitivul de încărcare să ofere posibilitatea măririi continue a forței, de la zero până la valoarea maximă, iar viteza de creștere să poată fi reglată între anumite limite.

c.) Încercări la rupere

În vederea determinării forței de rupere a lanțurilor Fleyer 3 x 4 tip 572, lanț pentru mașini de filat și rasucit și tip 402, lanț fără spațiu liber între eclise, de înaltă rezistență s-au efectuat încercări la rupere pe câte 7 probe de lanț din fiecare tip constructiv.

Încercările s-au efectuat pe mașinile de tracțiune AVK Budapest SZ - 5, clasa 1-a de precizie, rezultatele înregistrate fiind date în tabele:

Tabelul. 2.3 Încercarea la rupere a lanțului Fleyer 3 x 4 tip 572A

Nr. crt.	Forța maximă F [N]	Localizarea Ruperii	τ_{fr} MPa	$\sigma_{\zeta \max}$ MPa	σ_g Mpa	σ_{t0} Mpa	Observații
1.	19.200	3 zale	457,1	1043,2	800	344,32	Ruperea zalelor s-a produs
2.	18.800		447,6	1021,4	783,33	337,15	prin forfecare în dreptul
3.	19.000		452,4	1032,3	791,67	340,73	bolțului, simultan pentru
4.	19.000		452,4	1032,3	791,67	340,73	cele trei zale
5.	19.200		457,1	1043,2	800	344,32	
6.	17.200		409,5	934,53	716,67	308,45	
7.	17.400		414,3	945,4	725	312,04	

Parametri statistici

- $n = 7$;
- valoare medie: $M_F = 18.543 \text{ N}$;
- abaterea medie pătratică: $S_n = 798 \text{ N}$;
- abaterea medie pătratică corectată: $S_{n-1} = 862 \text{ N}$;
- amplitudinea: $W = 2.000 \text{ N}$;
- coeficientul de variație: $C_v = 4,6 \%$.

Tabelul. 2.4 Încercarea la rupere a lanțului Fleyer 3 x 4 tip 402B

Nr. crt.	Forța maximă F [N]	Localizarea ruperii	τ_{fr} MPa	σ_e max MPa	σ_g MPa	σ_{t0} Mpa	Observații
1.	34.500 *	3eclise*	877,9	1794	1288	618,7	Ruperea ecliselor s-a produs prin
2.	32.000	3eclise	814,2	1664	1194,6	573,87	forfecare în dreptul bolțului
3.	34.750	3eclise	884,2	1807	1297,3	623,18	simultan pentru cele 3 eclise.
4.	31.250 *	3eclise*	795,2	1625	1166,6	540,42	*La probele 1 și 4 ruperea
5.	31.250	3eclise	795,2	1625	1166,6	560,42	s-a produs în dreptul a două
6.	34.500	3eclise	877,9	1794	1288	618,7	bolțuri consecutive.
7.	34.000	3eclise	865,1	1768	1269,3	609,73	

Parametri statistici

- $n = 7$;
- valoare medie: $M_F = 33.179 \text{ N}$;
- abaterea medie pătratică: $S_n = 1486 \text{ N}$;
- abaterea medie pătratică corectată: $S_{n-1} = 1.605 \text{ N}$;
- amplitudinea: $W = 3.500 \text{ N}$;
- coeficientul de variație: $C_v = 4,8 \%$.

Lant FLEYER
572 si 402

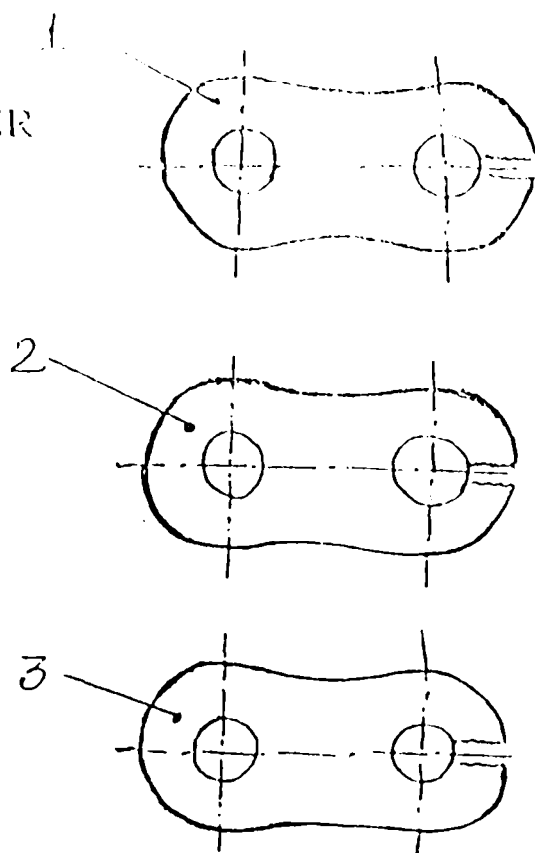


Fig. 2.9 Ruperea simultana a trei zone 1, 2, si 3 in dreptul boltului

Lant FLEYER
402
p. 1 si 4

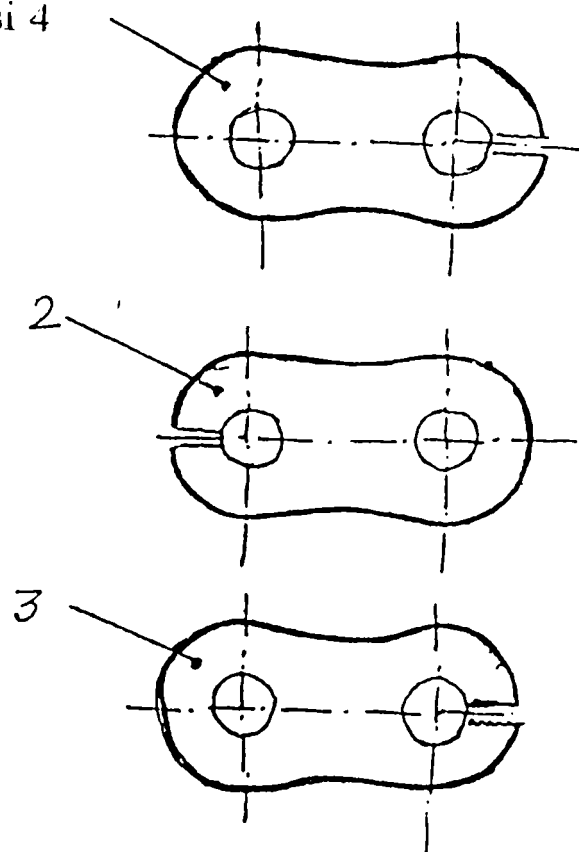


Fig. 2.10 Ruperea eclisei din mijloc 2, respectiv a celor laterale 1 si 3

Analizând secțiunile de rupere rezultă următoarele:

- toate probele s-au rupt prin forfecarea zalelor ecliselor în dreptul bolțurilor pentru pasul de lanț cu trei eclise:

- la ruperea lanțului tip 572, forfecarea zalelor pentru toate probele s-a produs în dreptul bolțurilor în aceeași parte, simultan pentru cele trei zale;

- la ruperea lanțului tip 402, forfecarea ecliselor pentru probele 2, 3, 5, 6 și 7 s-a produs în dreptul bolțurilor în aceeași parte, simultan pentru cele trei eclise iar la probele 1 și 4 ruperea s-a produs în dreptul a două bolțuri consecutive în părți opuse;

- ruperea ecliselor în dreptul celor două bolțuri consecutive în părți opuse prin care eclisa din mijloc (2) și eclisele laterale (1) și (3) nu au avut același pas.

Comparând valorile medii ale forțelor de rupere obținute pentru cele două tipuri de lanț rezultă că lanțul Fleyer 3 x 4 tip B are o comportare cu mult mai bună și anume:

$$\frac{F_{rB}(\text{lanț tip 4 B})}{F_{rA}(\text{lanț tip 4 A})} = \frac{33179}{18543} = 1,789$$

Valorile tensiunilor maxime în eclisă calculate pentru cele două lanțuri tip A și B corespunzătoare forței maxime medii în N/ mm² sunt date în tabelul 2.5:

Tabelul 2.5 Valorile tensiunilor maxime in eclisa calculate pentru cele doua lanțuri 572A si 402 B

Nr. crt.	Tensiunea maximă de (în N/ mm ²)	Notare	Lanț A F ₁ = 6181 N	Lanț B F ₁ = 11060 N
1.	întindere la mijlocul zalei/ eclisei	σ ₁₀	332,5	595
2.	întindere în dreptul știftului/ bolțului	σ _t	441,3	843,8
3.	presiune pe gaură	σ _g	772,6	1238,7
4.	forfecare	τ _f	441,3	843,8

d.) Încercări de deformabilitate

În funcție de numărul de probe de lanț pe tipuri (tip A respectiv B) s-au efectuat încercări de deformabilitate pentru trasarea diagramei $F = f(\Delta l)$ respectiv $\sigma_t = f(\Delta l / l_0)$ pentru lanțurile Fleyer tip A, respectiv tip B.

Încercările s-au efectuat utilizând un tensometru mecanic cu ceas comparator (0,01 mm) pentru lanțuri iar rezultatele obținute sunt date în tabele.

Tabelul 2.6. Lanț Fleyer 3 x 4, tip 572 ($l_0 = 228$ mm),lant A

Nr. crt.	F [N]	σ_{t0} MPa	$\sigma_{\theta_{max}}$ MPa	σ_g MPa	Δ^* [mm]	σ_t [N/mm ²]	$(\Delta l / l_0) \cdot 100$ [%]
1.	1000	17,93	54,33	41,67	0	23,8	0
2.	2000	35,87	108,67	83,33	0,15	47,6	0,0066
3.	3000	53,8	163	125	0,30	71,4	0,132
4.	4000	71,73	217,33	166,67	0,41	95,2	0,179
5.	5000	89,67	271,67	208,33	0,51	118,9	0,224
6.	6000	107,61	326	250	0,61	142,8	0,268
7.	7000	25,53	380,33	291,67	0,70	166,6	0,307
8.	8000	143,47	434,67	333,33	0,81	190,4	0,355
9.	9000	161,4	489	375	0,91	214,2	0,399
10.	10000	179,3	543,33	416,67	1,00	238	0,439
11.	12000	215,2	652	500	1,80	285,6	0,789
12.	17000	304,8	923,67	708,33	3,64	404,6	1,596
13.	18000	322,8	978	750	5,30	428,4	2,325

unde:

$$\sigma_t = \frac{F}{3(b_e - d)g} = 0,0714F_1 [N/mm^2] \quad (2.16)$$

$$F_1 = \frac{F}{3} [N]$$

* Valori medii pentru 2 determinări

Tabelul 2.7 Lanț Fleyer 3 x 4, tip 402 ($l_0 = 228$ mm)

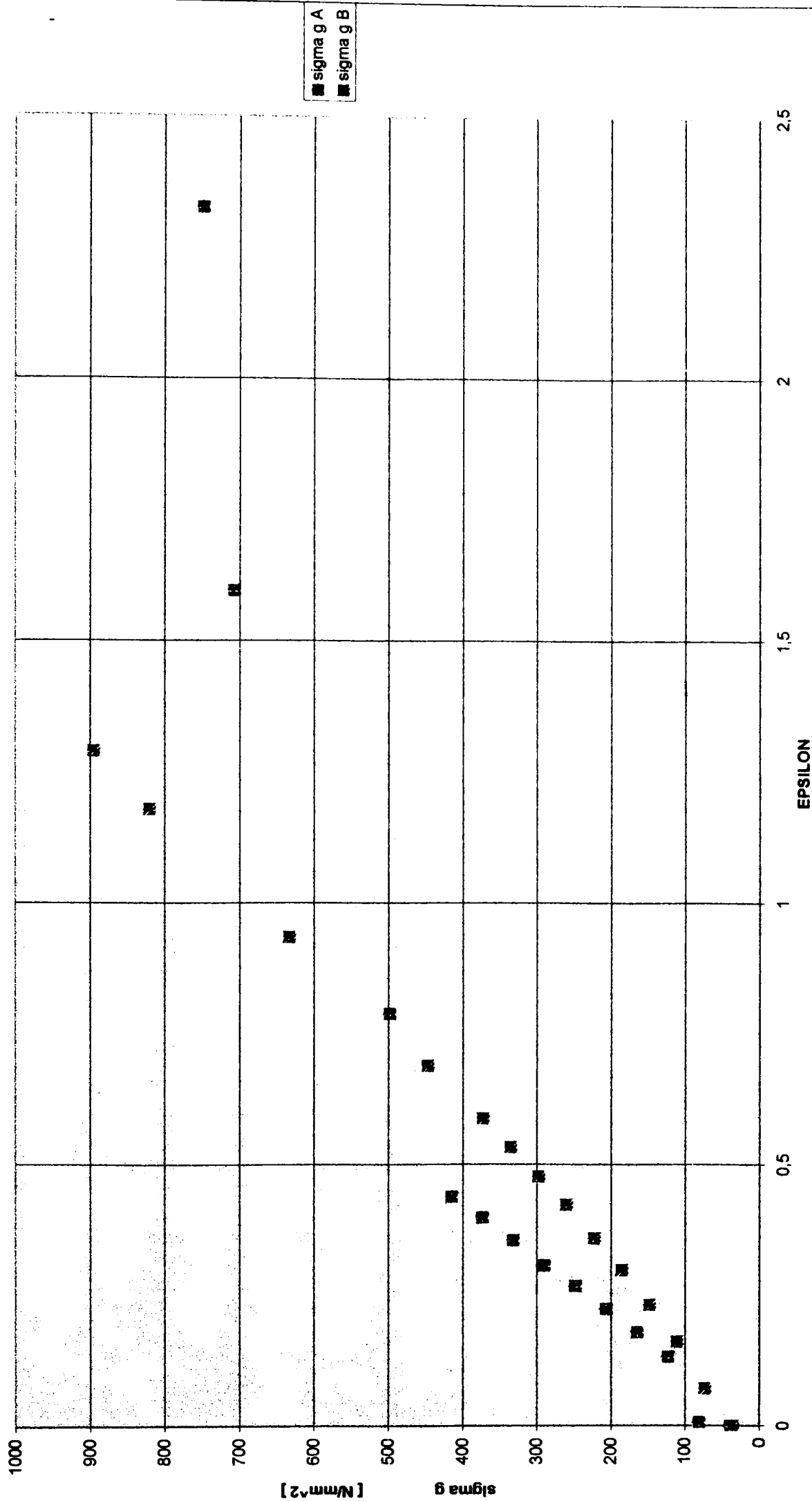
Nr. crt.	F [N]	σ_{t0} MPa	$\sigma_{\theta\max}$ MPa	σ_g MPa	Δ^* [mm]	σ_t [N/mm ²]	$(\Delta l/l_0) \cdot 100$ [%]
1.	1000	17,93	52	37,33	0	25,4	0
2.	2000	35,87	104	74,66	0,162	50,8	0,071
3.	3000	53,8	156	112	0,365	76,3	0,160
4.	4000	71,73	208	149,33	0,530	101,7	0,232
5.	5000	89,67	260	186,67	0,678	127,2	0,298
6.	6000	107,6	312	224	0,820	152,6	0,359
7.	7000	125,53	364	261,33	0,963	178	0,423
8.	8000	143,47	416	298,67	1,090	203,5	0,478
9.	9000	161,4	468	336	1,217	228,9	0,534
10.	10000	179,33	520	373,33	1,433	254,3	0,589
11.	12000	215,2	624	448	1,572	305,2	0,689
12.	17000	304,87	884	634,67	2,132	432,36	0,935
13.	22000	394,53	1144	821,33	2,688	559,53	1,179
14.	24000	430,4	1248	896	2,942	610,4	1,290

$$\sigma_t = \frac{F}{3(b_e - d)g} = 0,0763 F_1 [\text{N/mm}^2] \quad (2.17)$$

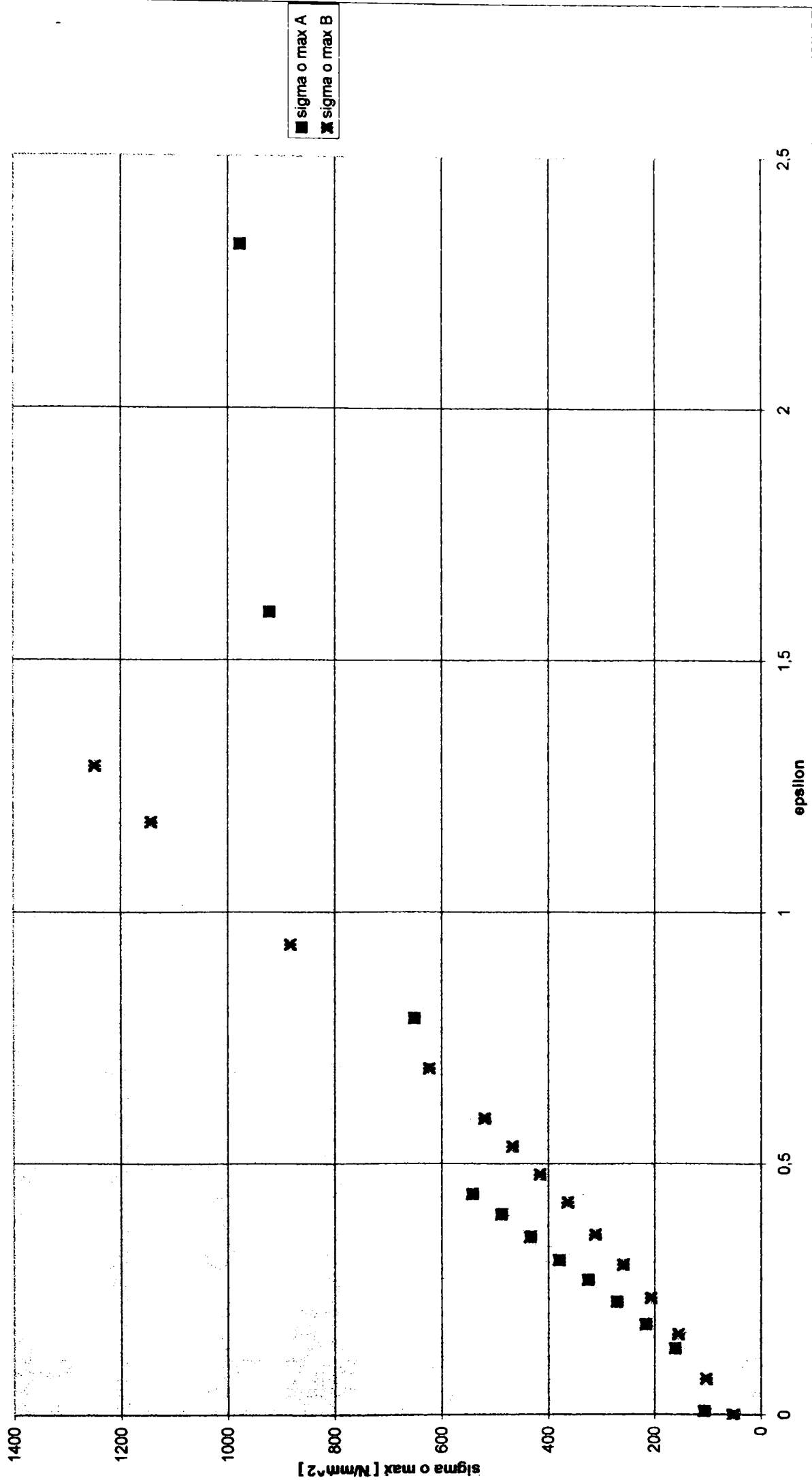
$$F_1 = \frac{F}{3} [\text{N}]$$

* Valori medii pentru 6 determinări.

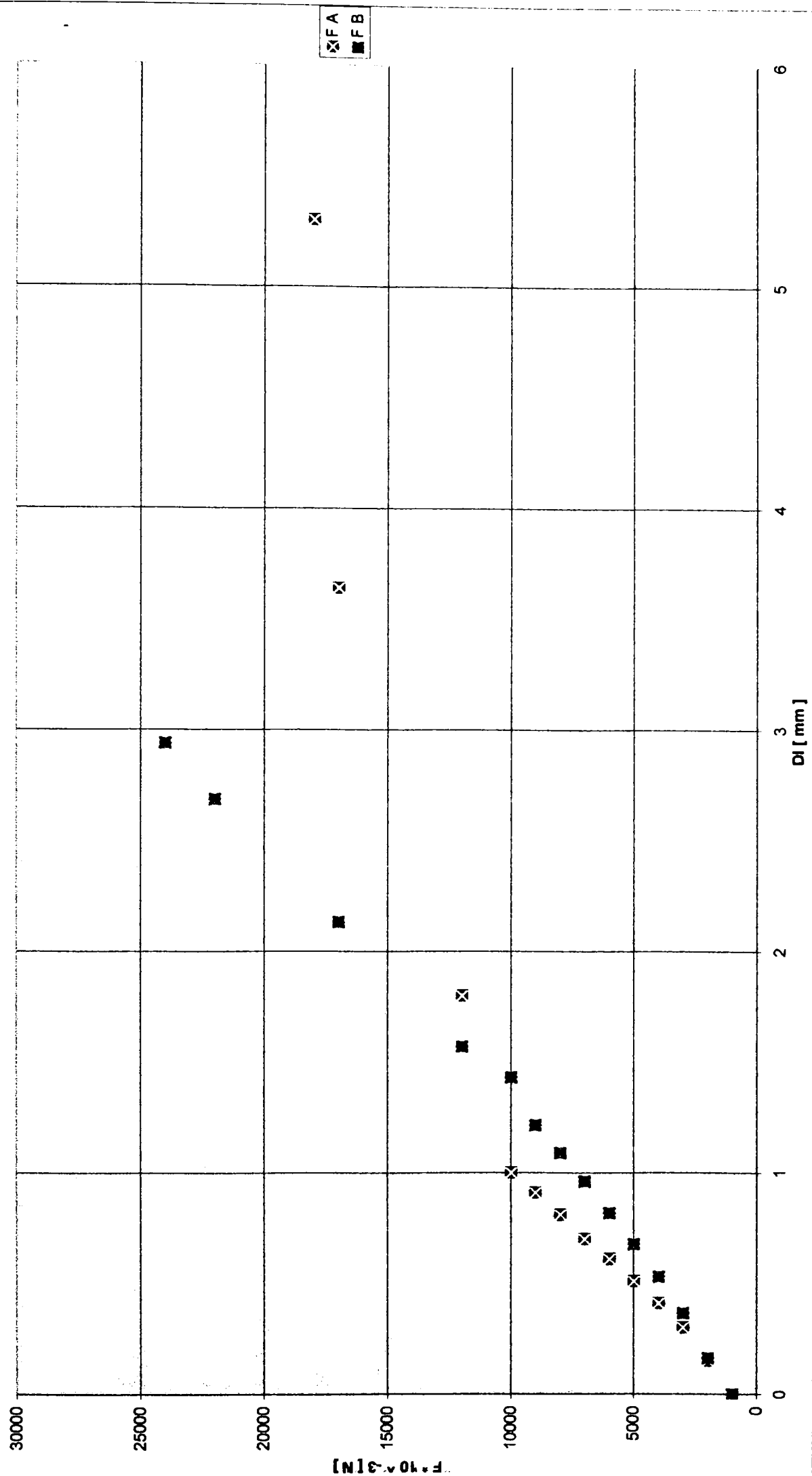
**DIAGramele INcARILOR DE DEFoRMABILITATE sigma g = f (epsilon) PENTRU CELE DOUA TIPURI DE LANTURI
INcERCATE SI cOMPARETE: LANT FLEYER 3x4 TIP 402 B SILANT FLEYER 3x4 TIP 572 A**



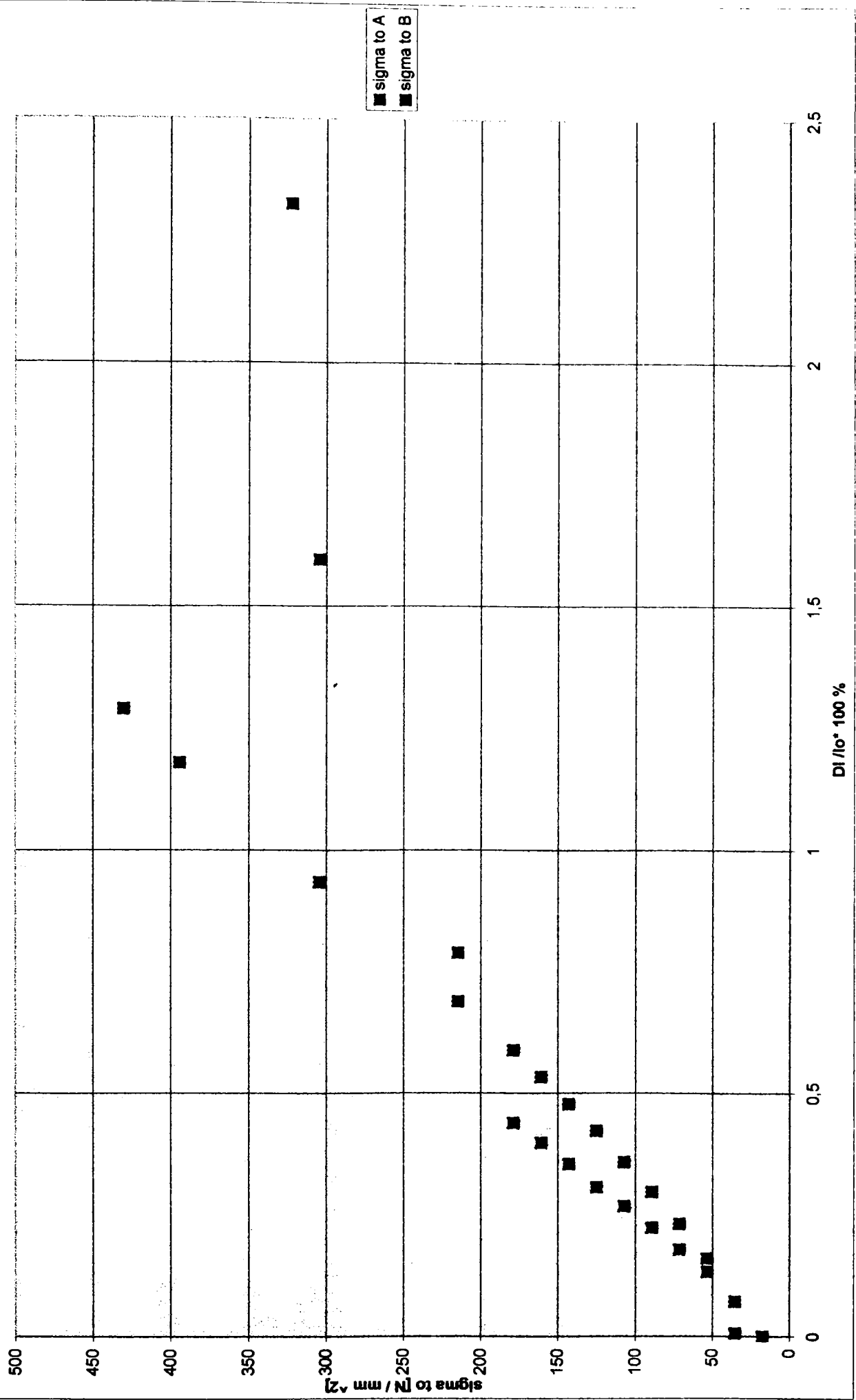
DIAGrameLE INCERCARILOR DE DEFoRMABILITATE sigma o max = f (epsilon) PENTRU CELE DOUA TIPURI DE LANTURI INCERCATE SI COMPARATE: LANT FLEYER 3x4 TIP 402 B SI LANT FLEYER 3x4 TIP 572 A



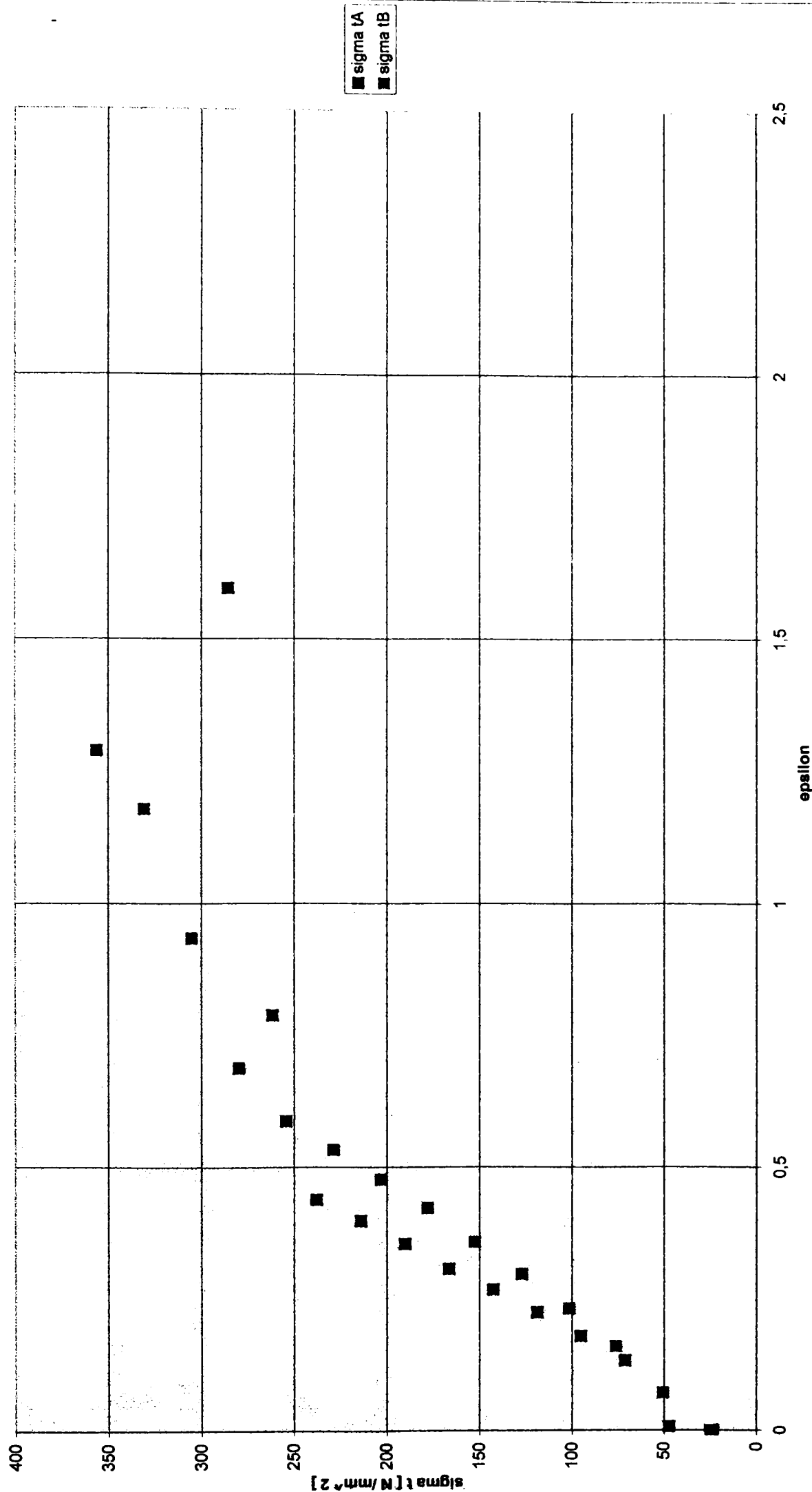
**DIAGramele INCERCARILOR DE DEFoRMABILITATE $F = f(DI)$ PENTRU CELE DOUA TIPURI DE LANTURI
 INCERCATE SI COMPARATE : LANT FLEYER 3x4 TIP 402 B SI LANT FLEYER 3x4 TIP 572 A**



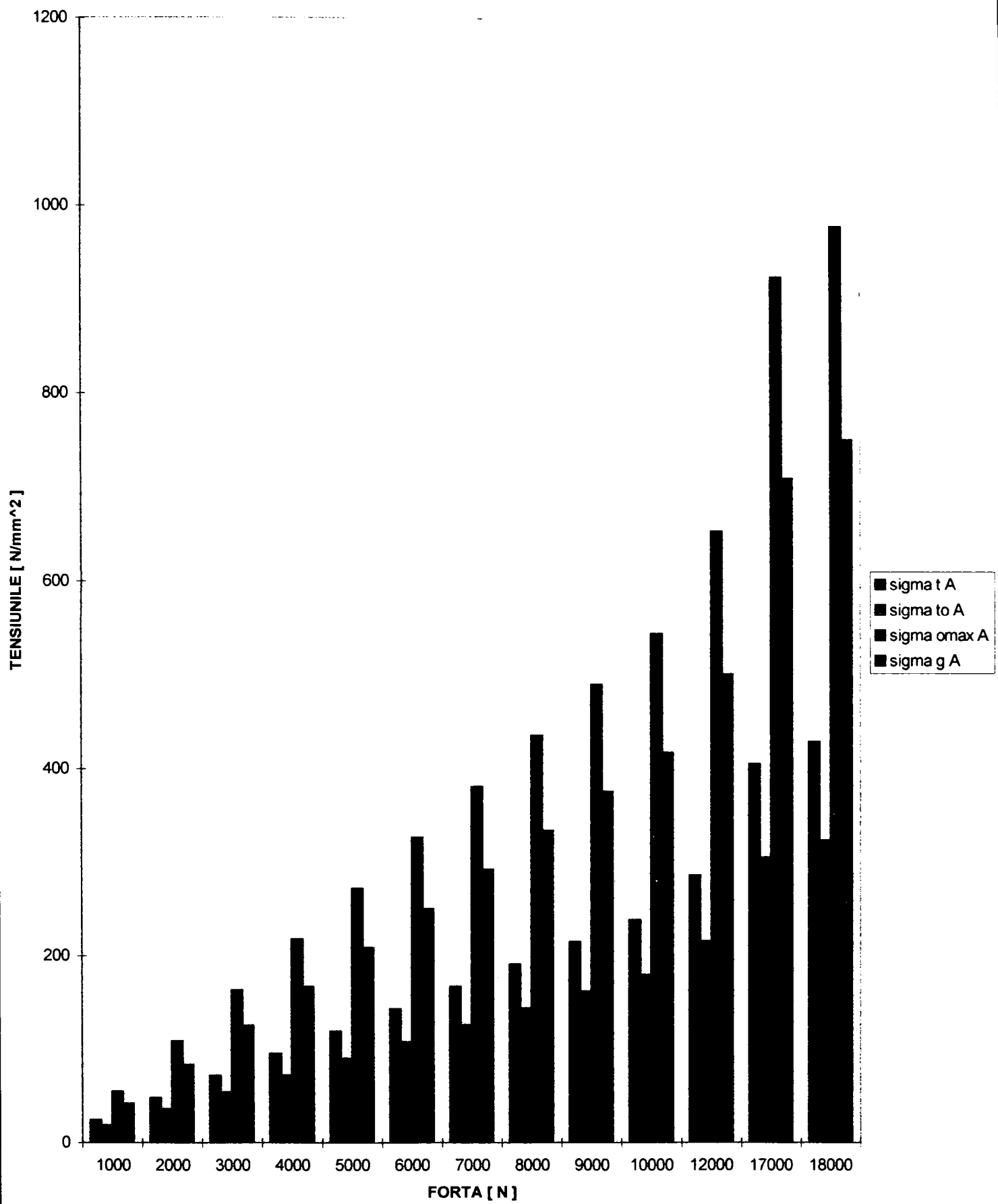
DIAGramele INCERCARILOR DE DEFoRMABILITATE $\sigma_{to} = f(\epsilon)$ PENTRU CELE DOUA TIPURI DE LANTURI INCERCATE SI COMPARATE : LANT FLEYER 3x4 TIP 402 B SI LANT FLEYER 3x4 TIP 572 A



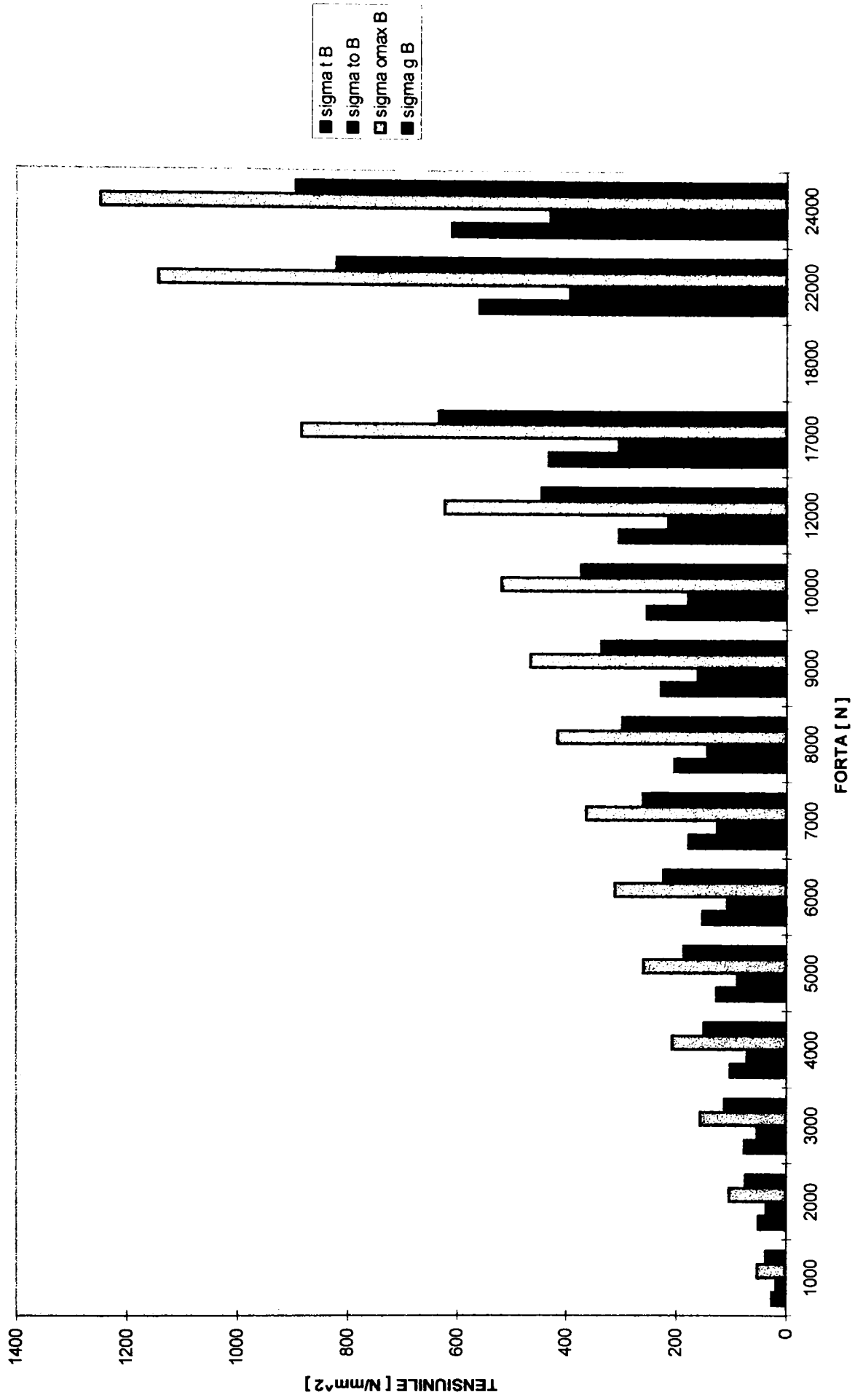
DIAGramele INCERCARILOR DE DEFoRMABILITATE $\sigma_t = f(\epsilon)$ PENTRU CELE DOUA TIPURI DE LANTURI
 INCERCATE SI COMPARATE : LANT FLEYER 3x4 TIP 402 B SI LANT FLEYER 3x4 TIP 572 A



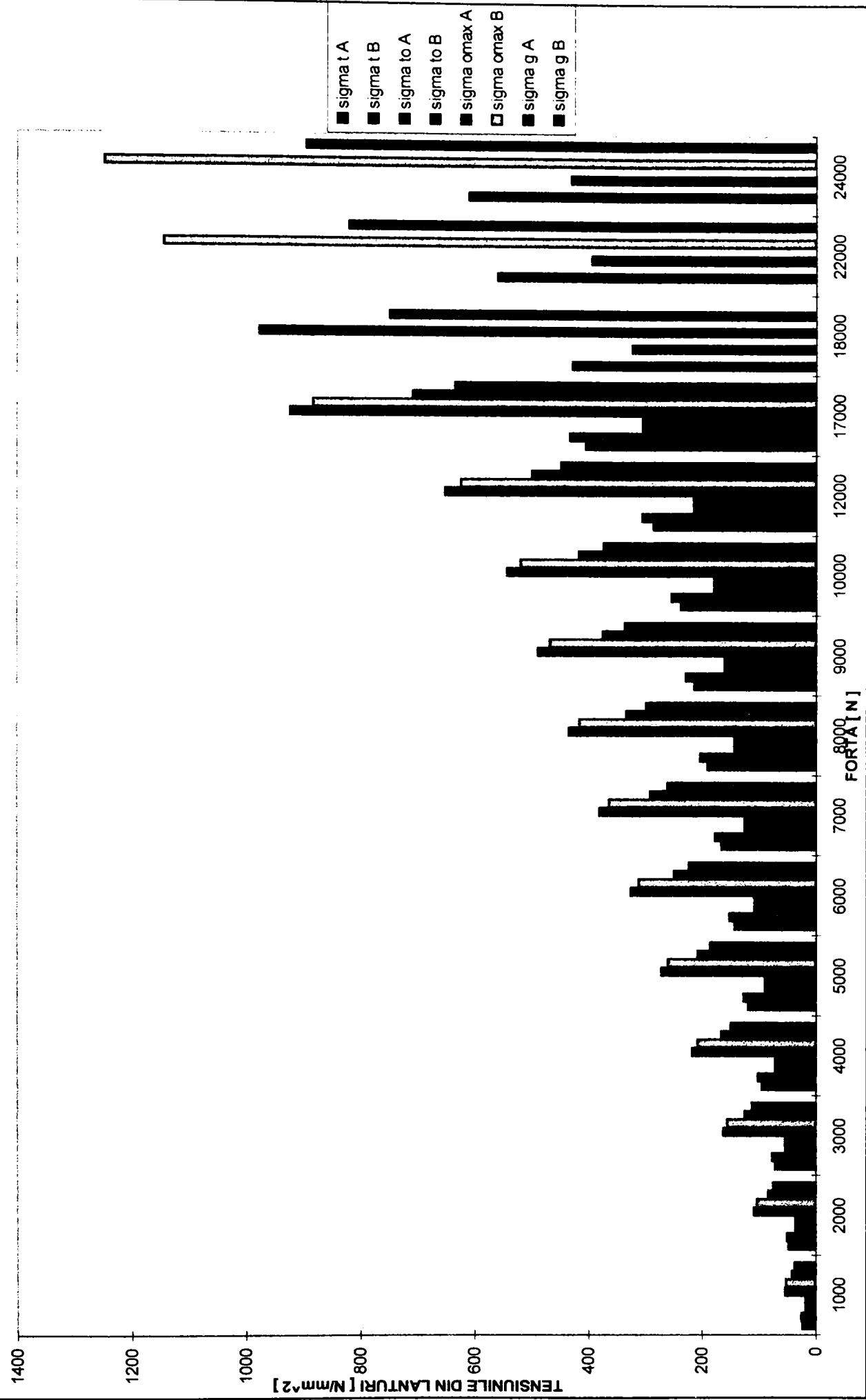
DIAGrameLE DE Tensiuni pentru Lantul FLEYER 3x4, TIP 572 A



DIAGRAMELE DE TENSIUNI PENTRU LANTUL FLEYER 3x4, TIP 402 B



TENSIUNILE DIN CELE DOUA LANTURI FLEYER 3x4 TIP 402 B SI LANT FLEYER 3x4 TIP 572 A, RAPORTATE LA FORTELE DE INCERCARE



e) Incercari de duritate

Incarcarile de duritate s-au efectuat pe zale / eclise de lant Fleyer tip 572 A si tip 402 B.

Rezultatele obtinute sunt date in tabelele : 2.8 , 2.9 , 2.10 .

Analizand duritatile obtinute pentru zale / eclise rezulta ca valorile medii sunt :

$$\frac{HV(lanttip402B)}{HV(lanttip572A)} = \frac{588,06}{392,4} = 1,499$$

lucru care atesta calitatea superioara a lantului Fleyer tip 402 B .

Prelucrarile statistice pentru masuratori sunt date in tabelele 2.9 si 2.10 (valoarea medie , abaterea medie patratica , abaterea medie patratica corectata , amplitudinea si coeficientul de variatie).

Tabelul 2.8 .Masuratori de duritate

LANT FLEYER	NR. ZA/ ECLISA	DURITATEA IN TREI PUNCTE					
		HRC 1	HV1	HRC2	HV2	HRC3	HV3
ZALA DE LANT 572 A	1.	38	370	42	415	42	415
	2.	40	395	44	440	42,5	421
	3.	39	380	40	395	38	370
	4.	39	380	39,5	385	40	395
	5.	36	350	38,5	375	37	360
	6.	40	395	45	453	41	400
	7.	38,5	375	42	415	42,5	421
	8.	38,5	375	40,5	397	41,5	410
	9.	37,5	365	39	380	39,5	385
	10.	37	360	41	400	40	395
ECLISA DE LANT 402 B	1.	57	650	59	690	60	710
	2.	50,5	532	52	556	56	630
	3.	56	630	55,5	620	50	514
	4.	53,5	584	54,5	602	55	610
	5.	51	540	52	556	52	556
	6.	50	514	51,5	548	51,5	548
	7.	56	630	52	556	60	710
	8.	51	540	52	556	52	556
	9.	50	514	53	630	55	610
	10.	54	600	55	610	51	540

ZAUA DE LANT 572. A -material : OLC 45

ECLISA 402. B - material : OLC 45 imbunatatit HU 400 - 500

Tabelul 2.9 Rezultatele incercarilor de duritate pentru zaua de lant 572A

NR.ZALEI	DURITATEA VICKERS MASURATA IN 3 PUNCTE			DURITATEA MEDIE PE ZALA , HV
	HV 1	HV 2	HV3	
1.	370	415	415	400
2.	395	440	421	418,66
3.	380	395	370	381,66
4.	380	385	395	386,66
5.	350	375	360	361,66
6.	395	453	400	416
7.	375	415	421	403,66
8.	375	397	410	394
9.	365	380	385	376,66
10.	360	400	395	385

Duritatea medie este :

$$\frac{1}{h} \sum_{i=1}^n H_i = 392,4 HV$$

$$S_u = 17,72 HV$$

$$C_v = 0,25$$

Tabelul 2.10 Rezultatele incercarilor de duritate pentru eclisa de lant 402 B

NR. ECLISEI	DURITATEA VICKERS MASURATA IN TREI PUNCTE			DURITATEA MEDIE PE ECLISA , HV
	HV 1	HV 2	HV3	
1.	650	690	710	683,33
2.	535	556	630	572,66
3.	630	620	514	588
4.	584	602	610	598,66
5.	540	556	556	550,66
6.	514	548	548	536,66
7.	630	556	710	632
8.	540	556	556	550,66
9.	514	630	610	584,66
10.	600	610	540	583,33

Duritatea medie este :

$$\frac{1}{h} \sum_{i=1}^n H_i = 588,06 HV$$

$$Su = 43,242 HV$$

$$Cv = 0,0735325$$

CONCLUZII :

Din cercetarile comparative efectuate asupra celor doua tipuri de lanturi Fleyer 3 x 4 tip 572 A si 402 B rezulta calitatile superioare ale tipului 402 B .

Acesta are o forta de rupere mai mare , o rigiditate aproximativ constanta si o duritate mai mare decat lantul tip 572 A.

Tuburi cu pereti groși

1) Variația eforturilor unitare

Dacă dintr-un tub cilindric cu pereți groși, solicitat de o presiune interioară p_i și una exterioară p_e (ambele constante în lungul tubului) se izolează un element de volum, asupra sa vor acționa din motive de simetrie numai eforturi unitare normale.

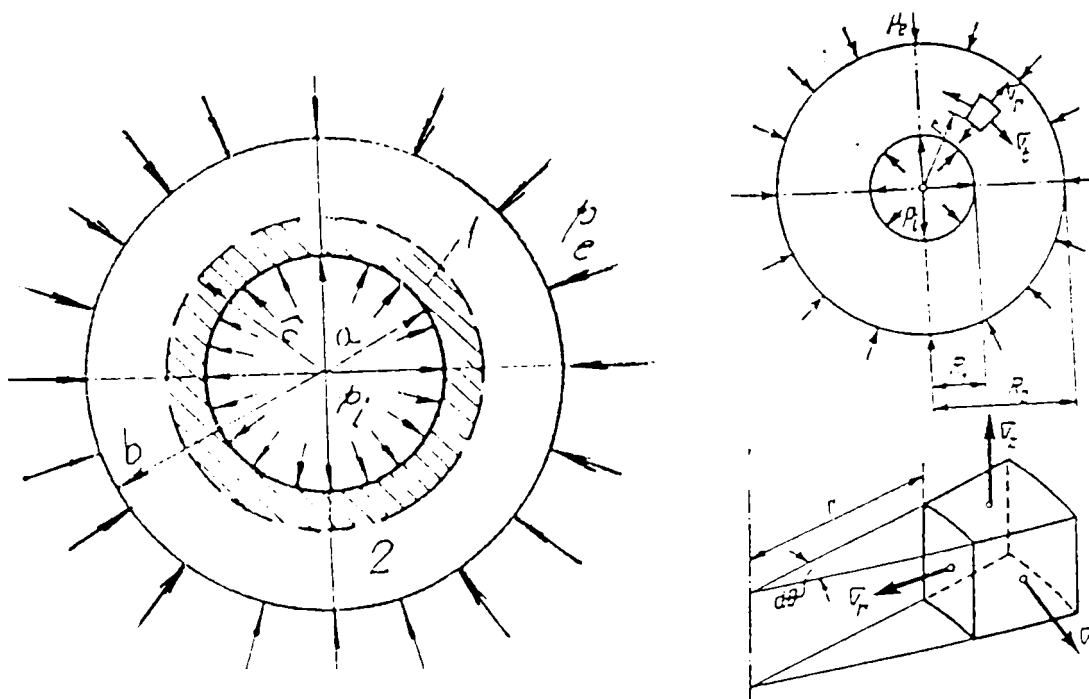


Figura 2.13 Tuburi cu pereti grosi

unde: σ_r - tensiune normala radiala;

σ_t - tensiune normala circumferențiala;

σ_z - tensiune longitudinala.

Tensiunile σ_r și σ_t variaza în funcție de distanța r de la axa tubului până la elementul considerat după relațiile:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{p_i R_1^2 - p_e R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} - \frac{(p_i - p_e) R_1^2 R_2^2}{(R_2^2 - R_1^2) r^2} \\ \sigma_t &= \frac{p_i R_1^2 - p_e R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{(p_i - p_e) R_1^2 R_2^2}{(R_2^2 - R_1^2) r^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

unde: R_1 - raza interioară a cilindrului;

R_2 - raza exterioră a cilindrului.

Tensiune longitudinală produsă în cazul general de o forță axială N , este uniform distribuită pe toată secțiunea și are mărimea:

$$\sigma_z = \frac{N}{A} = \frac{N}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \quad (2.19)$$

2.6. STUDIUL FRETAJULUI AJUSTAJELOR CU STRÂNGERE LA LANȚURILE ARTICULATE DE TRANSMISIE

Calculul tensiunilor din fretaj (ajustaje cu strângere) este făcut pe baza ipotezei că acestea sunt tuburi cu pereți groși de lungime infinită sau finită. Această ipoteză de calcul este corectă dar nu este dezvoltată corespunzător pentru cazul ajustajelor cu strângere ale lanțului pentru a stabili valori optime ale acestuia.

După unii autori, considerând ochiul eclisei ca o bară curbă se pot stabili tensiunile în secțiunile principale prin metoda simplificată a lui Bernhard.

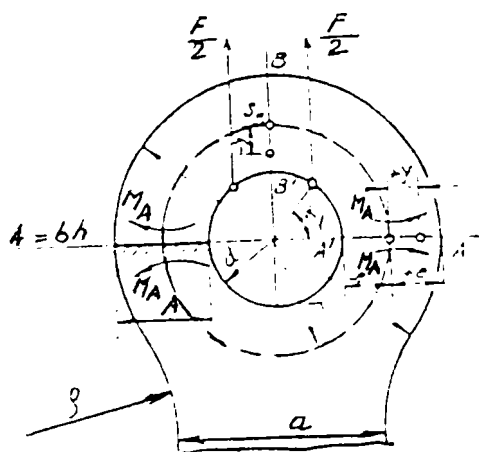


Figura 2.14

Schema de calcul a lui Bernhard

Conform acestei metode valorile tensiunilor sunt:

$$\left. \begin{aligned} M_A &= \frac{Fr}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \sin \alpha_1 - \cos \alpha_1 \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right) \right] \\ M_B &= -\frac{Fr}{2} (1 - \cos \alpha_1) + M_A \\ N_A &= \frac{F}{2}; N_B = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

pentru condiții normale (ajustaje cu joc).

Tensiunile în secțiunile A-A' și B-B' se stabilesc cu relațiile cunoscute pentru bare curbe.

Această ipoteză nu este însă corespunzătoare pentru eclisele de lanț din cel puțin două motive:

1) - ipoteza de transmitere a forțelor de la bolț la eclisă este incorectă, iar pentru lanțuri complet nereală;

2) Metoda a fost elaborată pentru piese cu dimensiuni mult mai mari decât eclisele deci mult mai rigide și ajustaje cu joc.

Ținând seama de stadiul actual al problemei trebuie urmărite următoarele aspecte principale:

- elaborarea unui calcul complet pentru asamblările cu strângeri ale lanțului, în domeniul elastic și plastic, cu stabilirea unor relații, valori limită admisibile și diagrame pentru calculul practic;

- elaborarea unei metode generale de calcul a ecliselor în ipoteza barei curbe încărcate asimetric și finalizarea acesteia prin relații și diagrame ce pot fi folosite în calculele curente de proiectare;

- studierea efectului de cadru al zalelor asupra tensiunilor din elementele acestora;

- cercetarea influenței erorilor de fabricație și montaj asupra tensiunilor din elementele zalelor;

- verificarea experimentală fotoelastic și tensiometric a metodelor de calcul propuse.

3) Stabilirea tensiunilor din eclisă datorită încărcării exterioare

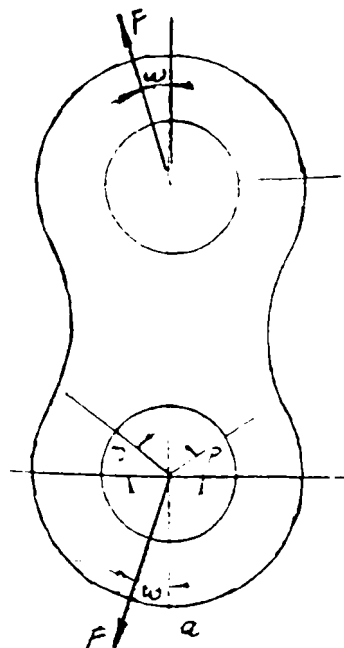


Figura 2.15 Schema de încărcare și de calcul a ochiului eclisei

Rezolvarea sistemului static nedeterminat al ochiului eclisei s-a făcut prin metoda eforturilor.

Pentru variația presiunii de contact pe conturul E-E' s-a admis ipoteza repartiției după o lege cosinusoidală de forma:

$$p = p_0 \cos(\alpha - \omega)$$

$$p_0 = \frac{2F}{\pi \cdot r} \quad [\text{N/mm}] \quad (2.21)$$

Grupând necunoscutele x_j în simetrice și antisimetrice rezultă:

$$\left. \begin{aligned} x_1 \delta_{11} + x_2 \delta_{12} + \Delta_{10} &= 0 \\ x_1 \delta_{21} + x_2 \delta_{22} + \Delta_{20} &= 0 \\ x_3 \delta_{33} + \Delta_{30} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

unde coeficienții δ_{jh} și Δ_{j0} se pot calcula funcție de m_j , t_j și M_0 , N_0 și T_0 .

Pentru alegerea secțiunii de încastrare, lucru care este o problemă importantă deoarece în literatura de specialitate nu există o metodă de stabilire a acesteia pentru piesele cu ochi se propune ca valoarea unghiului p (respectiv γ) să se facă pe baza valorii rigidității la încovoiere $(E_i)\beta$, în secțiunea de încastrare, față de secțiunea de bază a ochiului eclisei $(E_i)_0$.

Efectuându-se calcule s-au stabilit valorile necunoscutelor x_1 , x_2 și x_3 pentru lanțurile

de tip A constatându-se că rapoartele $x_1 = \frac{X_1}{F \cdot r}$, $x_2 = \frac{X_2}{F}$ și $x_3 = \frac{X_3}{F}$ au o variație funcție de unghiul ω care nu depinde de pasul lanțului și nici de eclisă.

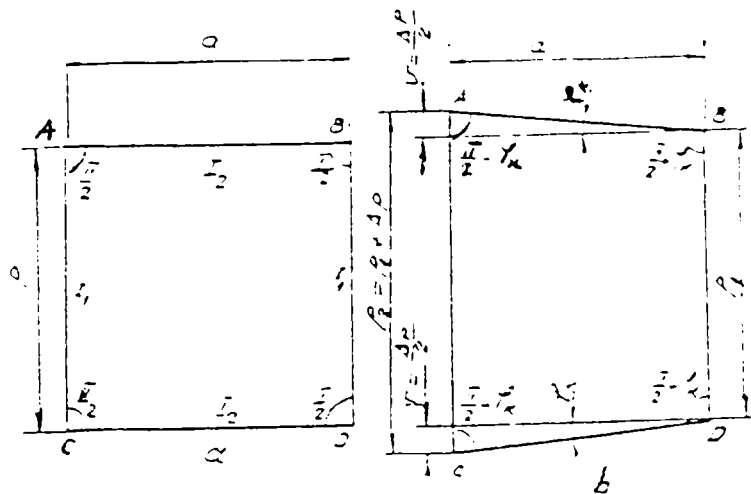


Figura 2.16 Cadrul format din zalele lanțului a - nedeformat, b - deformat

Piese componente ale lanțurilor se realizează cu diverse erori, practic mult mai mari decât cele prescrise. Dintre acestea cele mai importante sunt erorile la diametrele pieselor conjugate care formează ajustaje cu strângere, precum și erorile la pasul ecliselor. Toate aceste erori produc variația eforturilor din elementele lanțului, iar dacă sunt peste limitele prescrise pot da valori suplimentare apreciabile care se suprapun peste cele date de fretare și forța activă F.

Pentru erorile de pas s-a considerat cadrul zalelor format din eclise cu pași diferiți, cu valoarea $\Delta p = 2V$.

Pentru stabilirea tensiunilor din elementele zalelor s-a aplicat metoda tensiunilor, pentru cazul erorilor de montaj conform căreia eforturile x_h se deduc din ecuațiile:

$$\sum_m x_h \cdot \delta_{jh} = \bar{r} \cdot \Delta j + \sum_k \bar{r}_{kj} \cdot \Delta k \quad ; (j = 1, 2, \dots m) \quad (2.23)$$

unde: Δj reprezintă deplasarea reală pe sistemul de bază pe direcția j;

\bar{r}_{kj} - efortul (reacțiunea din secțiunea k dată de încărcarea virtuală \bar{r} pe direcția j);

Δk - deplasările reale ale reazemelor pe forma de bază;

Rezolvând sistemul pentru acest caz rezultă valoarea maximă a momentului încovoietor M:

$$M = \frac{6E \perp 2v}{a^2} \cdot \frac{1}{1 + 3 \frac{p \perp_2}{a \perp_1}} = c \cdot \frac{6 \perp_2 E}{a^2} \cdot v \quad (2.24)$$

Pe lângă tensiunile suplimentare care se produc, aceste erori modifică valorile tensiunilor σ_θ și σ_r date de fretare și forța F, similar ca la efectul de cadru.

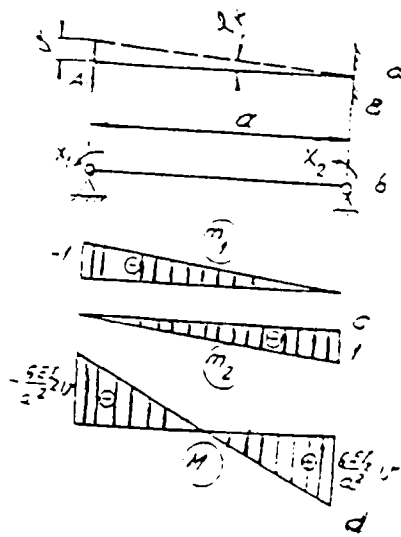


Figura.2.17 Schema de calcul pentru ipoteza simplificata

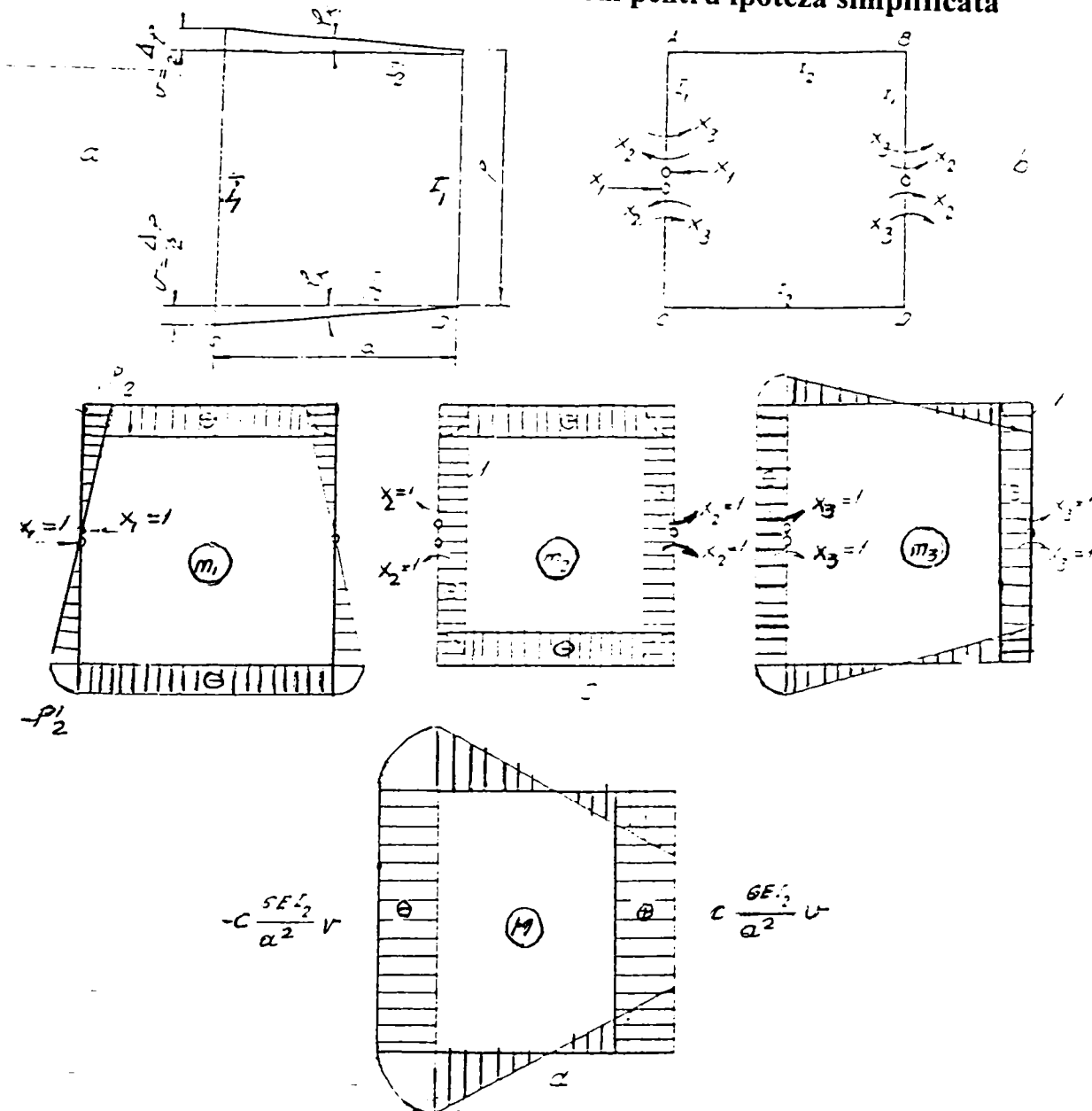


Figura 2.18 Schema de calcul pentru ipoteza completa

2.6. STUDIUL FRETAJULUI AJUSTAJELOR CU STRÂNGERE LA LANȚURILE ARTICULATE DE TRANSMISIE

Lanțurile articulate cu eclise, bolțuri și role construcția cu zale scurte au o largă utilizare. Calitatea acestora depinde în mare măsură de dimensionarea și executarea corectă a ajustajelor cu strângere bolț - eclisă exterioară și bucsă - eclisă interioară-. Se propune dimensionarea ajustajelor respective luându-se în considerație:

- a.) - tensiunile de fretare ce apar la realizarea ajustajului;
- b.) - forțele ce apar în timpul funcționării transmisiei;
- c.) - rezistența materialului din care este realizată asamblarea și rugozitatea stratului superficial.

a.) Determinarea eforturilor ce iau naștere la realizarea ajustajelor cu strângere

Presiunea medie de contact p_0 se determină prin metode Ramkine, care ține seama de lungimea suprafețelor ce realizează ajustajul cu strângere.

Tensiunile determinate de presiunea medie de contact (p_0) vor fi:

- pentru piesa tip alezaj:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{p_0 k_2^2}{1 - k_2^2} - \frac{p_0 k_2^2 r_2^2}{1 - k_2^2} \cdot \frac{1}{r^2} \\ \sigma_\theta &= \frac{p_0 k_2^2}{1 - k_2^2} + \frac{p_0 k_2^2 r_2^2}{1 - k_2^2} \cdot \frac{1}{r^2} \end{aligned} \right| \quad (2.25)$$

- pentru piesa tip arbore:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{-p_0}{1 - k_1^2} + \frac{p_0 k_1^2 r_0^2}{1 - k_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \\ \sigma_\theta &= \frac{-p_0}{1 - k_1^2} - \frac{p_0 k_1^2 r_0^2}{1 - k_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \end{aligned} \right| \quad (2.26)$$

r_0 reprezintă raza suprafeței de contact[mm]

r_1 - raza interioară a piesei tip arbore[mm]

r_2 - raza exterioară a piesei tip alezaj[mm]

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \frac{r_1}{r_0} \\ k_2 &= \frac{r_0}{r_2} \end{aligned} \right| \quad (2.27)$$

Diagramele variației tensiunilor σ_r și σ_θ sunt date în figura 2.19 :

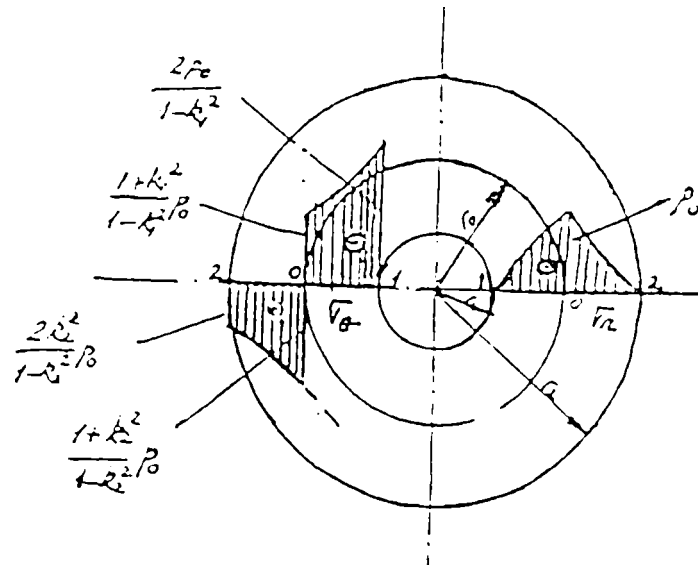


Figura 2.19 Diagrama variației tensiunilor

b.) Determinarea eforturilor din eclisă sub acțiunea forțelor ce iau naștere în timpul funcționării transmisiei

Ochiul eclisei se consideră o grindă curbă încastrată în punctele de racordare cu corpul eclisei, (rezistența corpului fiind mult mai mare ca a ochiului).

Se consideră că variația presiunii de contact este dată de funcția:

$$\left| \begin{array}{ll} p_\theta = p \cos \theta & - \text{pentru } 0 \leq \theta \leq \pi/2 \\ p_\theta = 0 & - \text{pentru } \pi/2 \leq \theta \leq \pi/2 + \beta \end{array} \right. \quad (2.28)$$

în care:

β reprezintă unghiul corespunzător secțiunii de încastrare;

p_θ - valoarea maximă a presiunii de contact.

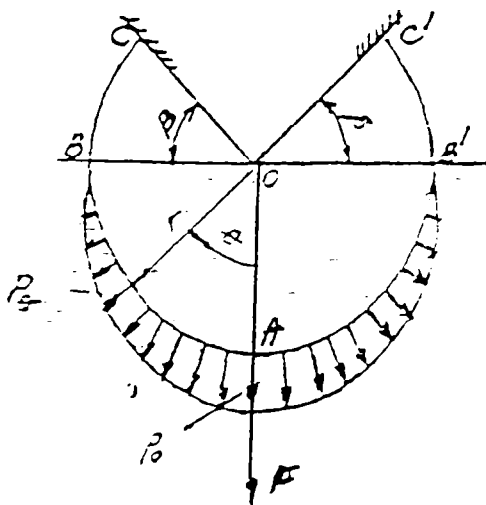


Figura 2.20 . Diagrama variației presiunii de contact în ochiul eclisei sub acțiunea forțelor ce iau naștere în timpul funcționării transmisiei.

Punând condiția de echilibru pentru eclisă se obține:

$$dP = (p_0 \cos \theta) r d\theta \cos \theta \quad (2.29)$$

deci:

$$\int_0^{\pi/2} p_0 r \cos^2 \theta d\theta = \frac{\pi p_0 r}{2} \quad (2.30)$$

$$p_0 = \frac{2F}{\pi r}$$

unde: F reprezintă sarcina ce-i revine unei eclise.

Pentru lanțul cu un singur rând de zale:

$$F = \frac{F_{tot}}{2} \quad (2.31)$$

F_{tot} - tensiunea maximă din lanț în timpul funcționării.

Sistemul static nedeterminat se rezolvă prin metoda eforturilor cu aplicarea teoremei Maxwell - Mohr, alegându-se forma de bază ca cea din figura. 2.21

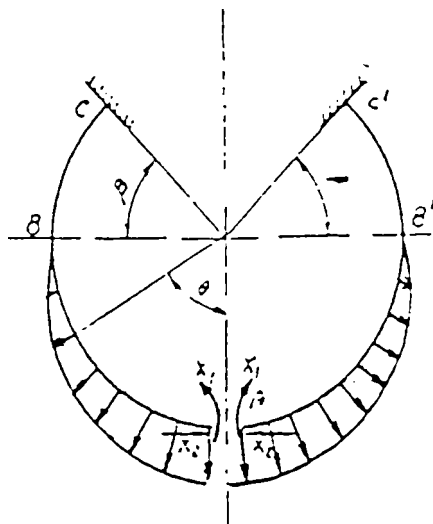


Figura. 2.21
Forma de bază a solicitărilor în ochiul eclisei

Datorită simetriei $x_3 = 0$.

Ecuțiile de deformație vor fi:

$$\begin{cases} x_1 \delta_{11} + x_2 \delta_{12} + \delta_{10} = 0 \\ x_1 \delta_{21} + x_2 \delta_{22} + \delta_{20} = 0 \end{cases} \quad (2.32)$$

$$\beta = 45^\circ = 0,785 \text{ rad}$$

$$r = r_{\text{med}} = \frac{11,1 + 13,2}{4} = 10,6 \text{ mm}$$

$$x_1 = 0,053 F$$

⇒

$$x_2 = 0,382 F$$

În urma efectuării calculelor obținem:

- pentru forțele axiale

$$N_{\theta A-B} = (0,318 \theta \sin \theta + 0,382 \cos \theta) F$$

$$N_{\theta B-C} = (0,500 \sin \theta + 0,064 \cos \theta) F \quad (2.33)$$

- pentru momentele încovoietoare

$$M_{\theta A-B} = (0,318 \sin \theta + 0,382 \cos \theta - 0,435) F$$

$$M_{\theta B-C} = (0,50 \sin \theta + 0,064 \cos \theta - 0,435) F \quad (2.34)$$

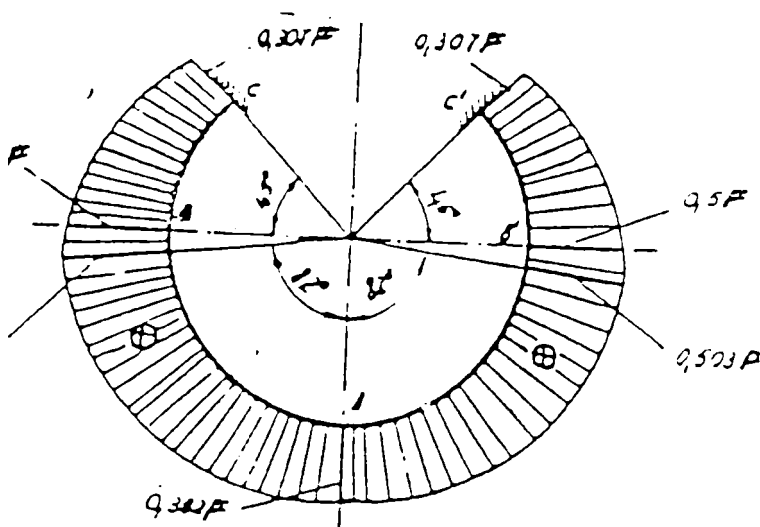


Figura. 2.22

Diagrama forțelor axiale N_θ pentru eclisa exterioară.

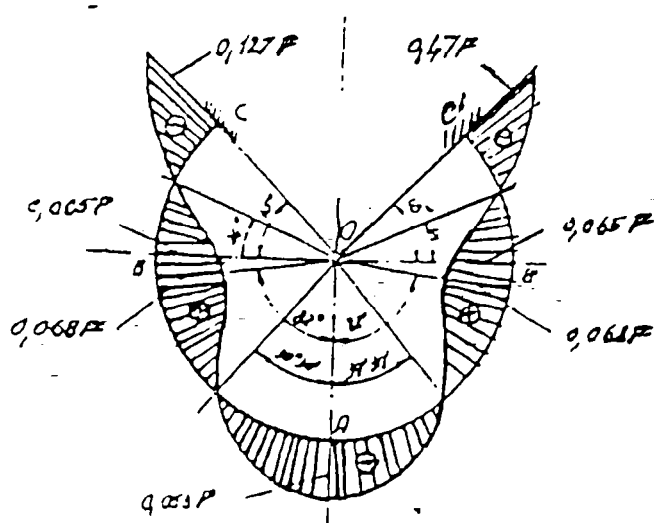


Figura. 2.23

Diagrama momentele încovoietoare M pentru eclisa exterioară.

Pentru eclisa interioară

$$\beta = 45^\circ = 0,785 \text{ rad}$$

$$r = r_{\text{med}} = \frac{16,3 + 36,2}{4} = 13,1 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x_1 = 0,083 F \\ x_2 = 0,9 F \end{cases}$$

În urma efectuării calculelor obținem:

- pentru forțele axiale

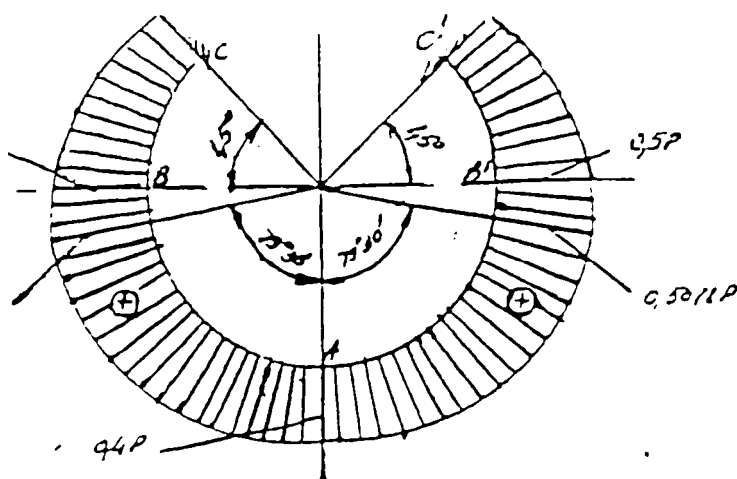
$$N_{\theta A-B} = (0,318 \theta \sin \theta + 0,40 \cos \theta) F$$

$$N_{\theta B-C} = (0,500 \sin \theta + 0,082 \cos \theta) F \quad (2.35)$$

- pentru momentele încovoietoare

$$M_{\theta A-B} = (0,41 \sin \theta + 0,516 \cos \theta - 0,599) F$$

$$M_{\theta B-C} = (0,645 \sin \theta + 0,106 \cos \theta - 0,599) F \quad (2.36)$$



Fi 2.24

Diagrama forțelor axiale N pentru eclisa interioară.

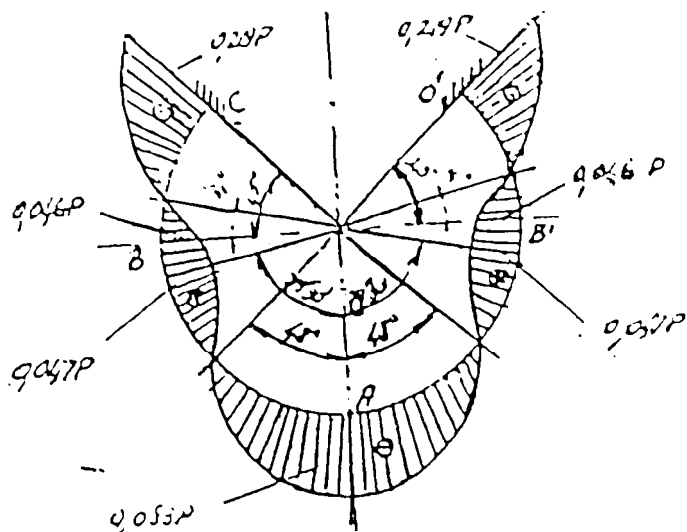


Figura 2.25

Diagrama momentelor încovoietoare M pentru clisa în formă de arc

Tensiunile normale date de N și M se calculează cu expresiile:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{M}{A_1} \cdot \frac{a_1}{r_0} = (\sigma'_{\theta})_1 \quad (2.37)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{N}{A} - \frac{M}{A_1} \cdot \frac{a_2}{r_2} = (\sigma'_{\theta})_2$$

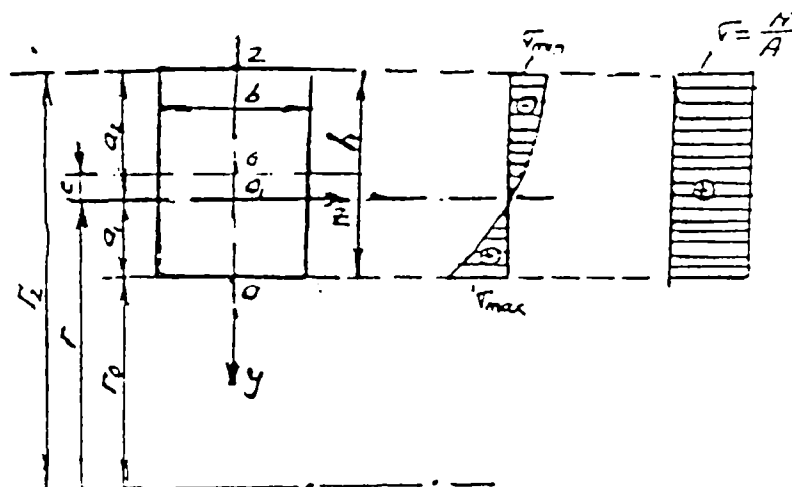


Figura.2.26 . Variația tensiunilor în secțiunea eclisei.

Determinarea presiunii de fretare p_0

Mărimea presiunii de fretare p_0 este funcție de valoarea strângerii conform relației(2.38)

$$S = p_0 d_0 \left[\frac{k}{E_1} \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} - \mu \right) + \frac{k}{E_2} \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} + \mu \right) \right] \quad (2.38)$$

în care:

k - coeficient ce depinde de raportul dintre lungimea ajustajului și diametrul arborelui.

La alegerea ajustajului cu strângere trebuie să se țină seama de teșirea microneregularităților.

Strângera tabelară se alege ținând seama de relația:

$$S_t = S_z + 1,2 (R_{z1} + R_{z2}) \quad (2.39)$$

în care: R_{z1} și R_{z2} sunt rugozitățile celor două suprafețe conjugate:

$$R_z = (0,1 \div 0,12) T \quad (2.40)$$

unde: T - toleranța la dimensiunea piesei conjugate.

S-au luat în considerație ajustajele cu strângere din clasa 2 ... 4, calculându-se pe baza relațiilor (2.38), (2.39) și (2.40) presiunile minime și maxime de fretare, rezultatele fiind date în tabele 2.11 și 2.12 :

Tabelul 2.11

Presiunile de fretare la ajustajele bolț - eclisă exterioară

Denumirea mărimii	Tipul de ajustaj				
	$\frac{JE_2}{sb_2}; \frac{SB_2}{je_2}$	$\frac{SB_3}{je_2}$	$\frac{SB_3}{je_3}$	$\frac{JE_3}{sb_3}$	$\frac{JE_4}{su_4}$
Strângere max. tabelară (μm)	34	60	60	60	75
Strângere max. efectivă (μm)	30	55	54	54	66
Strângere min. tabelară (μm)	3	21	15	6	5
Strângere min. efectivă (μm)	0	16	9	0	0
Presiune maxima de fretare [N/mm ²]	2625	4810	4740	4740	5790
Presiune minima. de fretare [N/mm ²]	0	1405	789	0	0

Presiunile de fretare la ajustajele bolț - eclisă interioară

Denumirea mărimii	Tipul de ajustaj					
	$\frac{JE_2}{sb_2}, \frac{SB_2}{je_2}$	$\frac{SB_3}{je_2}$	$\frac{SB_3}{je_3}$	$\frac{JE_3}{sb_3}$	$\frac{JE_4}{su_4}$	$\frac{JE_4}{su_4}$
Strângere maxima tabelară (μm)	34	60	60	60	75	75
Strângere maxima efectivă (μm)	30	55	54	54	66	71
Strângere minima tabelară (μm)	3	21	15	6	5	10
Strângere minima efectivă (μm)	0	16	9	0	0	1
Presiune maxima de fretare [N/mm ²]	1170	2140	2100	2100	2560	2750
Presiune minima de fretare [N/mm ²]	0	642	350	0	0	39

3. STUDIUL PRECIZIEI LANȚURILOR ARTICULATE

3.1. STADIUL ACTUAL AL PROBLEMEI ȘI OBIECTIVELE PRINCIPALE

Durabilitatea lanțurilor în exploatare depinde, printre altele, de precizia de fabricație și montaj a elementelor componente și a lanțului în ansamblu. Proiectarea lanțurilor de transmisie trebuie de aceea făcută pe baza unor prescripții de precizie care să asigure funcționarea corectă și o durabilitate optimă a transmisiei.

Toate țările, inclusiv România, prevăd la lungimea de verificare, numai abateri pozitive, în jur de 0,15 % din lungimea măsurată.

Ținând seama de stadiul actual al cercetării în această direcție trebuie urmărită rezolvarea următoarelor probleme:

- stabilirea corectă a lanțurilor de dimensiuni pentru pașii lanțului , relații de calcul a preciziei acestora;
- analiza erorilor elementelor lanțului , stabilirea unor categorii de bază pentru acestea;
- analiza efectului uzurii asupra preciziei pașilor;
- stabilirea unor criterii generale de prescriere a dimensiunilor și toleranțelor pentru piesele componente , propunerea unor variante optime pentru eliminarea deficiențelor actuale.
- analiza preciziei reale de execuție și de montaj;
- studierea diverselor erori care apar la execuția lanțurilor, precum și a influenței acestora asupra preciziei și a eforturilor din elementele lanțului.

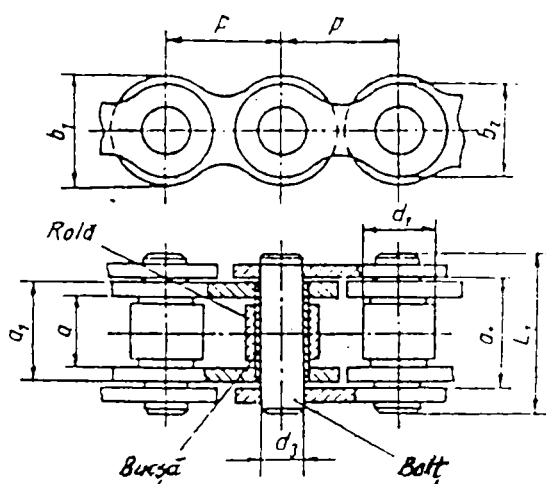
3.2. CALCULUL AJUSTAJELOR CU STRÂNGERE ALE LANȚURILOR ARTICULATE

3.2.1. GENERALITĂȚI

Ansamblul relațiilor dintre o piesă cuprinzătoare și una cuprinsă, formând o îmbinare fixă sau un cuplu cinematic se definește ca ajustaj.

La construcția lanțurilor articulate se întâlnesc două ajustaje cu strângere bolț și eclisele exterioare (B-EE) și respectiv bucsă și eclisele interioare (B_c - EI).

În cazul ajustajelor cu suprafața de contact cilindrică, piesa cuprinzătoare se numește alezaj, iar piesa cuprinsă arbore. Când diametrul maxim prescris al alezajului este mai mic decât diametrul minim prescris al arborelui rezultă un ajustaj cu strângere.



Din figură 3.1 rezultă imediat și definiția strângerii minime respectiv maxime:

$$\left. \begin{aligned} S_{\min} &= d_{\min} - D_{\max} \\ S_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Figura 3.1 Cuplele de frecare ale unui lanț cu role

Când câmpul de toleranță prescris al arborelui se suprapune complet sau parțial peste câmpul de toleranță prescris al alezajului după asamblarea celor două piese ne poate rezulta o funcție de dimensiunile efective ale arborelui și alezajului ajustaj cu joc sau ajustaj cu strângere.

Toleranța strângerii este diferența dintre valorile maxime și minime ale acesteia:

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} \quad (3.2)$$

Toleranța strângerii este astfel suma toleranțelor arborelui și alezajului

$$T_s = (d_{\max} - D_{\min}) - (d_{\min} - D_{\max}) = (d_{\max} - d_{\min}) + (D_{\max} - D_{\min}) = T_d + T_D \quad (3.3)$$

Metodele de calcul statistic permit determinarea valorilor probabile ale ajustajului, respectiv jocul probabil J_p sau strângerea probabilă S_p. Aceste valori trebuie să fie egale sau apropiate cu valorile necesare ale ajustajului (J_{nec} sau S_{nec}) determinate de condițiile de

funcționare impuse. Jocul probabil și strângerea probabilă este dată în standarde sau pot fi calculate cu relațiile:

$$J_p = J_{\max} - \frac{2}{3}T_j = J_{\max} - \frac{2}{3}(T_D + T_d) \quad (3.4)$$

sau:

$$J_p = J_{\min} + \frac{1}{3}T_j = J_{\min} + \frac{1}{3}(T_D + T_d) \quad (3.5)$$

$$\left. \begin{aligned} S_p &= S_{\min} + \frac{2}{3}(T_D + T_d) \\ S_p &= S_{\max} - \frac{1}{3}(T_D + T_d) \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

3.2.2. ANALIZA DIMENSIONALĂ A LANȚURILOR ARTICULATE

Cercetarea preciziei lanțurilor s-a făcut cu ajutorul analizei dimensionale.

Pentru a rezolva cerințele legate de precizia lanțului articulat și a elementelor sale componente trebuie luate în considerație abaterile la pasul funcțional (de angrenare) precum și la cel măsurat. Pașii pot fi pentru angrenarea zalei exterioare (p_e) sau interioare (p_i).

S-au stabilit lanțurile de dimensiuni de montaj, care determină legăturile dimensionale și de precizie, între piesele componente ale lanțului și cele finale ale acestuia asamblat.

Pentru a asigura o angrenare corectă și liniștită este necesar ca pașii funcționali să corespundă valorilor prescrise și să fie cât mai constanți (teoretic trebuie ca $p_{ef} = p_{if}$).

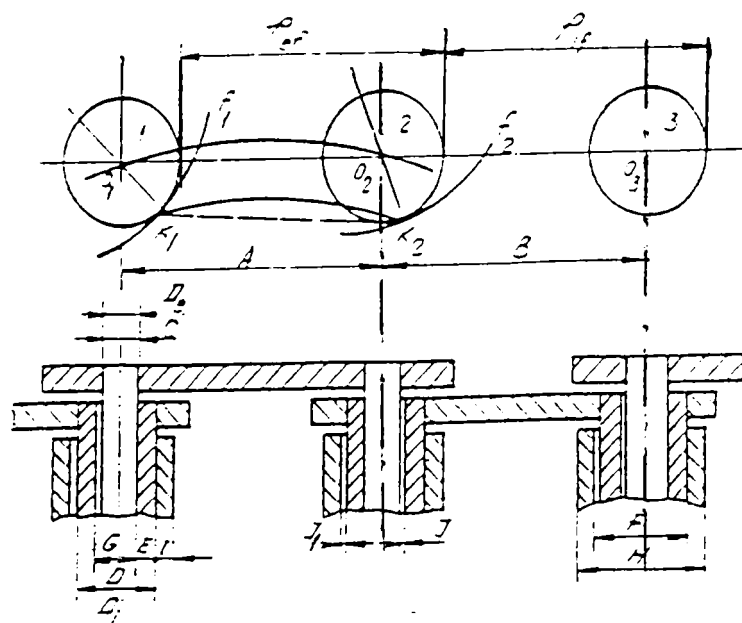


Figura 3.2 Schema contactului rozelor cu flancurile dinților și formarea pașilor funcționali.

Pentru calculul pașilor funcționali se propun lanțurile de dimensiuni din figura 3.3.

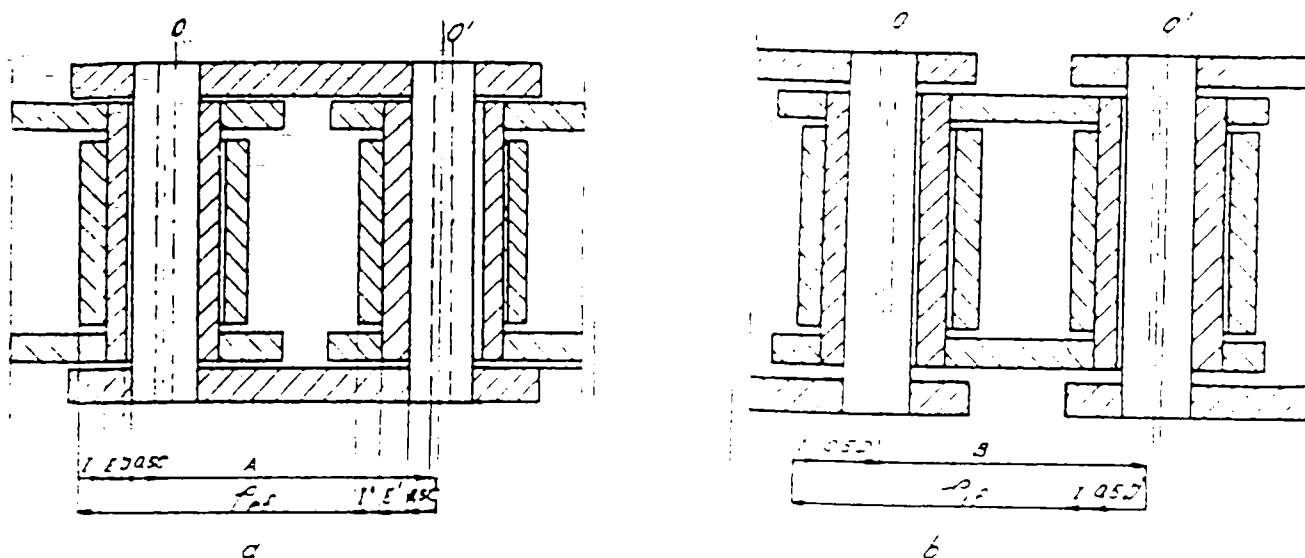


Figura 3.3 Pașii funcționali ai lanțului

Relațiile de calcul corespunzătoare pașilor funcționali sunt date în relația 3.7

$$p_{ef} = I + E + J + 0,5C + A - 0,5C' - E' - I' \quad (3.7)$$

unde:

$$\left. \begin{aligned} I &= 0,5(H - F) = I' \\ E &= 0,5(D - G) = E' \\ J_{\min} &= G - C = J'_{\min} \\ p_{if} &= I + 0,5D + B - 0,5D' - I' \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

În relații

J - jocul bușe bolt

J' - jocul rolă bușe

A - pasul eclisei exterioare [mm]

B - pasul eclisei interioare [mm]

C - diametrul bolțului [mm]

D - diametrul exterior al bușei [mm]

G - diametrul interior al bușei [mm]

H - diametrul exterior al rolei [mm]

F - diametrul interior al rolei [mm]

I - grosimea rolei [mm]

E - grosimea bușei [mm]

Jocul nominal J se consideră egal cu valoarea sa medie.

Pentru calculul pașilor mășurați se propun lanțurile de dimensiuni din figura.3.4 cărora le corespund ecuațiile:

$$p_m = R - (H + H') / 2 \quad (3.9)$$

$$p_{em} = I + E + J + 0,5C + A - 0,5C' - E' - I' - 0,5H + 0,5H'$$

$$p_{im} = I + 0,5D + B - 0,5D' - I' - 0,5H + 0,5H'$$

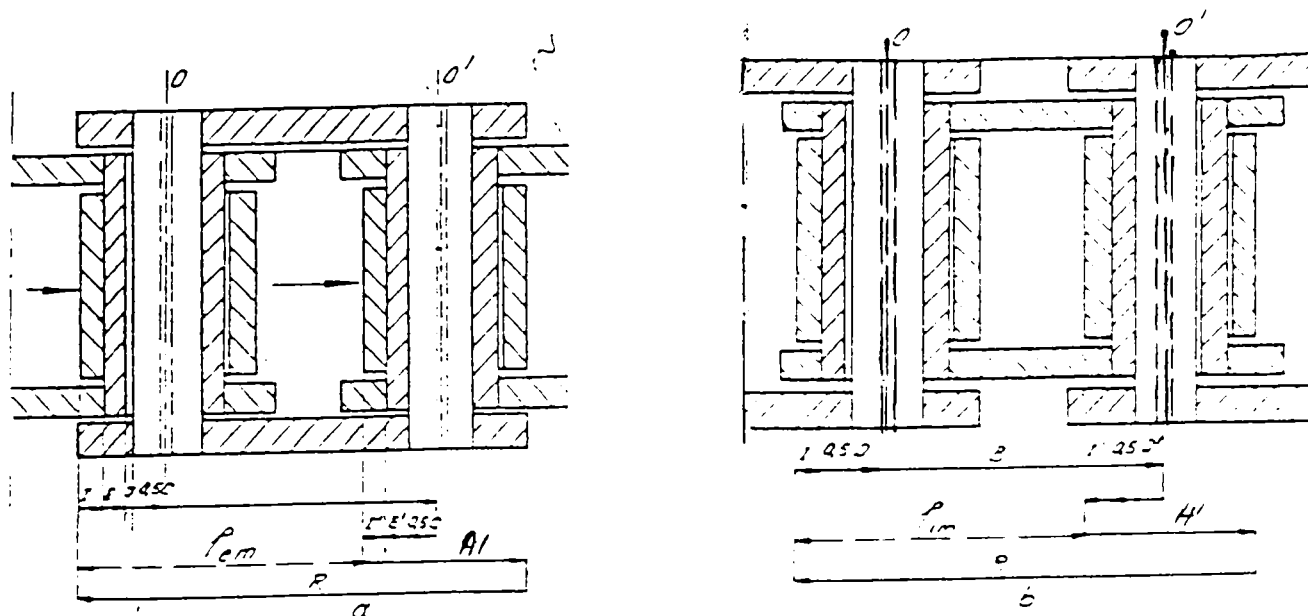


Figura 3.4 Pașii mășurați ai lanțului.

Jocul articulației (J) are o mare influență asupra variației pasului de angrenare al zalei exterioare de aceea p_{ef} și p_{em} trebuie exprimați funcție de J.

Pașii p_{if} respectiv p_{im} nu depind de J.

Deoarece jocul articulației J crește în timpul funcționării datorită uzurii articulației, rezultă o concluzie foarte importantă în timpul funcționării transmisiei cu lanț pașii zalelor exterioare cresc continuu iar ai zalelor interioare rămân practic constanți.

Pasul mediu măsurat (p_{med}) corespunzător unui număr de zale $z = 2m - 1$. Se calculează cu relația 3.10 :

$$p_{med} = \frac{np_{im} + (n - 1)p_{em}}{2n - 1} \quad (3.10)$$

Din analiza documentației tehnice de specialitate și a standardelor rezultă că pasul mediu măsurat p_{med} este dedus ca o medie a unei lungimi de lanț format din z zale, la capete având zale interioare. figura. 3.5

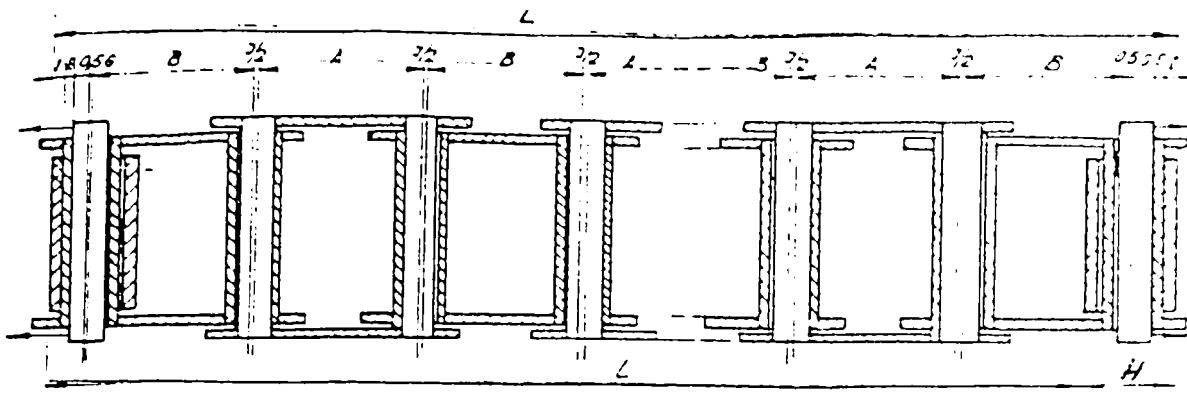


Figura 3.5 Schema de măsurare a unei lungimi de lanț

$$\left. \begin{aligned}
 p_{medS} &= \frac{L}{2n-1} = \frac{L-H}{2n-1} \\
 p_{medS} &= \frac{I+E+0,5G+nB+(n-1)A+2(n-1)J/2+0,5G+E+I-H}{2n-1}
 \end{aligned} \right\} (3.11)$$

Măsurarea lungimii lanțului are numai un caracter calitativ, în sensul comparării valorii L_τ după un timp de funcționare τ cu cea inițială L pentru aprecierea gradului de uzură a articulației

$$\Delta L = \frac{L_\tau - L}{L} \cdot 100 \quad (3.12)$$

Aprecierea uzurii în acest mod se face cu erori deoarece:

- nu se ia în considerare uzura rotelor și variația jocului J ;
- uzura maximă și deci creșterea jocului J în articulație, se produce după direcții corespunzătoare angrenării pe roată, înclinate cu unghiul ω față de axa ecliselor figura.3.6.. iar la măsurare lanțul se întinde în lungul acestei axe de unde dacă articulația s-a uzat cu ΔJ la măsurare intervine ΔJ_m .

$$\Delta J_m = \Delta J \cdot \cos \omega \quad (3.13)$$

Concluzia este că pasul mediu nu se poate calcula corect decât cu relația (a).

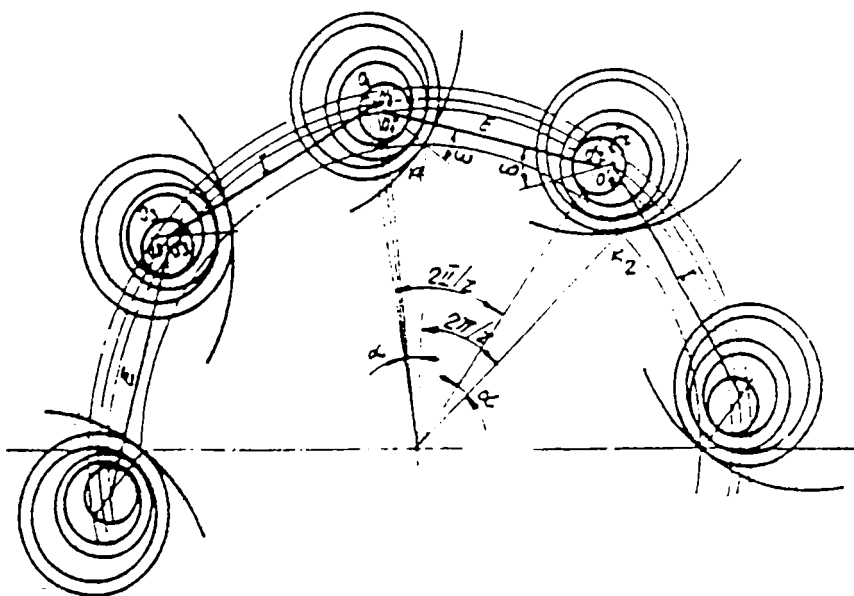


Figura 3.6 Schema direcției după care se produce uzura în articulațiile lanțului

Abaterile (superioare A_s și inferioare A_i) și toleranțele (T) la pașii lanțului, se pot calcula fie în ipoteza de maxim și minim (metoda algebrică), fie cu metoda bazată pe calculul probabilităților.

Pentru ipoteza de maxim și minim rezultă relațiile:

$$\left. \begin{aligned} A_s p_{em} &= A_s I + A_s E + A_s J + 0,5(A_s C + A_s H') + A_s A - 0,5(A_i C' + A_i H) - A_i E' - A_i I' \\ A_i p_{em} &= A_i I + A_i E + A_i J + 0,5(A_i C + A_i H') + A_i A - 0,5(A_s C' + A_s H) - A_s E' - A_s I' \end{aligned} \right\} (3.14)$$

$$\left. \begin{aligned} A_s p_{im} &= A_s I + 0,5(A_s D + A_s H') + A_s B - 0,5(A_i D' + A_i H) - A_i I' \\ A_i p_{im} &= A_i I + 0,5(A_i D + A_i H') + A_i B - 0,5(A_s D' + A_s H) - A_s I' \end{aligned} \right\} (3.15)$$

$$\left. \begin{aligned} A_s p_{med} &= \frac{n A_s p_{im} + (n-1) A_s p_{em}}{2n-1} \\ A_i p_{med} &= \frac{n A_i p_{im} + (n-1) A_i p_{em}}{2n-1} \end{aligned} \right\} (3.16)$$

$$\left. \begin{aligned} T p_{em} &= 2(T_I + T_E) + T_C + T_H + T_J + T_A \\ T p_{im} &= 2T_I + T_D + T_H + T_B \\ T p_{med} &= \frac{n T p_{im} + (n-1) T p_{em}}{2n-1} \end{aligned} \right\} (3.17)$$

În toate aceste relații abaterile și toleranțele element sunt date de relațiile următoare:

$$\left. \begin{aligned} T_i &= 0,5(T_H + T_F) + \varepsilon \cdot r \\ A_s I &= 0,5(A_s H - A_i F + \varepsilon \cdot r) \\ A_i I &= 0,5(A_i H - A_s F - \varepsilon \cdot r) \\ T_E &= 0,5(T_D + T_G) + \varepsilon_\beta \\ A_s E &= 0,5(A_s D - A_i G + \varepsilon_\beta) \\ A_i E &= 0,5(A_i D - A_s G - \varepsilon_\beta) \\ T_J &= T_G + T_C \\ A_{sJ} &= T_J / 2 \\ A_{iJ} &= -T_J / 2 \end{aligned} \right\} (3.18)$$

Semnificațiile notațiilor din relațiile enumerate anterior sunt:

A_s - abatere superioară;

A_i - abatere inferioară

T - toleranță

corespunzătoare următoarelor elemente componente ale lanțului

ε_α - excentricitate bolț [mm];

ε_β - excentricitate bucsă [mm];

ε_r - excentricitate rolă [mm];

Pentru calculul după teoria probabilităților rezultă relațiile:

$$\left. \begin{aligned} A_{Sp} &= A_m p + \delta_p / 2 \\ A_{ip} &= A_m p - \delta_p / 2 \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

unde A_m reprezintă abaterea medie a pasului considerat iar δ_p este dat de relațiile:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{pem} &= k \sqrt{0,5(T_i^2 + T_E^2) + 0,25(T_J^2 + T_A^2) + 0,125(T_C^2 + T_H^2)} \\ \delta_{pim} &= k \sqrt{0,5T_i^2 + 0,25T_B^2 + 0,125(T_D^2 + T_H^2)} \\ \delta_{pmed} &= \frac{0,5k \sqrt{nT_{pim}^2 + (n-1)T_{pem}^2}}{2n-1} \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

În aceste relații toleranțele pentru I, E și J pot fi cele teoretice sau cele probabile:

$$\left. \begin{aligned} T_I &= k \sqrt{0,25(T_H^2 + T_F^2) + \varepsilon_r^2} \\ T_E &= k \sqrt{0,25(T_D^2 + T_G^2) + \varepsilon_\beta^2} \\ T_J &= k \sqrt{T_G^2 + T_C^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

b) Abateri de la rectilinitate ale lanțului

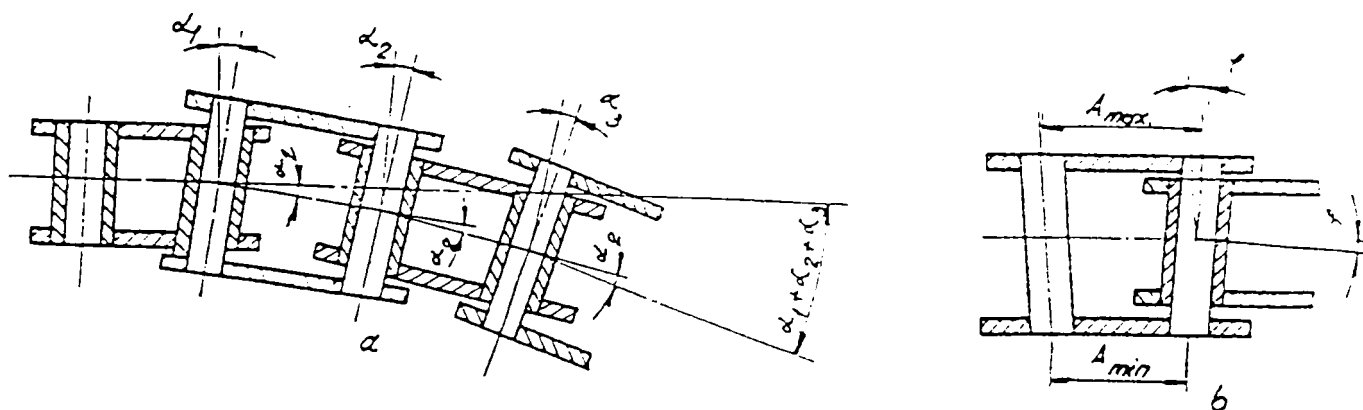


Figura 3.7 Abateri de la rectilinitate

Abaterile de la rectilinitate nu sunt prea periculoase deoarece în general se încadrează în limitele stabilite.

Trebuie însă acordată o atenție mai deosebită deoarece ele introduc efecte defavorabile ale funcționării lanțurilor care implică:

- 1) angrenare neuniformă;
- 2) uzură mare;
- 3) durabilitate redusă.

3.2.3. STABILIREA DIMENSIUNILOR ȘI TOLERANȚELOR ELEMENTELOR COMPONENTE ALE LANȚULUI

Deoarece elementele lanțului influențează ansamblul la montaj și în exploatare în mod diferite ele se pot împărți în două grupe:

1) T_A - toleranța pasului eclisei exterioare, T_B - toleranța pasului eclisei interioare, T_C - toleranța diametrului bolțului și T_G - toleranța diametrului interior al bucșei, care generează acumularea nepreciziei lanțului;

2) T_H - toleranța diametrului exterior al rolei, T_F - toleranța diametrului interior al rolei și T_D - toleranța diametrului exterior al bucșei care au o influență mai redusă asupra preciziei lanțului în special în exploatare.

Uzura

În timpul funcționării transmisiei cu lanț crește lungimea lanțului în exploatare datorită în special uzurii articulației.

În practică mărirea lanțului datorită uzurii, nu trebuie să depășească un procent $\alpha_u = 2 \div 3 \%$ din lungimea inițială deoarece peste această limită apare pericolul ca lanțul să sară de pe roată.

Pentru acest caz limită p_{ef} va crește cu $2\alpha_u = 4 \div 6 \%$ și deci în orice moment al funcționării $p_{ef} > p_{if}$, diferența lor crescând în timp.

Astfel se obține o angrenare neuniformă iar contactul cu dinții roții de lanț, se face foarte neregulat, rezultând efecte negative asupra preciziei angrenării și a solicitărilor dinamice.



Pentru a atenua acest dezavantaj soluția este ca la execuție $p_{ef} < p_{if}$ pentru ca prin uzura articulației în timpul funcționării aceștia să devină egali și apoi $p_{ef} > p_{if}$ încet însă cu o valoare mult mai mică. Astfel $A = B - J_{med} - \alpha p$, unde $\alpha < \alpha_u$ ($\alpha = 0,3 - 1 \%$).

Din analiza acestui capitol se trage concluzia că pentru a asigura creșterea durabilității lanțului și implicit a transmisiei cu lanț trebuie respectate următoarele criterii:

- limitele în care trebuie să se încadreze abaterile la pas;
- limitarea efectelor dinamice și de uzură prin valori corecte (reduse) pentru J și J_1 ;
- asigurarea egalității $p_{ef} = p_{if}$ respectiv menținerea unei diferențe minime între aceștia prin atenuarea efectului uzurii;
- asigurarea unor ajustaje cu strângere corecte;
- cerințe tehnico-economice legate de realizarea acestor piese.

3.3. UZAREA LANȚULUI

a.) Uzarea prin adeziune

Pe baza indicatorului procesului de uzare I_{uh} (intensitatea liniară, adimensională) și a lungimilor de frecare la o trecere a zalei lanțului se poate calcula alungirea lanțului ca urmare a procesului de uzare h_{uz} în (mm) pentru un timp de funcționare t_h (ore) [140].

$$h_{uz} = I_{uh_{ext}} (\pi \cdot 2) p (v_1 / L_1) 3600 t_h + I_{uh_{bint}} 0,5 \varphi_0 d_3 (v_e / L_e) 3600 t_h + I_{uh} \pi d_3 (v_e / L_e) 3600 t_h = v_u t_h \quad (3.22)$$

v_e - (mm/s), L_e - (mm), p - (mm), φ_0 - (rad), d_3 - (mm)

$$v_u = 1800 \pi (v_1 / L_1) (p I_{uh_{ext}} + \varphi_0 d_3 I_{uh_{bint}} / \pi + 2 d_3 I_{uh_{bint}}) \quad (\text{mm/h})$$

$I_{uh_{bint}}$ - intensitatea de uzare ale bușei la interior

$I_{uh_{ext}}$ - intensitatea de uzare ale bușei la exterior

I_{uh_b} - intensitatea de uzare ale bolțului

Materialul bolțului, bușei și rolei sunt de regulă aceleași și au același tratament termic al suprafeței .

$$I_{uh_{ext}} = I_{uh_{bint}} = I_{uh_b} = I_{uh}$$

$$h_{uz} = 3600 \pi (v_e / L_e) t_h I_{uh} [0,5 + 0,5 \varphi_0 d_3 / (p \pi) + d_3 / p] = v_u t_h \quad (3.23)$$

Dacă se apreciază alungirea limită a lanțului

$$h_{uz} = \Delta p = 0,03 p \quad (3.24)$$

din expresia (3.22) se poate deduce timpul de funcționare t_h .

b.) Uzarea prin abraziune

Când lanțul funcționează într-un mediu cu particule abrazive sau lubrifianțul este contaminat cu particule abrazive caracterizate prin parametrul A.

$$A = \varepsilon_a^{2/3} r_a^{0,5} \sigma_a^{2,5} \quad (3.25)$$

ε_a reprezintă concentrația particulelor abrazive, %

r_a - raza medie a particulelor abrazive, [mm]

σ_a - rezistența la rupere a particulelor abrazive, [MPa].

Intensitatea de uzare I_{uh} se determina cu relația (3.26)

$$I_{uh1} = 6,8 (A / M_1) k_1 \quad (3.26)$$

$$I_{uh2} = 6,8 (A / M_2) k_2$$

$$M_{1,2} = \epsilon_{01,2}^t HB_{1,2}^{1,5} HB_{2,1} \quad (3.27)$$

$\epsilon_{01,2}$ – deformațiile relative la rupere a celor două materiale. %

t - exponent ce se determină tabelar

HB_1, HB_2 duritatea Brinell ale suprafețelor în daN / mm²

$$K_1 = 2 \rho_R^{1/2} \alpha \varphi_0 D$$

$$\rho_R = Dd / 2 (D + d)$$

$$k_2 = \rho_R^{1/2} (\alpha \pi d) \quad (3.28)$$

$$\alpha = HB_2 / (HB_1 + HB_2)$$

a.) Cupla de frecare rolă - contactul exterior cu dinții celor două roți (1 sau 2)

$$I_{uhrext 1,2} = 6,8 (A / M_{h-d}) k_{h1,2} \quad (3.29)$$

$$M_{h-d} = \epsilon_{or}^t HB_r^{1,5} HB_d \approx \epsilon_{or}^t HB^{2,5} \quad (3.30)$$

$$k_{r1,2} = 2 \rho_{R1,2}^{1/2} / (\pi \alpha p)$$

$$\alpha = HB_r / (HB_r + HB_d) \approx 0,5$$

(HB_r, HB_d) – duritatea rolei respectiv flancului dintelui ($HB_r \approx HB_d$).

Raza de curbură redusă a contactului rolă-flanc se determina cu relația (3.31)

$$\rho_{R1,2} = d_1 R_{2med1,2} / (d_1 + 2 R_{2med1,2}) \quad (3.31)$$

d_1 reprezintă diametrul exterior al rolei (se ia din STAS sau catalog)

Raza medie a flancului dintelui roții 1 sau 2.

$$R_{2med1,2} = 4 \cdot 10^{-3} d_1 (Z_{1,2}^2 + 15 Z_{1,2} + 215) \quad (3.32)$$

b.) Cupla de frecare bucsă - contactul interior cu boltul

Intensitatea de uzare

$$I_{uhbint} = 6,8 (A / M_{bint-b}) k_{bi} \quad (3.33)$$

unde:

$$M_{bint-b} = \epsilon_{ob}^t HB_{bi}^{1,5} HB_b \approx \epsilon_{ob}^t HB^{2,1} \quad (3.34)$$

$$k_{bi} = 2 \rho_R^{1/2} / \alpha \varphi_0 d_i \quad (3.35)$$

d_i este diametrul interior al bucșei (formează un ajustaj cu joc împreună cu bolțul de diametru d_3)

φ_0 - unghiul mediu de contact

ρ_R - raza de curbură redusă

$$\rho_R = d_i d_3 [2 (d_i - d_3)] \quad (3.36)$$

c.) Cupla de frecare bolt - contactul bucșă - bolt

$$I_{uhb} = 6,8 (A / M_b - bint) k_b \quad (3.37)$$

unde:

$$M_b - bint = \varepsilon_{ob}^t HB_b^{1,5} \quad HB_{bi} \approx \varepsilon_{ob}^t HB^{2,5} \quad (3.38)$$

$$k_b = \rho_R^{1/2} / (\pi \alpha d_3)$$

$$\rho_R = d_i d_3 [2 (d_i - d_3)]$$

d.) Cupla de frecare roată de lanț (1 sau 2)

$$I_{uh1,2} = 6,8 (A / M_{d1,2-r}) k_{1,2} \quad (3.39)$$

unde:

$$M_{d1,2-r} = \varepsilon_{od}^t HB_{d1,2}^{1,5} \quad HB_r \approx \varepsilon_{od}^t HB^{2,5} \quad (3.40)$$

$$k_{1,2} = 4 \rho_{R1,2}^{1/2} / (\alpha p \beta_{1,2})$$

$\beta_{1,2}$ – unghiurile de înfășurare poligonală pe cele două roți.

Valorile calculate ale intensității de uzare permit determinarea alungirii lanțului în timpul funcționării cu ajutorul relației (3.24).

CALCULUL CAPACITATII PORTANTE SI A DURABILITATII TRANSMISIILOR PRIN LANTURI ARTICULATE

Lantul de transmisie este elementul critic al transmisiei prin lant, deoarece el determina portanta si durabilitatea acesteia.

Fora capabila utilizabila F_{cu} a lantului de transmisie se calculeaza cu relatia :

$$F_{cu} = F_{ca} - \sum F_s = F_{ca} - (F_c^* + F_g) \quad (3.41)$$

in care : F_{ca} - reprezinta forta capabila a lantului la o anumita conditie de rezistenta, [N]

$\sum F_s$ - suma fortelor suplimentare care actioneaza in ramura conducatoare a transmisiei, fara efect util in transmiterea puterii, dar care micsoareaza portanta lantului, [N]

F_c^* - forta care apare in ramurile transmisiei pentru a echilibra forta centrifuga F_c , care actioneaza asupra zalelor pe parcursul acestora.

$$F_c^* = \frac{F_c}{2 \sin \frac{\pi}{z}} \quad (3.42)$$

F_c^* se ia de obicei in considerare numai pentru valori ale vitezei lantului $v > 8 \dots 10$ m/s.

Portanta P_{cu} a lantului - puterea capabila utilizabila se scrie sub forma :

$$P_{cu} = \frac{F_{cu} v}{100} = \frac{v}{100} [F_{ca} - (F_c^* + F_g)] \quad [\text{kw}] \quad (3.43)$$

Cu ajutorul relatiei (3.43) se construiesc diagrame ale puterii limita admisibile P_D , pe tipodimensiuni de lanturi functie de turatia n_1 a rotii mici de lant (conducatoare) $P_D = f(n_1)$, conform figurii 3.8.

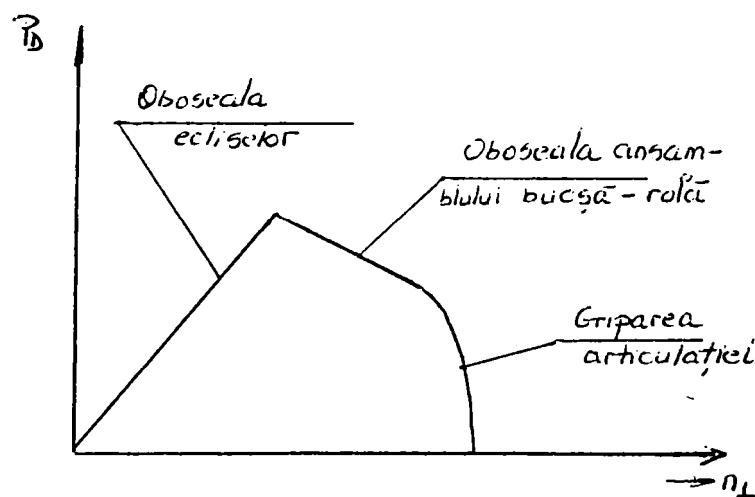


Figura 3.8. Diagrama puterii limita admisibile $P_D = f(n_1)$

Portiunea ascendentă a diagramei definește domeniul în care dimensionarea lanțului se face la condiția de rezistență la oboseală a ecliselor sau la condiția de uzură a elementelor articulațiilor după caracterul încărcării - iar porțiunile descendente domeniul în care devine limitativă condiția de rezistență la spargerea roților respectiv griparea articulațiilor.

Calculul portanței și al durabilității lanțului din condiția de rezistență la uzură

De modul în care intră zala în angrenare depinde poziția contactelor bolt - bucsă și deci implicit uzura acestora.

Astfel la angrenarea zalei interioare, mișcarea de oscilație se produce ca mișcare relativă a bucsii față de bolt, după cum se poate observa din figura 3.9a, și invers, a boltului față de bucsă, la angrenarea zalei exterioare, lucru observabil în figura 3.9b.

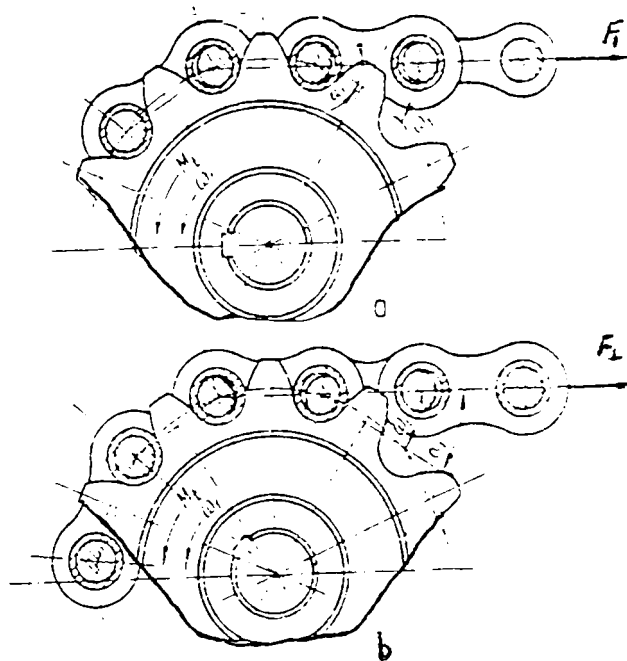


Figura 3.9. a) Modalitatea de angrenare a zalei interioare a lanțului cu roata de lanț.
b) Modalitatea de angrenare a zalei exterioare a lanțului cu roata de lanț

Uzura elementelor articulațiilor constă în pierderea de secțiune transversală a acestora. Peste o anumită limită se produce ruperea boltului.

În exterior uzura bolturilor, bucsilor și roților apare sub forma creșterii pasilor individual și mediu al lanțului.

Contactele roților cu dinții roții de lanț nu se produc în puncte omologe, ci cu o rola denivelată spre vârful dintelui, după cum se poate observa și din figura 3.10.

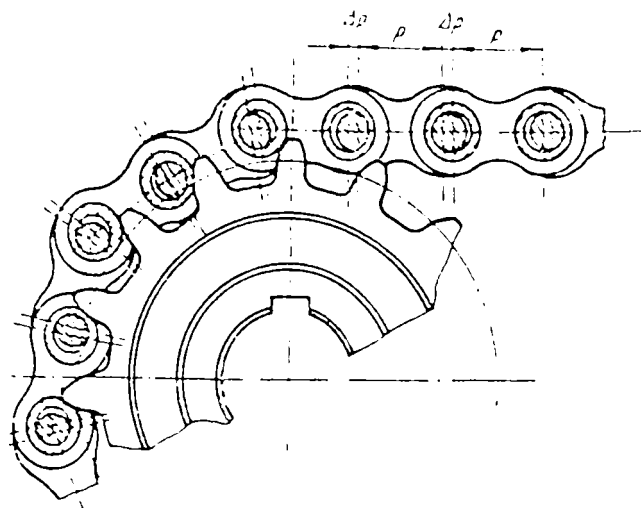


Figura 3.10 Contactul rolelor cu dintii rotii de lant

Ca urmare, pasii masurat si functional al zalei exterioare p_e , cumuleaza suma cresterilor absolute Δp ale pasilor a doua zale consecutive.

$$p_e = p + 2\Delta p \quad (3.44)$$

Cresterea absoluta medie Δp_m , determinata prin masurarea lungimii nominale a lantului, apare insa ca fiind aceeasi pentru numarul respectiv de zale.

$$\frac{\Delta p}{p} 100 = \frac{L_m - L_n}{L_n} 100 \leq +0,15[\%] \quad (3.45)$$

in care: Δp reprezinta abaterea absoluta a pasului mediu fata de cel nominal

L_m - lungimea nominala masurata a probei, [mm]

L_n - lungimea nominala corespunzatoare pasului nominal, [mm]

In realitate la o crestere medie a pasului nominal de 2 - 4 % cresterea pasului mediu functional este dubla 4 % respectiv 6 % .

Acest lucru determina functional marirea amplitudinilor fortelor dinamice suplimentare la angrenarea zalelor exterioare. Diferenta dintre amplitudinile acestor forte se mareste pe masura cresterii pasului, astfel incat dupa un timp pe diagrama regimului de variatie a fortei rezultante in za apar numai amplitudinile fortelor dinamice suplimentare, corespunzatoare angrenarii zalelor exterioare, ca si cum roata ar lucra numai cu jumatate din numarul ei de dinti.

Deasemenea pe masura ce pasul se mareste, lantul nu se mai aseaza pe roata de lant, cu centrele articulatiilor pe cercul de divizare ci pe cercuri functionale D_f mai mari decat cercul de divizare D_d , deci deplasate spre varful dintilor, avand marimi diferite pentru fiecare articulatie infasurata pe rotile de lant.

Cand cresterea pasului mediu al lantului atinge o anumita marime limita admisibila Δp_a , atunci se produce sarirea lantului de pe roata mare de lant, dupa cum se poate observa din figura .3.11.

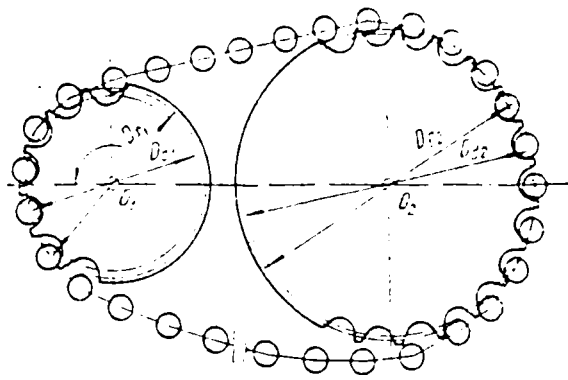


Figura 3.11. Sarirea lantului de pe roata mare de lant

Acest fenomen slabeste succesiv capacitatea portanta a transmisiei respectiv produce o supraancarcare a numarului de zale tot mai mic ce se gaseste in contact cu dintii rotilor de lant, pana in momentul desprinderii complete a lantului de pe roata de lant mare, cand transmisia isi pierde integral capacitatea portanta .

Puterea totala P_f consumata pentru invingerea frecarii in articulatii la trecerea zalelor pe cele doua roti de lant este :

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = \frac{\pi \mu d_3 v}{p} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) (F_1 + F_2) \left[\frac{daNm}{s} \right] \quad (3.46)$$

Rezulta factorul de sollicitare la uzare k_u definit de relatia :

$$k_u = \frac{P_{fsp}}{\mu} \leq k_{ua} \quad (3.47)$$

in care puterea specifica este data de relatia :

$$P_{fsp} = \frac{P_f}{A_a} = \frac{P_f}{a_1 d_3} \quad (3.48)$$

Puterea P_{fsp} reprezinta puterea consumata pentru invingerea frecarii din articulatii raportata la aria dreptunghiului proiectiei contactului bolt - buca .

Forta capabila F_{ca} a lantului la conditia de rezistenta la uzare trebuie sa fie mai mare sau cel putin egala cu forta rezultanta F_1 din ramura conducatoare a transmisiei ($F_{ca} \geq F_1$).

Prin inlocuire in relatia 6 si introducerea in relatia 3.31 rezulta :

$$F_{ca} = \frac{\alpha_1 p z_2 k_{ua}}{\pi v (i + 1)} - F_2 \quad [daN] \quad (3.49)$$

Din relatia 3.49 conform relatiei 3.41 rezulta :

$$F_{cu} = \frac{a_1 p z_2 k_{ua}}{\pi v (i+1)} - 2 \left(\frac{q}{g} v^2 + c_i q A \right) \quad [\text{daN}] \quad (3.50)$$

Prin urmare P_{cu} va avea forma relatiei (3.50)

$$P_{cu} = \frac{v}{100} \left[\frac{a_1 p z_2 k_{ua}}{\pi v (i+1)} - 2 \left(\frac{q}{g} v^2 + c_i q A \right) \right] \quad [\text{kw}] \quad (3.51)$$

Calculul durabilitatii lantului la conditia de rezistenta la uzare are ca parametru geometric limitativ cresterea admisibila maxima $\Delta p_{a\max}$ a pasului lantului. Durabilitatea la uzare a lantului se considera epuizata atunci cand cresterea Δp_m a lantului atinge marimea cresterii admisibile $\Delta p_{a\max}$, cand apare pericolul saririi lantului de pe roata mare de lant si al unei pierderi critice de sectiune transversala a boltului.

Legea variatiei in timp a cresterii pasului mediu al lantului, respectiv curba procesului de uzare in articulatiile lantului are aspectul din figura 3.12

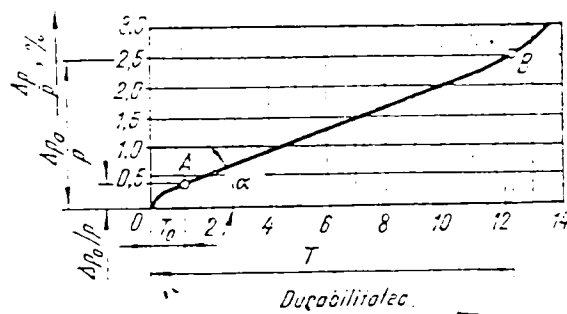


Figura 3.12 Legea de variatie in timp a cresterii pasului mediu al lantului (Durabilitatea in 10.000 ore)

In figura T reprezinta timpul in ore in care cresterea pasului mediu al lantului atinge marimea cresterii maxime admisibile in calcule Δp_a .

T_0 - perioada de timp de referinta, in ore (1000 ore), in care cresterea pasului mediu atinge marimea Δp_0 (masurata)

Δp_r - cresterea pasului mediu in perioada de rodaj

Cresterea maxima admisibila este data de relatia (3.52):

$$\Delta p_a = \Delta p_{a\max} - \Delta p_t \quad (3.52)$$

in care Δp_i este abaterea tehnologica a pasului mediu efectiv fata de pasul nominal al lantului.

In figura 3.13 este reprezentata cresterea pasului mediu al lantului functie de timp, cu factorul k_u ca parametru.

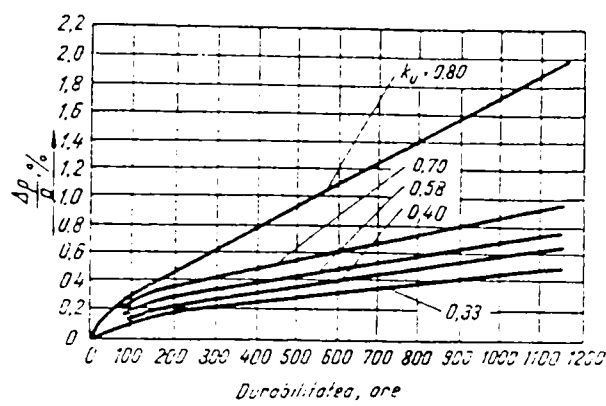


Figura 3.13 Cresterea pasului mediu al lantului functie de timp, cu factorul k_u ca parametru

$$\Delta p_0 = k_u \operatorname{tg} \alpha = k_u k_r \quad (3.53)$$

k_r reprezinta coeficientul de uzare al lantului

$$h = \frac{T_0(\Delta p_a - \Delta p_r)}{k_u k_r} \quad [\text{ore}] \quad (3.54)$$

h - durabilitatea din conditia de rezistenta la uzare a lantului de transmisie

Rezulta ca durabilitatea la uzare este cu atat mai ridicata cu cat este mai mare Δp_a respectiv mai mic Δp_r , deci mai ridicata precizia de executie a pasului lantului, si cu cat sunt mai mici Δp_r (calitatea cat mai ridicata a suprafetelor de frecare din articulatii), k_u (incarcare redusa) si k_r (duritatea ridicata a suprafetelor de frecare din articulatii).

Calculul durabilitatii si portantei lantului din conditia de rezistenta la oboseala

Fora capabila la oboseala F_{ca} a lantului simplu se determina cu relatia

:

$$F_{ca} = 2A_1(\sigma_{ai})_R \quad (3.55)$$

in care A_1 este aria sectiunii transversale minime a unei eclise (sectiunea ochiului eclisei)

$(\sigma_{ai})_R$ - rezistenta admisibila la oboseala pentru eclisele zalei

In aceste conditii forta capabila utilizabila la oboseala este data de relatia 3.56:

$$F_{cu} = F_{ca} - (F_c^* + F_g) = 2A_1(\sigma_{ai})_R - \left(\frac{q}{g} v^2 + c_t q A \right) \quad [\text{daN}] \quad (3.56)$$

Portanta la oboseala este de forma relatiei 3.60 :

$$P = \frac{v}{100} \left[2A_1(\sigma_{ai})_R - \left(\frac{q}{g} v^2 + c_t q A \right) \right] \quad [\text{kw}] \quad (3.60)$$

Considerand ochiul eclisei ca bara curba (plana) tensiunile $\sigma_{i,e}$ in fibrele extreme interioara si respectiv, exterioara se pot scrie sub forma :

$$\sigma_{i,e} = k_{i,e} \frac{F_{Vl}}{2A_1} = k_{i,e} \sigma_t$$

$$k_{i,e} = \frac{\sigma_i}{\sigma_t}$$

unde $k_{i,e}$ exprima raportul dintre tensiunile de incovoiere σ_i in fibrele interioara si respectiv exterioara si de intindere σ_t . Tensiunea maxima corespunzatoare regimului stationar alternant - simetric echivalent se scrie sub forma relatiei :

$$\sigma_{v_e \max} = k_i \sigma_t \quad (3.62)$$

Cunoscand $\sigma_{v_e \max}$ se poate calcula durabilitatea lantului (ecliselor) la oboseala :

$$\sigma_{v_e \max}^m N_e = \sigma_{-1}^m N_B = \text{const}$$

N_e - reprezinta numarul de cicluri corespunzator regimului stationar echivalent

N_B - numarul de cicluri de baza corespunzator rezistentei limita la oboseala a materialelor ecliselor

$$N_e = N_B \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{v_e \max}} \right)^m \quad [\text{cicluri}]$$

Rezulta durabilitatea la oboseala :

$$h = \frac{N_c}{f_{x_0}} = \frac{X N_B}{60 z_1 n_1} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ve \max}} \right)^m \quad [\text{ore}] \quad (3.63)$$

unde f_{x_0} este numarul de parcursuri complete pe ora a zalei

$$f_{x_0} = 3600 \frac{v}{L} = \frac{60 z_1 n_1}{X} \quad [\text{parcursuri / ora}] \quad (3.64)$$

X - reprezinta numarul de zale

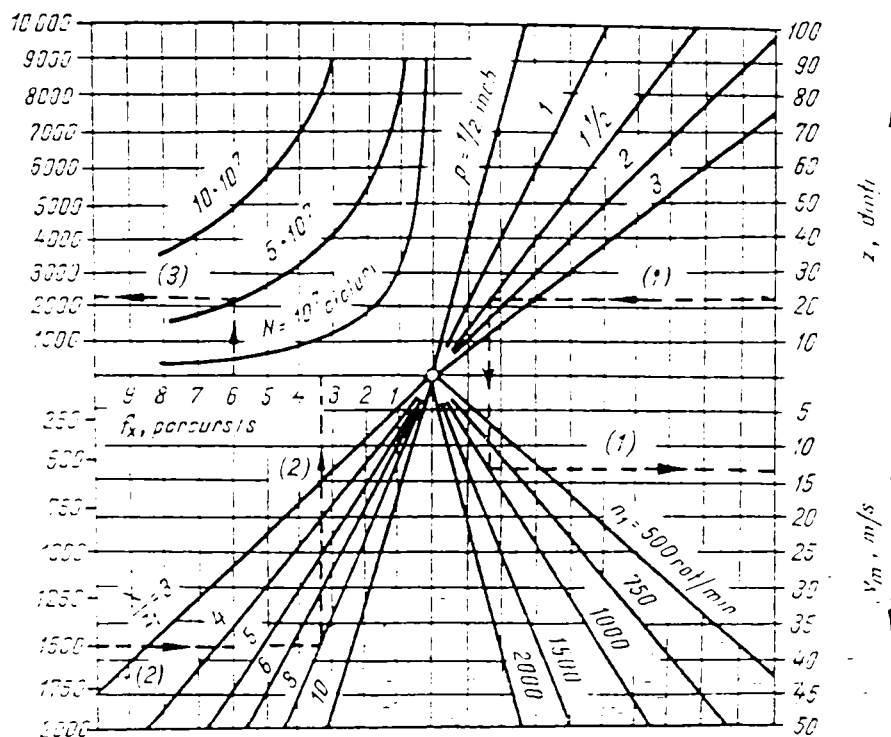


Figura 3.14 . Diagrama $v = f(z, p, n_1)$ schema 1
 Diagrama $f_x = f(n_1, X / z_1)$ schema 2
 Diagrama $h = f(f_x, N)$ schema 3

Din analiza figurii 3.14 se observa ca la incarcari mari care conduc la numar mic de cicluri , in cazul unui numar mic de zale X si al unui numar mare de dinti z_1 , respectiv X / z_1 mic , este o frecventa a parcursurilor mare si , deci o durata de functionare h redusa .

3.4. VIBRAȚIILE TRANSMISIILOR PRIN LANȚ

Principalele cauze care produc vibrații în funcționarea transmisiilor prin lanț sunt:

- efectul poligonal
- șocul datorat ciocnirii dinte - rolă
- mersul nerotund al roții de lanț
- variația mărimii și sensului cuplului transmis.

Aceste cauze perturbatoare acționează periodic, cu frecvențe f_{ex} diferite, dependente, în general, de frecvența angrenării zalelor pe cele două roți de lanț și produc în mare măsură uzarea articulațiilor lanțului și ruperea prin oboseală a elementelor zalelor și în special a ecliselor acestora.

$$f_{ex} = v z_1 n_1 / 60 = v z_2 n_2 / 60 \quad (s^{-1}) \quad (3.65)$$

unde: v este ordinul de mărime al armonicii considerate a frecvenței cauzei perturbatoare $v = 1, 2 \dots$

Sub acțiunea cauzelor perturbatoare în transmisiile prin lanț se pot produce următoarele tipuri principale de vibrații:

a.) vibrații transversale ale ramurilor transmisiei

- se studiază considerând zalele ca fiind rigide, în anumite condiții de rezemare și încărcare a extremităților ramurii rezultă frecvențele proprii f_t la vibrațiile transversale ale ramurii sunt date în relația (3.66) :

$$f_t = (1 / \pi) (F / m_p)^{1/2} \sin [\pi \lambda / (2 (r + 1))] \quad (s^{-1}) \quad (3.66)$$

λ - ordinul de mărime al armonicii considerate a frecvențelor proprii ale ramurii

r - numărul gradelor de libertate dinamică

Pentru primele armonici sinusul se poate înlocui prin arcul respectiv rezultând o relație de forma (3.67) :

$$f_t = \lambda / (2 (r + 1)) (F / m_p)^{1/2} \quad (s^{-1}) \quad (3.67)$$

pe care adoptând-o la parametrii ramurii conducătoare

$$m = q p / g \quad \text{și} \quad r + l = L_1 / p \quad F = F_1$$

obținem relația (3.68) :

$$f_{t1} \approx (1566 \lambda / L_1) (F_1 / q)^{1/2} \quad (s^{-1}); \quad q \text{ (daN/m)}; \quad L_1 \text{ (mm)}; \quad F_1 \text{ (daN)} \quad (3.68)$$

Fenomenul de rezonanță se stabilește atunci când frecvența de acționare a cauzei perturbatoare coincide cu frecvența proprie a elementului considerat

$$n_{t1cr} \approx (k_t \pm 0,1) (93960 / (Z_1 L_1)) (F_1 / q)^{1/2} \quad (\text{rot/min.}) \quad (3.69)$$

unde: k_t - factor de corecție; $k_t = 1,1 \dots 1,2$.

Valoarea spre limita superioară se recomandă pentru transmisiile de mare capacitate, încărcate puternic.

Termenul $(\pm 0,1)$ s-a introdus pentru a se crea un domeniu de siguranță de $\pm 10 \%$ față de pericolul de rezonanță.

b.)- vibrațiile longitudinale ale ramurilor transmisiei

- considerăm eclisele ca legături elastice (arcuri fără masă proprie) având coeficientul de rigiditate C_e de forma celei din relația (3.70) :

$$C_e = (C_{er} S_r) / p \quad (\text{daN/mm}) \quad (3.70)$$

unde: C_{er} - coeficient de rigiditate relativă a lanțului.

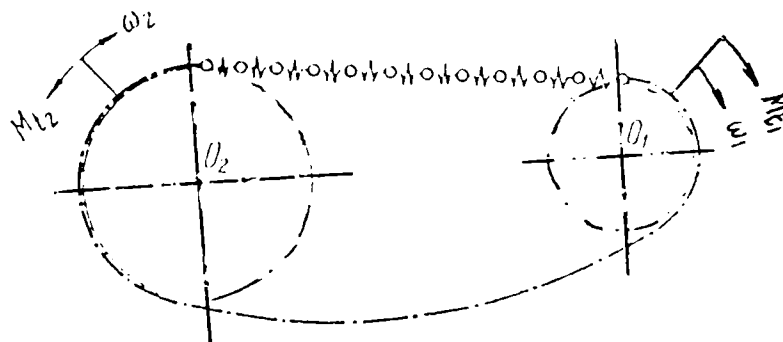


Figura 3.15 Vibrații longitudinale ale ramurilor transmisiei

Se neglijează frecarea din articulațiile ramurii și se admite că aceasta execută numai o mișcare plană, astfel încât fiecare articulație (masă punctiformă) are două grade de libertate dinamică, la care se adaugă încă două grade de libertate, corespunzătoare maselor reduse la axele arborilor respectivi, ale elementelor din sistemele conducător și condus.

$$f_e = (1 / \pi) (C_e / m)^{1/2} \sin (\pi \lambda / (2 (r + 1))) \quad (3.71)$$

$$f_{e1} \approx (\lambda / 2L_1) (C_{er} gS_r / q)^{1/2} \quad (\text{rot/min}) \quad (3.72)$$

c.)- vibrațiile tensionale ale transmisiilor prin lanț

- considerăm lanțul ca fiind element elastic fără masă proprie caracterizat prin coeficientul de rigiditate C_e de forma celui din relația (3.73) :

$$C_e = (C_{er} S_r) / L_1 \quad (\text{daN/mm}) \quad (3.73)$$

Transmisia prin lanț are două grade de libertate dinamică (două mase reduse, respectiv două momente de inerție masice reduse J_{r1} și J_{r2}) și deci două frecvențe proprii. Prima frecvență este nulă, deoarece se referă la cazul în care arborii (masele reduse) se rotesc în același sens, iar a doua în cazul în care arborii se rotesc în sensuri inverse (cu unghiuri de răsucire θ_1 și θ_2), când lanțul este solicitat de forțele dinamice suplimentare produse de acestea.

Frecvența proprie la vibrațiile tensionale ale transmisiei prin lanț

$$f_r = (1 / 4\pi) \sqrt{C_e [(D_{d1}^2 / J_{r1}) + (D_{d2}^2 / J_{r2})]} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (3.74)$$

cum:

$$D_{d2} / D_{d1} = i$$

$$J_{r1} / J_{r2} = j$$

$$D_d = Z p / \pi$$

$$C_e = (C_{er} S_r) / L_1$$

$$f_r = (Z_1 p / 4\pi^2) \sqrt{(C_{er} S_r / 4J_{r1}) (1 + j i^2)} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (3.75)$$

Efectul poligonal acționează cu frecvența angrenării zalelor.

$$f_a = v Z_1 n_1 / 60 \quad (3.76)$$

Pentru $f_a = f_r$ rezultă:

$$n_{rcr} = (15 p / v \pi^2) \sqrt{(C_{er} S_r / 4J_{r1}) (1 + j i^2)} \quad (\text{rot/min}) \quad (3.77)$$

Pentru a se evita efectul negativ al forțelor dinamice este necesar ca la proiectarea transmisiilor prin lanț să se verifice turațiile critice.

4. STUDIUL INFLUENȚEI GĂURII STRĂPUNSE LA ECLISELE DE LANȚ ARTICULAT PRIN METODE NUMERICE

4.1. PREZENTAREA CONCENTRATORILOR DE TENSIUNE. GENERALITĂȚI

Relațiile uzuale de calcul pentru tensiuni în bare consideră că acestea au, în lungul lor, secțiuni de arie constantă. Aceste relații rămân valabile și atunci când aria secțiunii variază continuu, însă lent după diverse legi. Același lucru se poate spune și referitor la plăci.

În locurile în care apar găuri are loc o concentrare a tensiunilor, adică mărimea tensiunilor depășește cu mult pe cea calculată prin relațiile uzuale ale rezistenței materialelor sau teoriei elasticității.

Studiul uzual al rezistenței materialelor folosește printre altele, principiul lui Saint-Venant și pe baza acestuia, consideră că forțele concentrate aplicate piesei se află destul de departe de secțiunea care se studiază. Relațiile stabilite în acest fel nu sunt valabile în imediata apropiere a punctelor de aplicație a forțelor concentrate. În acele puncte se dezvoltă tensiuni locale, uneori de valori mari.

Variația bruscă de secțiune care dă naștere fenomenului de concentrare a tensiunilor poartă numele generic de **concentrator**.

Efectul cantitativ al concentratorului, asupra mărimii tensiunii este măsurat prin **coeficientul de concentrare** α , respectiv α_{σ} și α_{τ} .

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \alpha \sigma_n = \alpha_{\sigma} \sigma_n \\ \tau_{\max} &= \alpha \tau_n = \alpha_{\tau} \tau_n \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

în care

σ_{\max} , τ_{\max} - este valoarea maximă a tensiunii, în secțiunea cu concentrator.

σ_n , τ_n - este tensiunea nominală calculată în aceeași secțiune prin relații uzuale de calcul

$$\begin{aligned}
\sigma_m &= \frac{N}{A} \quad \text{-- la întindere} \\
\sigma_n &= \frac{M_i}{W} \quad \text{-- la încovoiere} \\
\tau_n &= \frac{M_t}{W_p} \quad \text{sau } \tau_n = \frac{M_t}{W_d}, \quad \text{larasucire} \\
\tau_n &= k \cdot \frac{T}{A} \quad \text{-- la forfecare}
\end{aligned}
\tag{4.2}$$

În toate aceste formule A , W , W_p , W_d reprezintă elemente geometrice ale secțiunii slăbite prin concentrator.

a) Raportul dintre tensiunea maximă, ținând seama de concentrare și tensiunea nominală, în ipoteza unei elasticități perfecte se numește **coeficient teoretic de concentrare** α_σ și este dat de relația (4.3) :

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} \tag{4.3}$$

Studiile cele mai complete asupra coeficienților de concentrare au fost efectuate în regim elastic, sub efectul solicitărilor statice. Cu aceste premise, s-a constatat că coeficientul de concentrare este independent de material, fiind funcție numai de parametrii geometrici ai concentratorilor.

Determinarea coeficientului de concentrare în aceste condiții, se face fie teoretic, folosind ecuațiile teoriei elasticității, fie experimental prin metoda fotoelastică, prin utilizarea lacurilor, prin analogii, prin metoda elementelor finite etc.

b) Coeficientul efectiv de concentrare

Materialele utilizate în tehnică nu se supun ipotezei elasticității perfecte deoarece ele nu sunt perfect omogene și izotrope. În plus, în locurile unde sunt concentratori în urma apariției microfisurilor starea de solicitare se poate schimba, tensiunile pot depăși limita de elasticitate.

Toate acestea au făcut să se introducă noțiunea de **coeficient efectiv de concentrare**, care se definește ca raport între rezistența la oboseală a unei epruvete netede și rezistența la oboseală a epruvetei cu concentrator.

$$\beta_{\sigma_R} = \frac{\sigma_R}{\sigma_{Rk}} \quad \text{sau} \quad \beta_{\tau_R} = \frac{\tau_R}{\tau_{Rk}} \quad (4.4)$$

unde: σ_R - rezistența la oboseală a epruvetei netede, solicitarea având gradul de asimetrie R;

σ_{Rk} - rezistența la oboseală a epruvetei cu concentrator, solicitarea având gradul de asimetrie R.

Acest coeficient se determină experimental și este influențat de: tipul solicitării, gradul de asimetrie, mărimea piesei, forma concentratorului, precum și de materialul piesei. El are în general valori mai mici decât coeficientul teoretic de concentrare, datorită redistribuirii tensiunilor în secțiune în prezența deformațiilor plastice.

Mărimea piesei influențează valoarea coeficientului de concentrare, în sensul că o dată cu creșterea dimensiunilor crește și coeficientul de concentrare, de aceea în calcule se introduce un factor dimensional.

Factorul dimensional fără concentrare se definește prin raportul:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{\sigma} &= \frac{(\sigma_{-1})d}{(\sigma_{-1})d_0} \\ \varepsilon_{\tau} &= \frac{(\tau_{-1})d}{(\tau_{-1})d_0} \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

în care: $(\sigma - 1) d$ - rezistența la oboseală a epruvetei de diametru d ;

$(\sigma - 1) d_0$ - rezistența la oboseală a epruvetei uzuale, de diametru $d_0 = 6 \dots 10$ mm.

Factorul dimensional cu concentrare de tensiuni este dat în relațiile (4.6)

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{k\sigma} &= \frac{(\sigma_{-1k})d}{(\sigma_{-1k})d_0} \\ \varepsilon_{k\tau} &= \frac{(\tau_{-1k})d}{(\tau_{-1k})d_0} \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

unde $(\sigma - 1) d$ și $(\sigma - 1) d_0$ au definiții analoge ca mai sus, referindu-se la epruvete cu concentratori.

Pentru un concentrator la care se cunoaște coeficientul de concentrare la solicitări statice α_{σ} (respectiv α_{τ}), se poate calcula β_{σ} (respectiv β_{τ}) cu relația (4.7) :

$$\beta_{\sigma} = 1 + \eta(\alpha_{\sigma} - 1) \quad (4.7)$$

η - coeficient de sensibilitate al materialului.

Pentru platbande găurite sunt reprezentate în figura 4.1 coeficientul efectiv de concentrare astfel:

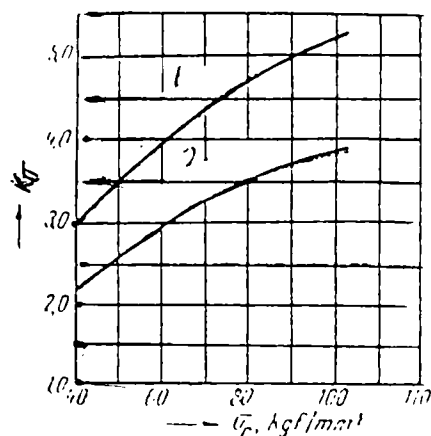


Figura.4.1 Coeficientul efectiv de concentrare

a) solicitare la întindere-compresiune

b) solicitare la încovoiere

2. Starea suprafeței piesei și tratamentele superficiale

Rezistența la oboseală depinde în foarte largă măsură de starea suprafeței piesei. Dacă piesa are suprafața prelucrată brut, rezistența la oboseală scade mult față de cea a piesei lustruite. Aplicarea unor anumite tratamente superficiale - mecanice, termochimice, termice - mărește mult rezistența la oboseală comparativ cu piesa netratată, în special la piesele cu concentratori. Toate aceste modificări ale rezistenței la oboseală se iau în considerație prin coeficientul de calitate γ definit ca raport între rezistența la oboseală a piesei cu o stare a suprafeței oarecare sau un tratament oarecare și rezistența la oboseală a piesei lustruite, netratate.

2.1. Influența diferiților factori asupra rezistenței la oboseală

Calculul de rezistență la durabilitate al unei piese, în condiții date de exploatare, nu este posibil, fără luarea în considerație a factorilor care influențează rezistența la oboseală. Totodată cunoașterea factorilor amintiți permite luarea unor măsuri, constructive, tehnologice și de exploatare, în vederea măririi rezistenței și prin aceasta a durabilității.

S-a observat că, practic, piesele expuse sarcinilor variabile (ciclice) se distrug la solicitări inferioare rezistenței la rupere statică.

Majoritatea ruperilor lanțurilor articulate în exploatare sunt o consecință a acționării solicitărilor variabile. Factorii cei mai importanți care contribuie la reducerea rezistenței la solicitări ciclice sunt de natură: constructivă, tehnologică și de exploatare

A. - factori constructivi:

- forma lanțului și modul de asamblare (concentratori de tensiune);
- dimensiunile lanțului.

B. - factori tehnologici:

- materialul din care este confecționat lanțul;
- prelucrările mecanice, tratamentele termice și termochimice;
- alți factori tehnologici.

C. condiții de exploatare:

- felul solicitării;
- gradul de asimetrie al ciclului;
- suprasolicitări și subsolicitări de scurtă durată;
- șocurile;
- frecvența solicitării;
- temperatura;
- activitatea chimică a mediului (coroziunea).

A. Coeficientul de sensibilitate la crestare

Pentru diferitele metale, efectul scăderii rezistenței la oboseală în cazul aceluiași concentrator de tensiune variază. La metalele care prezintă deformații plastice mici, acțiunea creșterii se manifestă mai mult, coeficientul efectiv de concentrare k_{σ} este mai mare, și se apropie mai mult de valoarea coeficientului teoretic de concentrare α_{σ} . Prin urmare rezultă că metalele sunt sensibile în mod diferit la acțiunea creșterii. Sensibilitatea cea mai mare la creștături prezentând-o oțelurile cu o rezistență mijlocie și mare, iar cea mai mică, fonta.

Din punct de vedere al sensibilității la creștare, folosirea unui metal cu limită de rezistență la oboseală mai mică, având însă o tenacitate ciclică mai mare, este mai potrivită pentru piese cu concentratori de tensiune puternici, utilizarea unor oțeluri superioare fiind justificată numai în cazul unor tehnologii corespunzătoare (tratamente termice și termochimice îngrijite, prelucrări mecanice de precizie) și a evitării concentratorilor pronunțați.

Coeficientul de sensibilitate la încreștare q după A. Thum e dat în relația (4.8) :

$$q = \frac{k_{\sigma} - 1}{\alpha_{\sigma} - 1} \quad (4.8)$$

În figura 4.2 este reprezentată

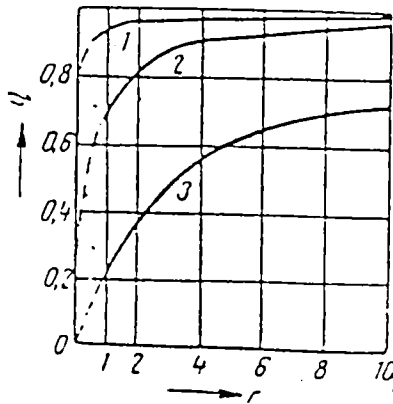


Figura. 4.2

Diagrama de variație a coeficientului de sensibilitate la crestare pentru oțelurile cu granulație fină îmbunătățite (curba 1), cu granulație medie normalizate (curba 2) cu granulație mare, laminate (curba 3).

Diagrama a fost reprezentată funcție de raza r a fundului creștării și este valabilă pentru solicitări după un ciclu alternant simetric.

Din diagramă se observă că influența mărimii grăuntelui este apreciabilă.

Prin micșorarea grăuntelui cresc k_{σ} și q iar atunci când grăunții sunt foarte fini coeficientul efectiv de concentrare k_{σ} devine foarte apropiat ca valoare de coeficientul teoretic de concentrare α_{σ} , sensibilitatea la crestare q tinzând către 1. În domeniul solicitărilor mari ale curbei Wöhler, adică acolo unde rupere se produce la un număr mic de cicluri, valorile coeficienților k_{σ} și q sunt mai mari.

I.A. Oding și S.E. Gurevici au propus un alt criteriu al sensibilității metalului la încrestare, plecând de la volumul metalului antrenat în deformație plastică la baza creștării, deformație caracterizată prin lățimea curbei de histereză plastică $\Delta - 1t$.

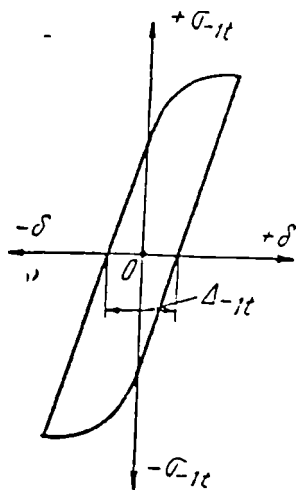


Figura. 4.3

Curba de histereză plastică a unui oțel sollicitat la întindere-compresiune după un ciclu alternant simetric.

Cu cât este mai mare lățimea curbei de histereză, cu atât este mai mare deformația plastică a metalului, deci capacitatea acestuia de a atenua vârfurile de solicitare și cu atât mai mică sensibilitatea la acțiunea concentratorilor de tensiune.

Criteriul de sensibilitate propus este dat de relația (4.9) :

$$\nu = E \frac{\Delta_{-1t}}{\sigma_{-1t}} \quad (4.9)$$

unde:

E reprezintă modulul de elasticitate

σ_{-1t} - rezistența la oboseală la tracțiune-compresiune a oțelului

Δ_{-1t} - lățimea curbei de histereză plastică la limita de oboseală σ_{-1t} .

Valoarea coeficientului ν este constantă pentru un material oarecare și nu depinde de forma concentratorului.

B. Influența factorilor tehnologici

① Materialul

a.) Compoziția chimică

Proprietățile mecanice sunt în general dependente de compoziția chimică a materialului.

Cel mai important element, care poate modifica esențial calitatea oțelurilor este **carbonul**. După cum se poate observa din figura 4.4 rezistența la oboseală a oțelurilor hipoeutectoide crește odată cu creșterea conținutului de carbon.

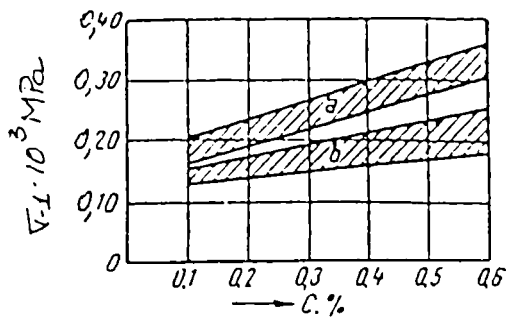


Figura. 4.4

Variația rezistenței la oboseală prin încovoiere după un ciclu alternant simetric în funcție de conținutul de carbon.

- a.) epruvete netede
- b.) epruvete crestate

Sulful, până la un conținut de 0,2 % nu pare să influențeze rezistența la oboseală a oțelurilor indiferent de starea lor.

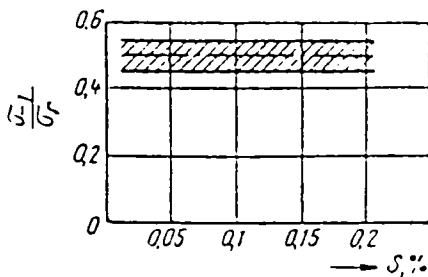


Figura 4.5

Variația raportului $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}$ în funcție de conținutul de sulf la oțeluri (normalizate sau îmbunătățite).

Din figura 4.5 se observă că în cazul oțelurilor carbon cu un conținut de 0,10 ÷ 0,15 % C, raportul $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}$ nu depinde de conținutul de sulf.

Fosforul, până la un conținut de 0,4 %, are o influență pozitivă asupra comportării la oboseală, lucru remarcat conform figurii 4.6 :

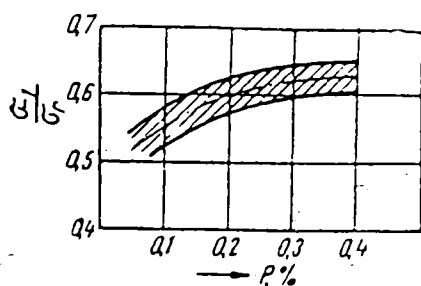


Figura. 4.6

Variația raportului $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}$ în funcție de conținutul de fosfor la oțeluri (normalizate sau îmbunătățite).

Încercările făcute cu oțeluri mangan-siliciu au arătat după cum se poate observa din figură 4.7 că influența siliciului, în sensul micșorării rezistenței la oboseală, se face simțită numai la un conținut peste 2 % și mai cu seamă la epruvete netede (curba 1).

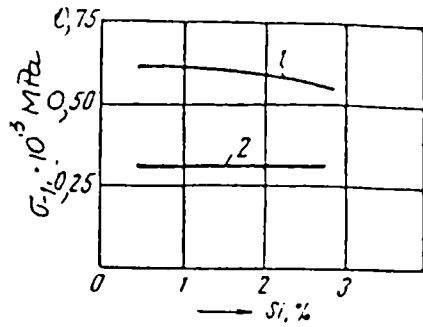


Figura. 4.7

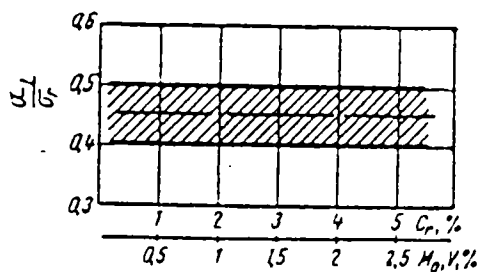
Variația rezistenței la oboseală prin încovoiere rotativă în funcție de conținutul în siliciu la oțeluri:
 curba 1 – epruvete netede
 curba 2 – epruvete cu creștătură

Plumbul, în limitele 0,15 - 0,30 %, nu modifică în general rezistența la oboseală a oțelurilor. Totuși, la oțelurile aliate, în stare îmbunătățită, cu rezistență de rupere peste 150 kgf/ mm², se observă o micșorare a rezistenței la oboseală, datorită impurităților de plumb.

Elementele de aliere, ca: molibdenul, cromul, titanul, vanadiul și wolframul măresc rezistența la oboseală a oțelurilor special a oțelurilor în stare îmbunătățită.

După cum se poate observa din figura 4.8 raportul $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}$ se menține constant între 0,4 și 0,5 pentru un interval destul de larg în ce privește conținutul procentual al elementelor de aliere.

Figura. 4.8



Variația raportului $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}$ în funcție de conținutul în elemente de aliere și vanadiu.

b.) Factorii metalurgici

La elaborarea oțelurilor intervin o mulțime de factori metalurgici care influențează caracteristicile de rezistență ale acestora. Printre cei mai importanți factori metalurgici este

procesul de elaborare (Thomas, Siemens-Martin, electric, cu vacuum) alături de căptușeala cuptoarelor (acidă sau bazică), gradul de dezoxidare, temperatura de topire și de turnare, forma și mărimea cochiliei etc.

Oțelurile elaborate prin procedeul Thomas au de obicei un conținut mare în azot și o structură poroasă, spre deosebire de oțelurile elaborate prin procedeul Siemens-Martin, în cuptoare electrice etc, care obțin un înalt grad de afanare și un conținut minim de azot, sulf și fosfor. Astfel oțelurile obținute prin procedeele din urmă sunt calitativ superioare și se pot folosi mai judicios la fabricarea pieselor supuse la solicitări variabile.

După unele lucrări de specialitate se remarcă o creștere a rezistenței la oboseală la oțelurile obținute în cuptoarele cu căptușeală acidă, altele însă nu constată vreo diferență sensibilă.

Pentru ca oțelul să obțină o structură primară fină și o puritate corespunzătoare se procedează la dezoxidare lucru care se realizează cu aluminiu, siliciu, magneziu, titan, etc.

Deși caracteristicile mecanice și compoziția chimică a oțelului calmat și necalmat prezintă diferențe mici sau sunt aceleași, rezistența la oboseală diferă substanțial după cum se poate observa din figura 4.9 :

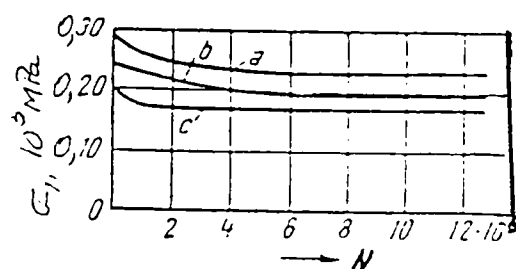


Figura. 4.9

Variația rezistenței la oboseală prin încovoiere după un ciclu alternant simetric pentru:

a - oțel calmat

b - oțel jumătate calmat

c - oțel necalmat

Prin răcirea lingourilor se formează segregății care se localizează de obicei în porțiunea de mijloc a acestora. Segregațiile influențează negativ caracteristicile mecanice și în special rezistența la oboseală; piesele confecționate din zona cu segregății vor avea o rezistență la oboseală mai scăzută decât cele confecționate din zonele marginale ale lingoului. S-a constatat de asemenea că datorită conținutului diferit de incluziuni nemetalice există deosebiri în ce privește rezistența la oboseală a probelor prelevate din diferite părți ale lingoului (exemplu treimea superioară, mijlocie sau inferioară).

c.) Incluziunile

Incluziunile nemetalice provoacă o micșorare a rezistenței oțelurilor la solicitări ciclice. Acest grad de micșorare depinde atât de felul, mărimea și forma incluziunilor cât și de poziția acestora în material.

Există o dependență între durabilitate și diametrul incluziunii, durabilitatea scăzând odată cu creșterea diametrului incluziunii.

Această dependență este mai accentuată în cazul oțelurilor cu o sensibilitate mărită față de creștături.

Față de incluziunile de sulfați și silicați incluziunile de oxizi și nitrați sunt mai dăunătoare.

d.) Forjarea și laminarea

Structura grosolană a lingourilor devine mai fină cu creșterea gradului de forjare și laminare și implicit crește rezistența la oboseală a materialului.

Încercările făcute au arătat o creștere a rezistenței la oboseală prin încovoiere, mai pronunțată la gradele mici de forjare, rezistența tinzând asimptotic spre o limită superioară pentru valori mai mari ale gradului de forjare. Acest lucru se poate observa din figura 4.10 pentru otel OLC 35

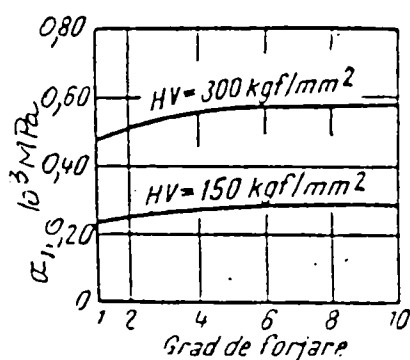


Figura. 4.10

Variația rezistenței la oboseală prin încovoiere după un ciclu alternant simetric în funcție de gradul de forjare la un oțel OLC 35 tratat termic pentru două duriități diferite.

O importanță deosebită pentru rezistența la oboseală este direcția de laminare. Prin laminare cristalele se orientează în lungul direcției de laminare. Probele luate în direcția laminării se comportă mult mai bine la încercările de oboseală decât cele luate perpendicular pe direcția laminării.

Deoarece impuritățile presate în interior acționează ca niște concentratori puternici cele mai mici valori ale rezistenței la oboseală se înregistrează la probele luate în direcția acționării forței de forjare.

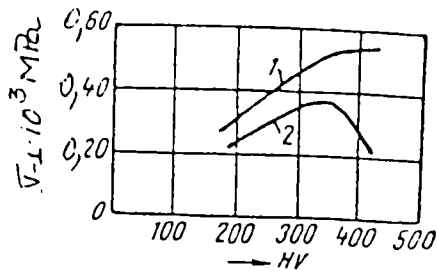


Figura.4.11

Variația rezistenței la oboseală prin încovoiere după un ciclu alternant simetric în funcție de duritate pentru:

1 - probe luate în direcția laminării

2 - probe luate în direcția forței de forjare.

Din figura 4.11 se observă că sensibilitatea rezistenței la oboseală față de direcția de laminare crește cu mărirea durității materialului.

În cazul răsucirii, rezistența la oboseală nu depinde de direcția prelevării probei în raport cu direcția laminării (longitudinal, transversal etc).

S.V. Seremsen, studiind nouă calități de oțeluri, a ajuns la concluzia că la șase dintre ele rezistența la oboseală în direcția transversală a scăzut cu 25 - 35 % față de valoarea obținută în direcția longitudinală, iar la trei calități, această reducere a fost de 6 - 16 %.

Aceeași rezistență la oboseală în direcția transversală după E. Gadd a scăzut cu 15 % la oțelurile carbon cu $\sigma_r = 0,98 \cdot 10^3 \text{ MPa}$, iar la oțelurile carbon cu $\sigma_r = 1,8 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ reducerea a fost de 27 %.

Cu cât materialul este mai omogen cu atât rezistența la oboseală în sens longitudinal este mai mare. Din acest punct de vedere oțelurile de mare puritate și omogenitate sunt obținute prin topire în vid.

e.) Ecruisarea

Ecruisarea prin întindere sau prin compresiune, mărește rezistența la oboseală a oțelurilor carbon. Oțelurile în stare ecruisată prezintă o tendință mărită de îmbătrânire. Receptivitatea la îmbătrânire este mai mare în cazul oțelurilor cu un conținut redus de carbon (oțeluri moi).

f.) Macro și microstructura

Experimental s-a constatat în majoritatea cazurilor o scădere a rezistenței la oboseală cu creșterea mărimii grăuntelui austenitic.

Microstructura are și ea o influență importantă asupra rezistenței la oboseală.

Raportul cel mai mare între rezistența la oboseală și rezistența la rupere ($\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}$),

respectiv între rezistența la oboseală și limita de curgere ($\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}$) este realizat de structura feritică care are însă o rezistență la rupere mai mică decât celelalte structuri.

Structura bainitică de revenire și martensitică dau cea mai bună comportare la oboseală a oțelurilor.

O dată cu creșterea temperaturii de revenire la oțelurile carbon îmbunătățite, rezistența la oboseală scade prin creșterea cantității de ferită ce se separă la revenire.

② Calitatea suprafeței

Majoritatea ruperilor prin oboseală pornesc de la suprafața piesei deoarece în straturile superficiale tensiunile sunt maxime în cazul încovoierii, răsucirii sau întinderii pieselor cu creștături. Chiar și când tensiunile sunt uniform repartizate pe secțiune cum este cazul pieselor netede, sollicitate la întindere sau compresiune, stratul superficial se găsește într-o situație defavorabilă legătura cu straturile învecinate realizându-se nu din toate părțile ci doar unilateral.

Printr-o serie de metode termice, mecanice și termochimice de întărire superficială se poate obține o îmbunătățire a cifrelor de oboseală.

Pentru a exprima cantitativ influența calității suprafeței asupra rezistenței la oboseală, se introduce în calcule un coeficien global de calitate a suprafeței.

Acest coeficient γ_σ reprezintă raportul dintre rezistența la oboseală a epruvetei cu suprafața într-o stare dată de prelucrare $\sigma_{-1\gamma}$ și rezistența la oboseală a epruvetei polizate σ_{-1} .

$$\gamma_\sigma = \frac{\sigma_{-1\gamma}}{\sigma_{-1}} \quad (4.10)$$

și poate fi descompus într-un produs celui din relația (4.11) :

$$\gamma_\sigma = \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot \gamma_3 \cdot \dots \quad (4.11)$$

Coeficienții $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots$ influențează valoarea lui γ_σ .

Factorii care măresc rezistența la oboseală sunt evidențiați prin valori supraunitare iar cei care micșorează rezistența la oboseală prin valori subunitare.

Rularea cu role, ecruisarea cu jet de alicie, tratamentele termice, nitrurarea, cianurarea, tratamentele combinate introduc coeficienți supraunitari și prin urmare măresc rezistența la oboseală, în timp ce acoperirile prin depunere electrolitică, încărcarea pieselor prin sudură sau metalizare, ca și prelucrările mecanice micșorează în general rezistența la oboseală prin introducerea de coeficienți subunitari.

a.) Prelucrarea mecanică prin aşchiere

Calitatea suprafeței depinde de felul prelucrării mecanice și e determinată de înălțimea medie a rugozității suprafeței. Rezistența la oboseală depinde direct de calitatea suprafeței și scade cu creșterea rugozității.

Deoarece s-a constatat că această scădere e mai importantă la materialele cu calități mecanice superioare se impune ca, cu cât materialul este mai superior din punct de vedere al proprietăților mecanice prelucrarea să fie cu atât mai fină.

Prin prelucrările mecanice nu se modifică numai calitatea suprafeței, ci iau naștere tensiuni interne în material. Aceste tensiuni se produc mai intens pe adâncimi mici, de ordinul zecimilor de milimetru, în funcție de grosimea așchii îndepărtate. Acest fenomen are ca efect ecruisarea stratului superficial și implicit creșterea rezistenței la oboseală.

O epruvetă strunjită are o rezistență la oboseală mai mică decât o epruvetă rectificată, lucru observabil în figura 4.12

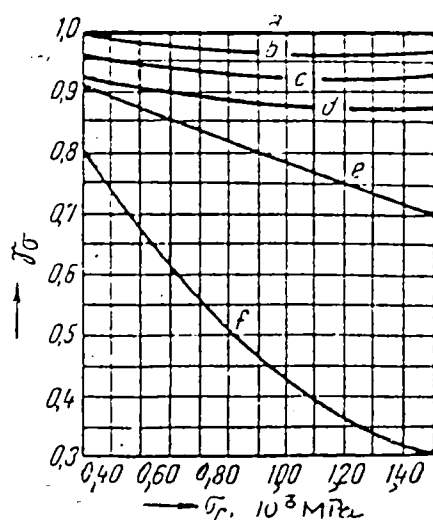


Figura. 4.12

Coeficientul de calitate a suprafeței în funcție de rezistența de rupere a oțelului

a - suprafața lustruită (0 - 1 μ)

b - suprafața șlefuită fin sau suprafinisată (1,5 - 2 μ)

c - suprafața șlefuită sau finisată cu cuțitul (2,5 - 6 μ)

d - suprafața strunjită îngrijit (6 - 16 μ)

e - suprafața degroșată

f - suprafața cu crustă de laminare

Influența prelucrării asupra rezistenței la oboseală e mai mare la oțelurile carbon decât la oțelurile aliate.

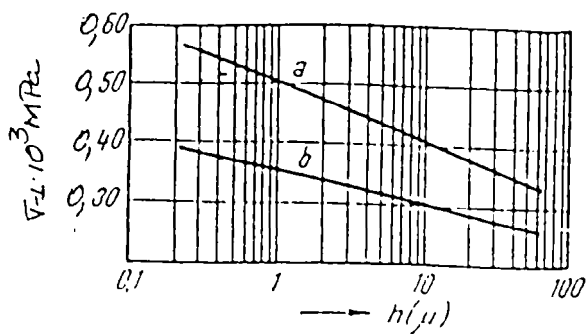


Figura. 4.13

Variatia rezistenței la oboseală în funcție de înălțimea rugozității.

- - pentru oțel crom - molibden
- b - pentru oțel carbon

Cele mai rezistente la oboseală le prezintă piesele lustruite. Rezistența la oboseală depinde și de timpul cât durează operația de lustruire, cu cât acest timp e mai îndelungat rezistența la oboseală va crește și invers.

b.) Tratamente mecanice

În afară de prelucrările prin așchiere se cunosc și o serie de prelucrări mecanice care produc întărirea stratului superficial cu influențe pozitive asupra rezistenței la oboseală. Dintre aceste prelucrări fac parte: ecrusarea cu jet de alică și rularea cu role.

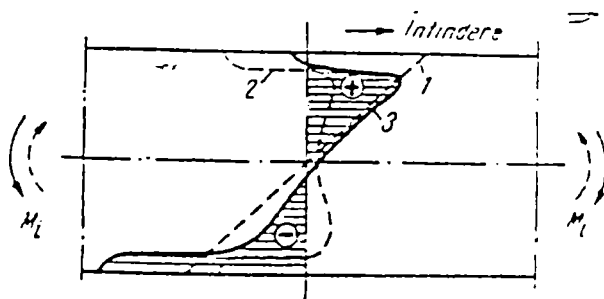
Figura. 4.14

Variația tensiunilor într-o piesă tratată mecanic.

Curba 1 – variația tensiunilor datorită solicitării exterioare

curba 2 – variația tensiunilor datorită ecrusării

curba 3 – variația globală a tensiunilor



În urma prelucrărilor mecanice iau naștere în piese tensiuni interne de compresiune, care produc o întărire superficială a acestora.

Pe lângă modificarea mai fină a structurii apar și modificări ale proprietăților mecanice mărindu-se rezistența de rupere la tracțiune, rezistența la oboseală și duritatea și scăzând alungirea specifică.

Prin suprapunerea tensiunilor de compresiune peste tensiunile create de solicitările exterioare (curba 1), se descarcă zonele în care acționează tensiunile de întindere.

Din figura 4.14 se observă că variația globală a tensiunilor (curba 3) este mult mai avantajoasă decât variația acestora, când asupra piesei acționau numai tensiunile produse de solicitările exterioare.

Deci sub efectul ecruisării se realizează un ciclu alternant asimetric cu tensiunea medie σ_m în domeniul compresiunii.

Trebuie avut însă grijă deoarece o prelucrare prea îndelungată contribuie la formarea microfisurilor în straturile exterioare având ca efect micșorarea rezistenței la oboseală.

Prelucrarea cu jet de alice are ca avantaje:

- productivitate și eficacitate mare;
- cost redus al utilajului folosit;
- posibilitatea măririi rezistenței la oboseală a pieselor fără ca în prealabil să necesite operații de finisare sau suprafinisare costisitoare.

Acest procedeu constă în supunerea piesei prelucrate acțiunii unui jet de alice împrăștiat cu o presiune suficientă de către paletetele unui rotor aflat în mișcare de rotație. Alicele sunt executate de obicei din fontă albă. Adâncimea stratului ecruisat poate ajunge la 0,5 - 0,7 mm.

Prin acest procedeu se realizează creșteri ale rezistenței la oboseală de 10 - 40 % și chiar mai mult.

Cu cât rezistența la tracțiune a oțelului e mai mare cu atât efectul ecruisării cu jet de alice, în sensul măririi rezistenței la oboseală e mai mare.

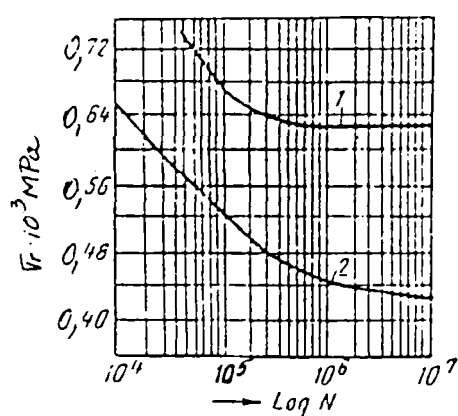


Figura.4.15

Efectul ecruisării cu alice la un oțel de mare rezistență $\sigma_r = 1,70 \cdot 10^3$ MPa

curba 1 - epruvete cu creștătură ecruisate

curba 2 - epruvete netede rectificate

Rularea cu role

Avantajele metodei sunt:

- obținerea unei grosimi apreciabile a stratului ecruisat;
- obținerea unei suprafețe de calitate superioară;
- eficacitatea în ceea ce privește mărirea rezistenței la oboseală și uzură;
- simplitatea dispozitivelor necesare și posibilitatea adaptării pe utilajele existente în

orice întreprindere.

Dezavantajul metodei e că se poate aplica numai la piese cu formă simplă.

Rezistența la oboseală crește prin prelucrarea cu role, în medie cu 20 - 30 %.

Avantajele cele mai mari ale rulării cu role se obțin atunci când piesele lucrează în mediu coroziv.

c.) Tratamente termice superficiale

Călirea este unul din procedeele eficiente de mărirea rezistenței la oboseală a pieselor.

Prin călire, piesele obțin tensiuni interne remanente suficient de mari, care atunci când tratamentul se execută cu atenție, pot fi utile, dând naștere unei repartizări avantajoase a tensiunilor.

Dacă însă din contră nu se respectă regimurile prescrise nu este exclusă posibilitatea formării microfisurilor care manifestându-se ca amorse de rupere acționează în sensul nedorit de micșorare a rezistenței la oboseală.

Deoarece în majoritatea cazurilor se dorește obținerea unui strat exterior dur și un miez suficient de tenace nu este indicată o călire totală, ci o călire superficială.

d.) Tratamente termochimice

Cele mai cunoscute și totodată cele mai eficiente metode de tratament termochimic superficial sunt: cementarea, cianurarea și nitrurarea.

Prin aceste tratamente se obține o creștere considerabilă a capacității de uzură precum și o creștere a rezistenței la oboseală a pieselor deoarece duritatea stratului superficial crește la 700 - 1000 unități Vickers și proporțional cu aceasta crește și rezistența la oboseală.

Acest lucru se produce datorită tensiunilor de compresiune create în material.

Tratamentul termochimic este deosebit de eficient atunci când există concentratori de tensiune și mai ales dacă aceștia sunt puternici.

Efectul merge până acolo încât epruvetele cu concentratori de tensiune puternici, prin tratare, devin insensibile la creștături.

În figura 4.16 se prezintă variația rezistenței la oboseală prin încovoiere în funcție de grosimea stratului cianurat respectiv cementat.

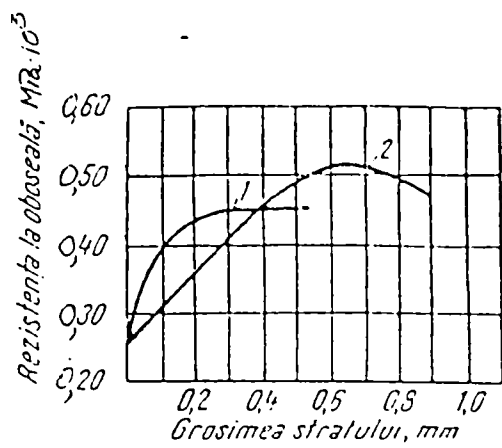


Figura. 4.16

Variația rezistenței la oboseală prin încovoiere în funcție de grosimea stratului cianurat (curba 1) și cementat (curba 2).

4.2. METODA ELEMENTULUI FINIT CA METODĂ DE BAZĂ ÎN INVESTIGAREA TEORETICĂ. GENERALITĂȚI

Metoda elementului finit a apărut ca o consecință a necesității de a calcula structuri de rezistență complexe pentru care metodele analitice de calcul nu sunt operabile.

Această metodă constă în împărțirea întregului printr-o operație numită "discretizare" într-o serie de mai multe părți denumite "elemente finite", elemente cărora li se pot aplica teoriile de calcul corespunzătoare schematizării adoptate (teoria de bară, placă sau masiv).

Astfel ținând cont de geometria structurii prin asamblarea elementelor finite componente se obține un model aproximativ care se va utiliza în analiza elementelor finite. Conectarea elementelor finite se realizează numai în anumite puncte numite puncte nodale sau "noduri". Nodurile reprezintă punctele de intersecție ale liniilor de contur rectilinii sau curbe ale elementelor finite. Funcție de geometria structurii pe care o modulează elementele finite pot fi uni, bi sau tridimensionale.

Metoda elementului finit are un caracter aproximativ datorită următoarelor probleme:

1) geometria reală este înlocuită cu o rețea de elemente finite care urmărește forma reală dar nu o poate reda cu exactitate, datorită numărului finit de elemente.

2) mărimile necunoscute ale problemei sunt calculate numai în nodurile rețelei, de unde rezultă concluzia că precizia de calcul crește odată cu creșterea numărului de elemente finite.

Pentru calculul mărimilor necunoscute ale problemei pentru alte puncte, în afara nodurilor, pe domeniul întregului element finit, se folosesc diferite funcții de aproximare. Trebuie subliniat faptul că, precizia de calcul în cazul metodei elementului finit este legată foarte strâns de performanța de aproximare al acestor funcții iar continuitatea rezultatelor obținute depinde de caracterul de continuitate pe care funcțiile de aproximare trebuie să-l asigure la nivelul zonelor interelemente.

Metoda elementelor finite s-a aplicat pentru prima dată în calculul structurilor de rezistență extinzându-se apoi cu rapiditate datorită caracterului de generalitate în toate domeniile calculului ingineresc care au la bază modele fizico-matematice de calcul. Are avantajul unei formulări relativ simple.

4.3. PREZENTAREA METODOLOGIEI UTILIZATĂ ÎN DETERMINAREA COEFICIENTULUI TEORETIC DE CONCENTRARE A TENSIUNII CU METODA ELEMENTELOR FINITE

În problemele de analiza stării de tensiune și deformație formularea metodei elementului finit se poate face alegând drept necunoscute fie deplasările, fie eforturilor sau o parte deplasări și o parte eforturi. Pentru a obține rezultate cât mai apropiate de realitate numărul de noduri care trebuie să fie cât mai mare. De aici apare necesitatea de a introduce noduri suplimentare la nivelul elementelor finite fie pe laturi, fie în interiorul elementelor, noduri care poartă denumirea de **noduri secundare**.

Creșterea preciziei de calcul se obține și prin folosirea unor funcții de interpolare de grad superior.

a) Studiul structurii

- definirea structurii pentru o jumătate de eclisă (datorită simetriei), a constantelor geometrice, grosimea eclisei fiind în acest caz de 5 mm și a constantelor de material.

b) Discretizarea structurii

S-a realizat astfel încât zonele de interes, adică zonele de concentratori de tensiune să fie cât mai mici. Trecerea de la zonele cu elemente finite de dimensiuni mici la zonele cu elemente finite de dimensiuni mari trebuie să se facă prin intermediul elementelor finite de trecere progresive în scopul eliminării distorsiunilor care se produc la trecerile bruște. Se recomandă ca raportul dintre lungimile laturilor să fie apropiat de 1 iar la elementele finite de tip patrulater unghiurile dintre laturi să fie apropiate de 90° .

44. Analiza cu elemente finite a stării de tensiune din eclise

Elaborarea modelului de calcul în scopul analizei cu elemente finite a stării de tensiune din eclisele transmisiilor prin lanț s-a făcut ținând cont de faptul că starea de tensiune din eclisă este o stare plană iar eclisa reprezintă din punct de vedere geometric cât și din punct de vedere al modului de solicitare, o structură simetrică în raport cu axa longitudinală și în raport cu axa transversală.

fig. 4.17

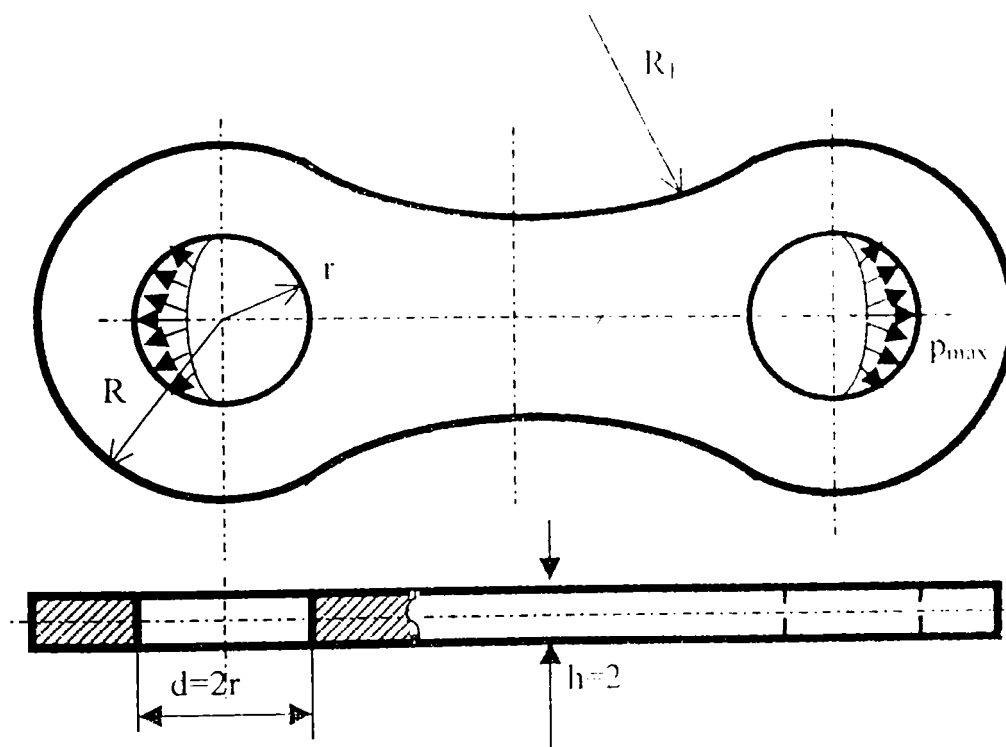
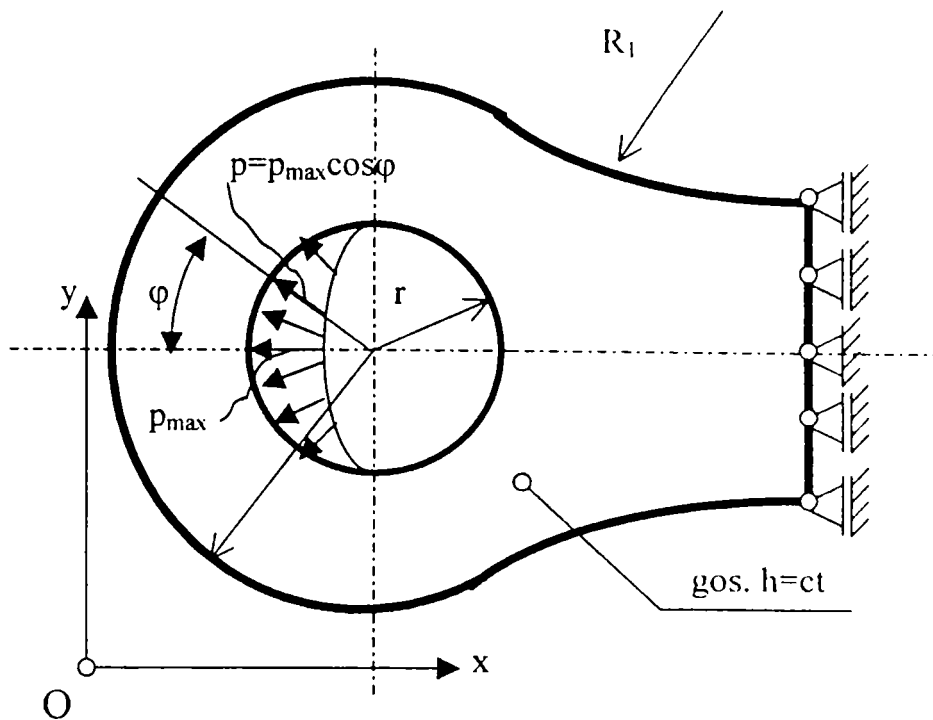


Fig. 4.17 Schema constructivă și schema de încărcare a eclisei

Presiunea exercitată de bolt asupra eclisei a fost modelată admitând o distribuție cosinusoidală după legea $p=p_{\max}\cos\varphi$, unde p_{\max} reprezintă valoarea presiunii considerată maximă la nivelul axei longitudinale de simetrie a eclisei, fig. 4.18, 4.19

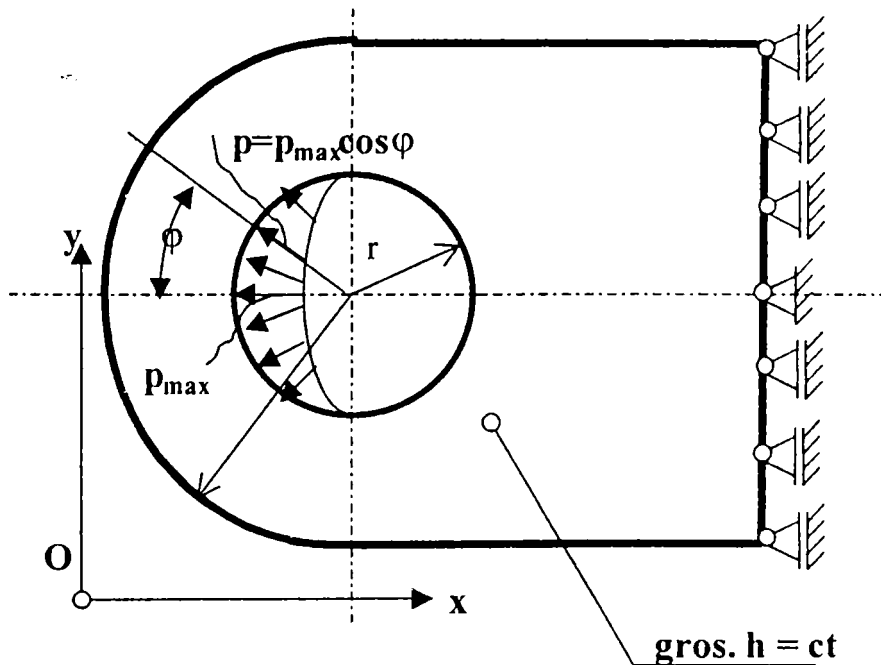
Condițiile pe contur reprezentând deplasările impuse, în conformitate cu figura 4.18, modelează deplasările la nivelul axei de simetrie transversală a eclisei. S-au blocat deplasările liniare după axa longitudinală x și deplasarea liniară după axa transversală y la intersecția dintre cele două axe de simetrie ale eclisei.

În acest fel numărul minim de deplasări impuse pe contur asigură pe de-o parte un număr suficient de blocaje care împiedică deplasarea ca și corp rigid a structurii și în același timp modelează fenomenul real al deformării eclisei.



Modelul de calcul pentru eclisa
cu racordare exterioară

Fig. 4.18



Modelul de calcul pentru eclisa
fără racordare exterioară

Fig. 4.19 Modele de calcul utilizate în analiza cu elemente finite

TABEL 4.1

D/d	DENUMIRE	σ_{\max}	σ_{II}	$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_s} = \alpha_s$
11/2	mi 1	105,47	19,78	5,33
11/2,4	mi 3	102,32	20,7	4,94
11/2,8	mi 5	99,826	21,71	4,55
11/3,2	mi 7	97,926	22,82	4,29
11/3,6	mi 9	96,564	24,05	4,02
11/4	mi 11	95,7	25,42	3,76
11/4,5	mi 14	95,282	27,38	3,48
11/4,8	mi 16	95,377	28,71	3,32
11/5,2	mi 18	95,904	30,69	3,12
11/5,6	mi 20	96,899	32,96	2,94
11/6	mi 22	98,38	35,60	2,76
11/6,6	mi 25	102,01	40,45	2,52
11/8	mi 27	127,45	59,33	2,15

In tabelul 4.1 sunt date rezultatele determinarilor facute prin metoda elementului finit pentru cazul eclisei fara raza de racordare. Pe parcursul determinarilor s-a pastrat diametrul $d=11\text{mm}$ constant si s-a modificat diametrul d cu un pas de $0,2\text{mm}$ incepand de la valoarea de $d=2\text{mm}$ pana la $d=8\text{mm}$.

Discretizarea s-a facut intr-un numar de 256 elemente.

Discretizand aceeași eclisa intr-un numar mai mare de elemente (cu un pas mai fin) am constatat ca conteaza mai puțin pasul discretizării rezultatele fiind foarte apropiate in ambele situatii.

Dupa cum am aratat si anterior am studiat prin aceeași metoda a elementului finit si cazul eclisei cu raza de racordare trasand diagrama de variatie a coeficientului teoretic de concentrare a tensiunilor α_s functie de valorile raportului r/R .

S-au obtinut urmatoarele valori ale tensiunii maxime

$$\begin{array}{l}
 \text{mi1} \quad \sigma_x = \begin{cases} 105,47 \\ 95,184 \\ 84,899 \end{cases} \\
 \text{mi3} \quad \sigma_x = \begin{cases} 102,32 \\ 92,705 \\ 83,092 \end{cases} \\
 \text{mi7} \quad \sigma_x = \begin{cases} 97,926 \\ 89,224 \\ 80,523 \end{cases} \\
 \text{mi5} \quad \sigma_x = \begin{cases} 99,826 \\ 90,726 \\ 81,626 \end{cases} \\
 \text{mi9} \quad \sigma_x = \begin{cases} 96,564 \\ 88,171 \\ 79,778 \end{cases}
 \end{array}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 95,7 \\ 87,543 \\ 79,387 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 95,282 \\ 87,336 \\ 79,390 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 98,031 \\ 89,903 \\ 81,774 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 95,377 \\ 87,517 \\ 79,657 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 95,904 \\ 88,107 \\ 80,311 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 96,899 \\ 89,120 \\ 81,342 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 98,380 \\ 90,576 \\ 82,772 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 102,010 \\ 94,054 \\ 86,100 \end{cases}$$

$$\sigma_x = \begin{cases} 127,45 \\ 117,50 \\ 107,56 \end{cases}$$

Dintre figurile obtinute prin analiza cu metoda elementului finit pentru cele doua tipuri de eclisa, cu raza de racordare si fara raza de racordare au fost capturate imagini pentru fiecare tip de eclise, pentru doua diametre diferite ale gaurii.

S-a putut observa ca:

- curbele de variatie ale coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor au aceeasi alura descrescatoare pentru ambele modele de eclisa
- rezultatele experimentale au demonstrat corectitudinea metodelor de calcul aplicate, erorile intre cele doua metode fiind mai mici de 2%;
- metoda elementului finit a dat rezultate similare cu cele obtinute prin fotoelasticimetrie;
- pentru eclisele fara raza de racordare s-au obtinut valori mai mici ale coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor fata de eclisele cu raza de racordare. Explicatia acestui fenomen este legata de distributia fluxului de tensiuni care in cazul ecliselor cu degajare exterioara favorizeaza cresterea fenomenului de concentrare a tensiunilor.
- cu cresterea diametrului gaurii cresc valorile tensiunilor;

IKES5 LC=1

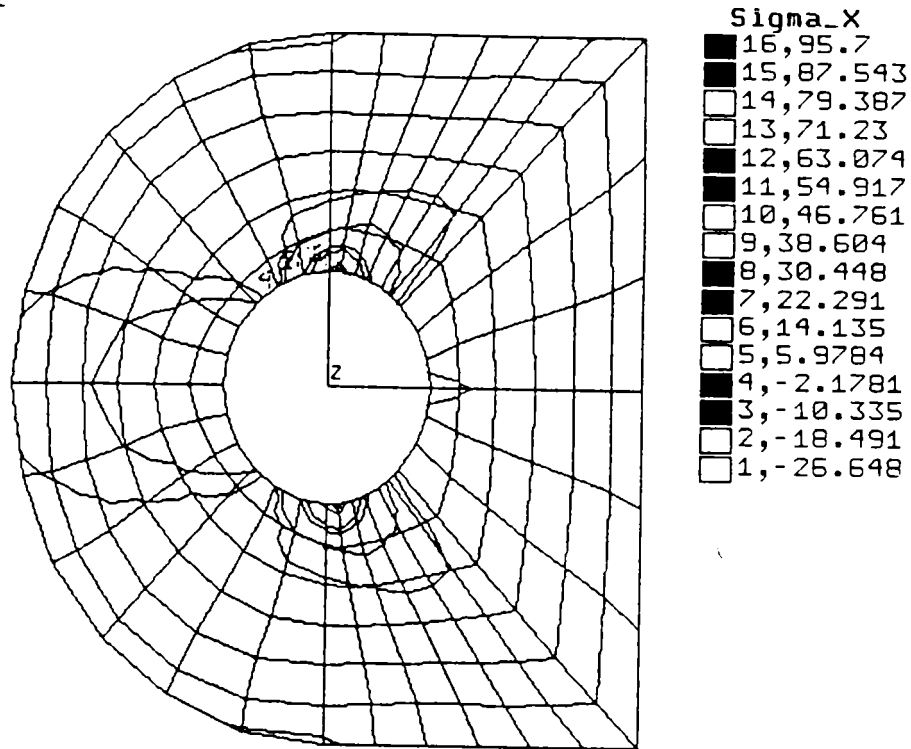


Fig : 4.20 Distribuția tensiunii normale σ_x în cazul eclisei fără degajare pentru raportul $r/R=0,31$.

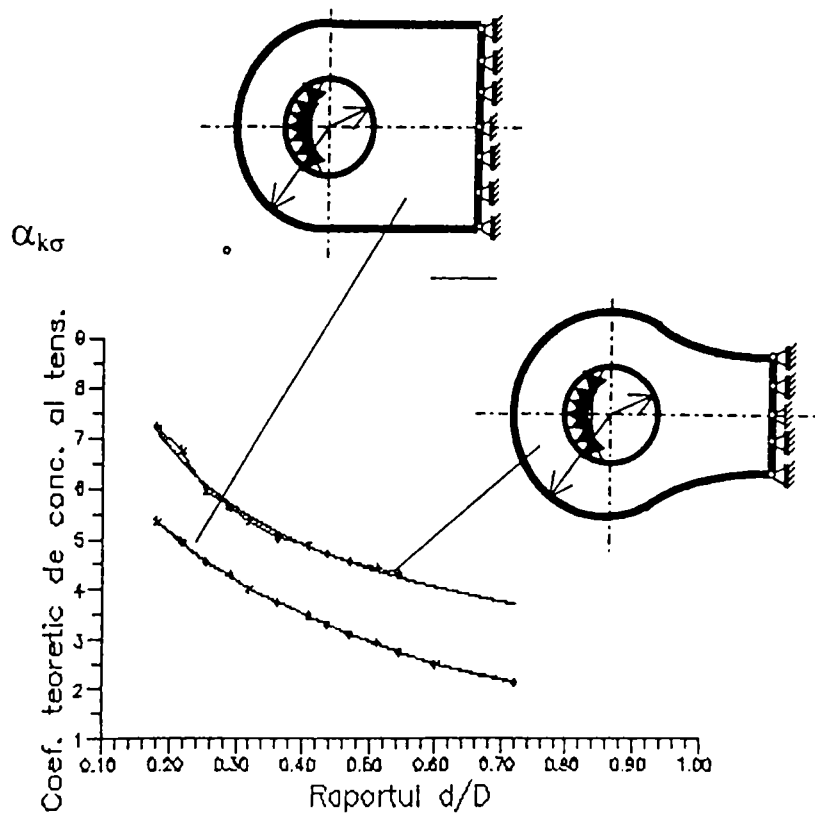


Fig: 4.27 Curbele de variație ale coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor $\alpha_{k\sigma}$, pentru eclisele de lanț cu și fără degajare exterioară în cazul solicitării de tracțiune.

Acesta este de altfel unul din dezideratele care trebuie să le îndeplinească orice model de analiză cu elemente finite.

Având în vedere faptul că analiza stării de tensiune din jurul găurii străpunse din eclisă s-a făcut cu scopul de a determina variația coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor în funcție de variația raportului, r/R , Fig.1, modelul de calcul s-a elaborat utilizând date de intrare parametrice. Acest lucru a permis rularea a câte 20 de variante de calcul cu un efort minim în introducerea datelor pentru fiecare model.

În discretizarea structurii s-au utilizat elemente finite specifice stării plane de tensiune de tip patrulater cu patru noduri pe element.

Având în vedere faptul că există în două tipuri de eclise, cu și fără degajare exterioară, degajarea exterioară fiind reprezentată de racordarea cu valoarea R_1 , s-au modelat cele două tipuri de eclise, modelele de calcul fiind prezentate în figura 2.

Preprocesarea datelor de intrare, analiza cu elemente finite precum și postprocesarea datelor s-a făcut utilizând pachetul de programe COSMOS/M.

Rezultate și concluzii

Analiza cu elemente finite a permis calculul tuturor componentelor tensorului tensiune din nodurile rețelei modelului structural considerat. De asemenea prin procedee de interpolare aceleași componente s-au calculat în interiorul acestora pe domeniul elementelor finite. Pe baza acestora s-a putut reprezenta modul de distribuție al tensiunilor pentru întreaga structură a eclisei.

Întrucât în studiul efectuat s-a urmărit determinarea coeficientului teoretic de concentrare tensiunilor, $\alpha_{k\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n}$, la baza concentratorului dat de prezența

găurii străpunse, s-a urmărit în mod special distribuția tensiunii normale σ_x .

În figura 4.20 s-a reprezentat distribuția tensiunii normale σ_x , în cazul eclisei fără degajare pentru raportul $r/R=0,31$.

Valoarea maximă a tensiunii σ_x la baza găurii străpunse reprezintă tensiunea maximă σ_{\max} , din relația de definiție a coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor. Tensiunea nominală σ_n din aceeași relație reprezintă

tensiunea calculată cu relația: $\sigma_n = \frac{F}{A_{cf}}$; unde F reprezintă forța totală de

tracțiune, iar A_{cf} reprezintă aria efectivă la nivelul găurii străpunse din eclisă.

Rezultatele obținute au permis trasarea curbelor de variație ale coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor $\alpha_{k\sigma}$ în funcție de valorile raportului r/R cuprins între limitele (0,18-0,72), pentru cele două tipuri de eclisă studiate, figura 4.21

Acesta este de altfel unul din dezideratele care trebuie să le îndeplinească orice model de analiză cu elemente finite.

Având în vedere faptul că analiza stării de tensiune din jurul găurii străpunse din eclisă s-a făcut cu scopul de a determina variația coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor în funcție de variația raportului, r/R , Fig.1, modelul de calcul s-a elaborat utilizând date de intrare parametrice. Acest lucru a permis rularea a câte 20 de variante de calcul cu un efort minim în introducerea datelor pentru fiecare model.

În discretizarea structurii s-au utilizat elemente finite specifice stării plane de tensiune de tip patrulater cu patru noduri pe element.

Având în vedere faptul că există în două tipuri de eclise, cu și fără degajare exterioară, degajarea exterioară fiind reprezentată de racordarea cu valoarea R_1 , s-au modelat cele două tipuri de eclise, modelele de calcul fiind prezentate în figura 2.

Preprocesarea datelor de intrare, analiza cu elemente finite precum și postprocesarea datelor s-a făcut utilizând pachetul de programe COSMOS/M.

Rezultate și concluzii

Analiza cu elemente finite a permis calculul tuturor componentelor tensorului tensiune din nodurile rețelei modelului structural considerat. De asemenea prin procedee de interpolare aceleași componente s-au calculat în interiorul acestora pe domeniul elementelor finite. Pe baza acestora s-a putut reprezenta modul de distribuție al tensiunilor pentru întreaga structură a eclisei. Întrucât în studiul efectuat s-a urmărit determinarea coeficientului teoretic de

concentrare tensiunilor, $\alpha_{k\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n}$, la baza concentratorului dat de prezența

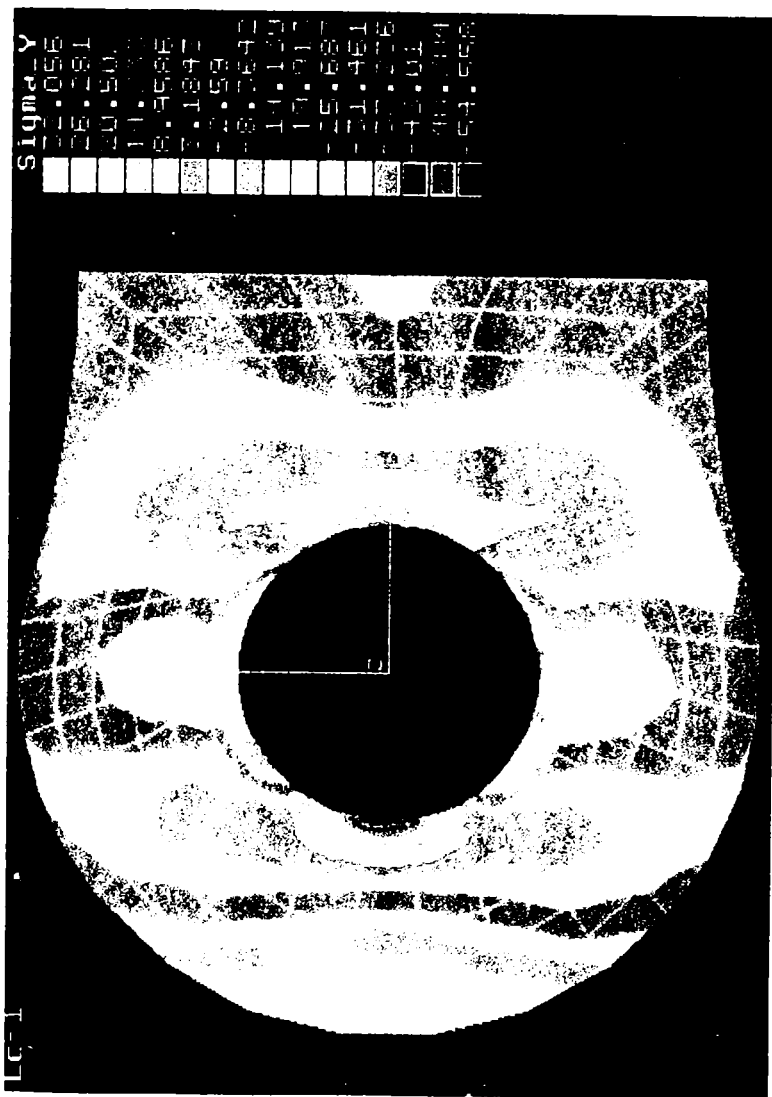
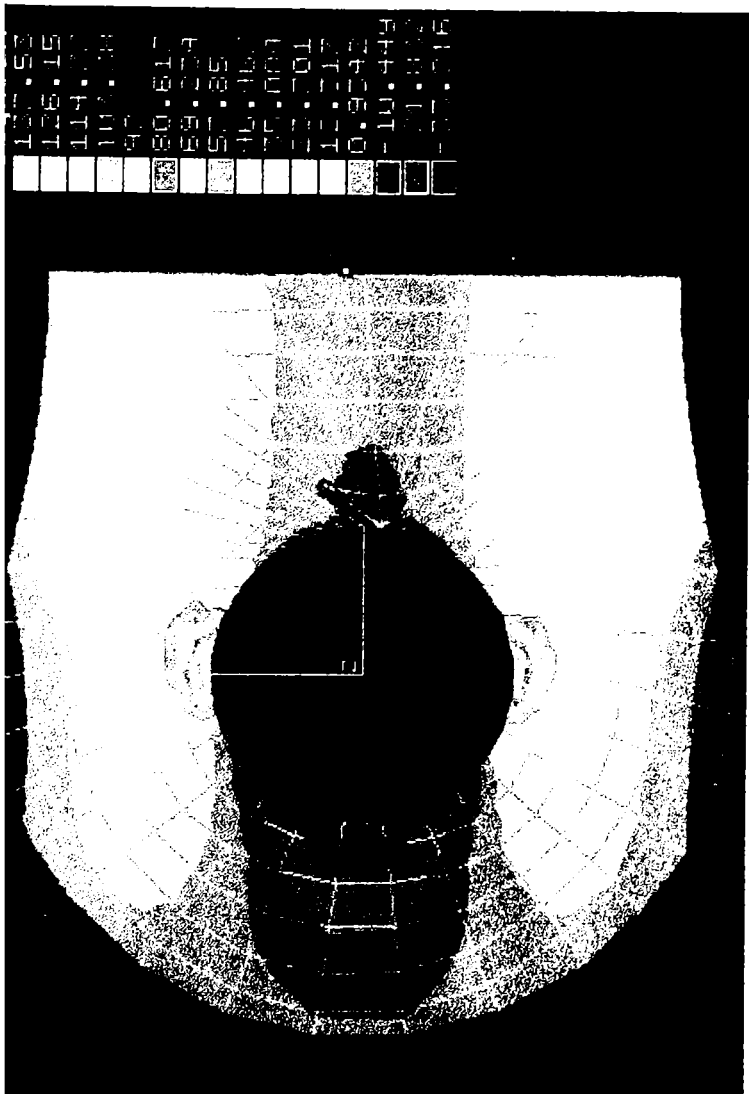
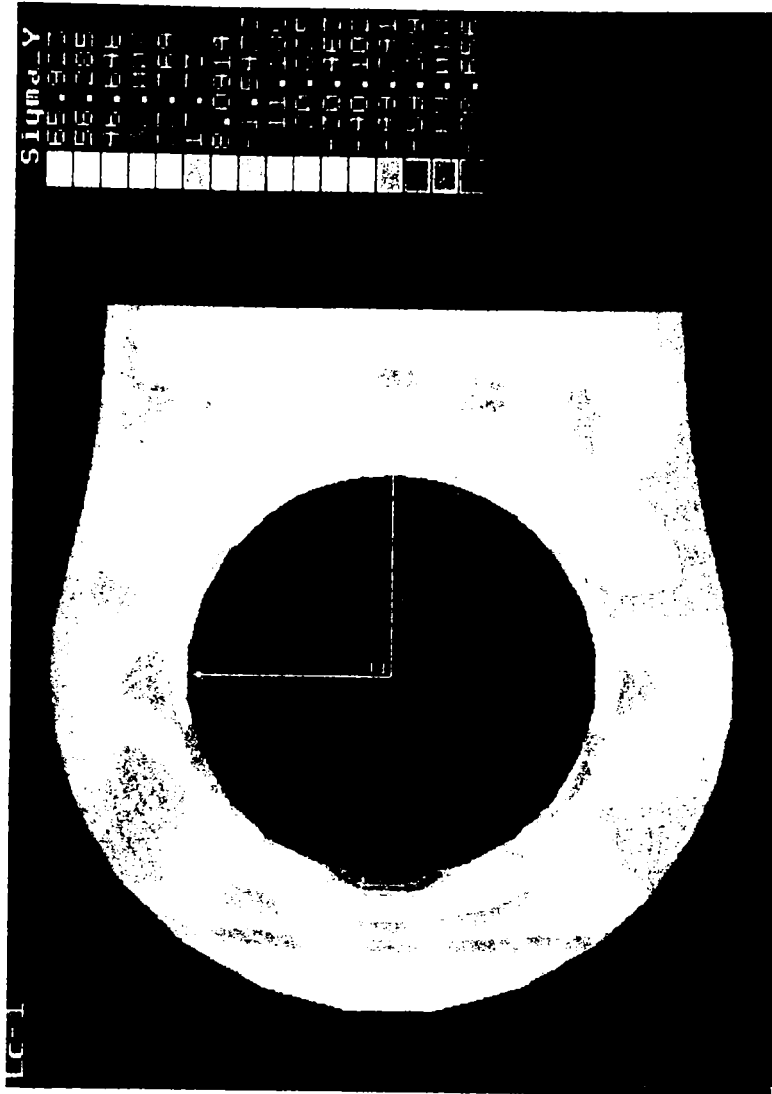
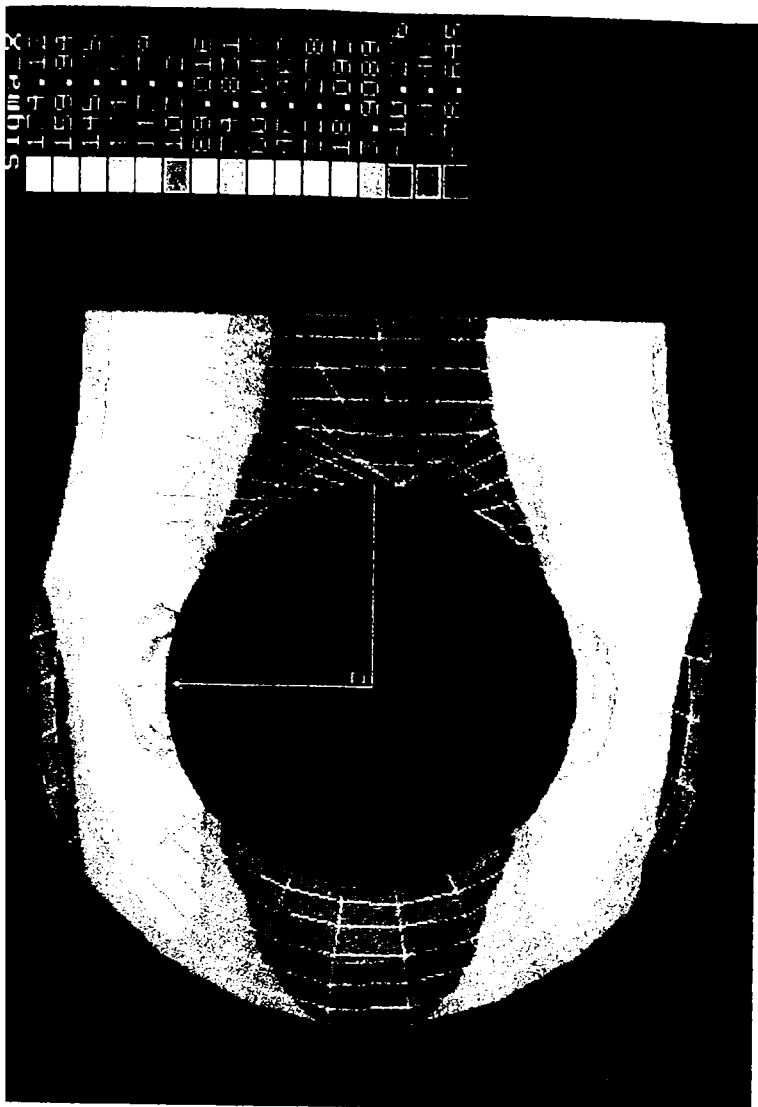
găurii străpunse, s-a urmărit în mod special distribuția tensiunii normale σ_x .

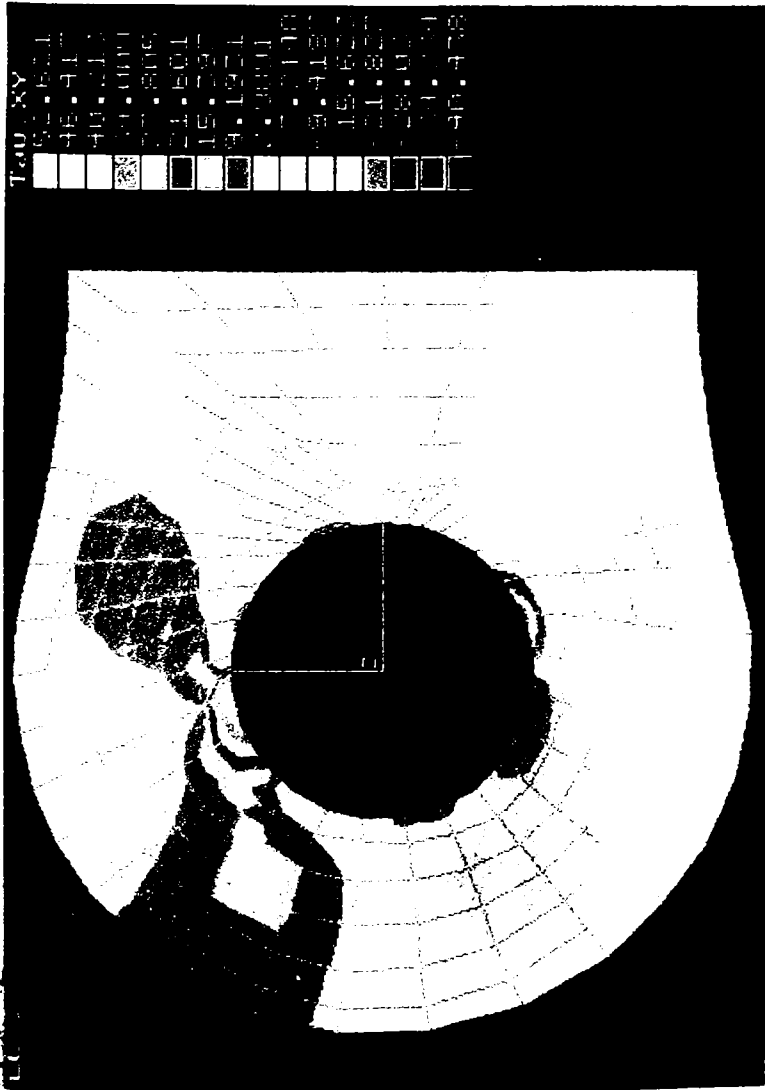
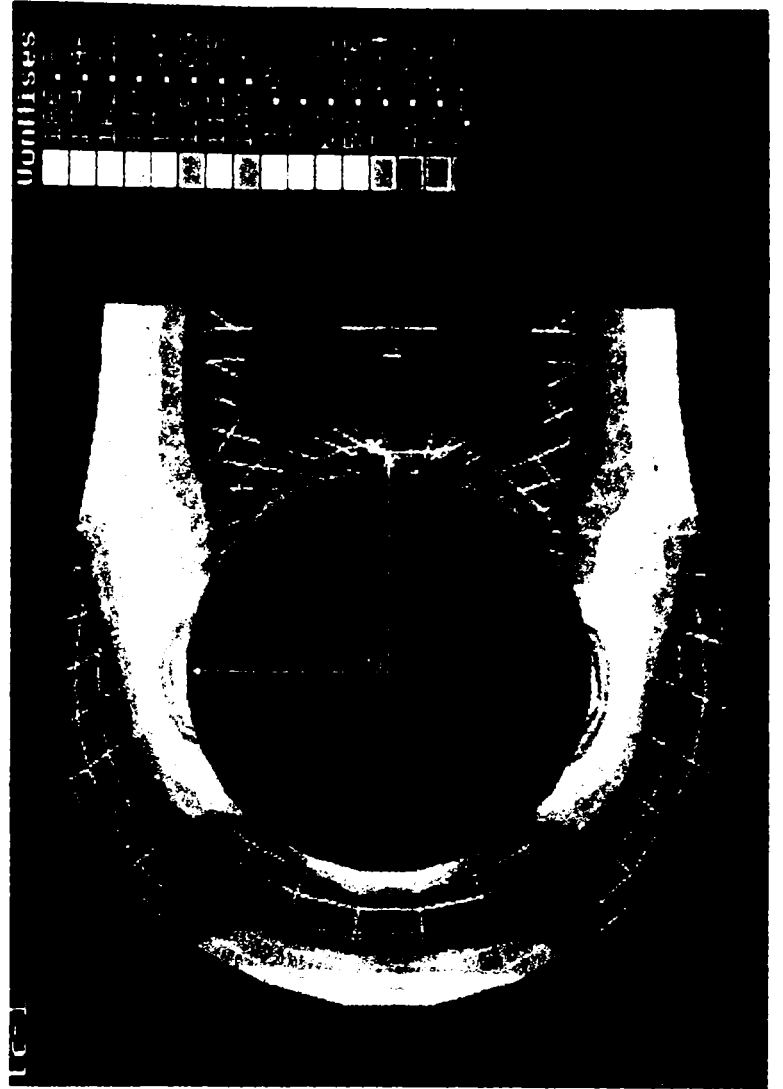
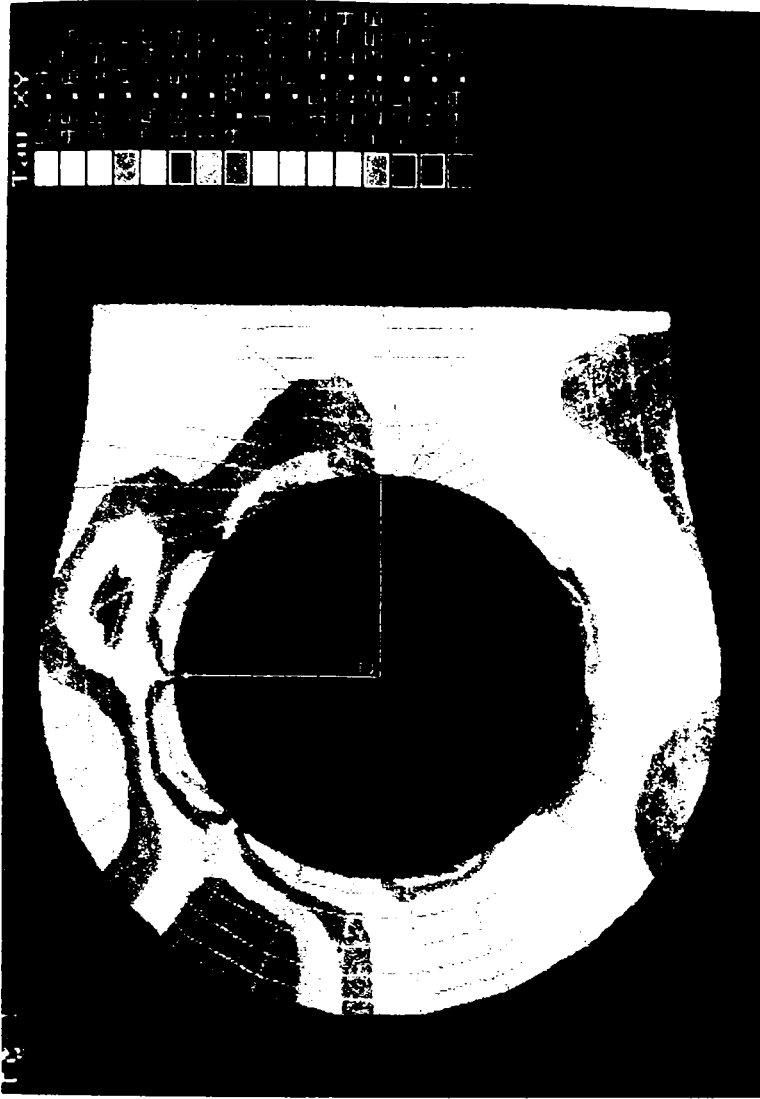
În figura 4.20 s-a reprezentat distribuția tensiunii normale σ_x , în cazul eclisei fără degajare pentru raportul $r/R=0,31$.

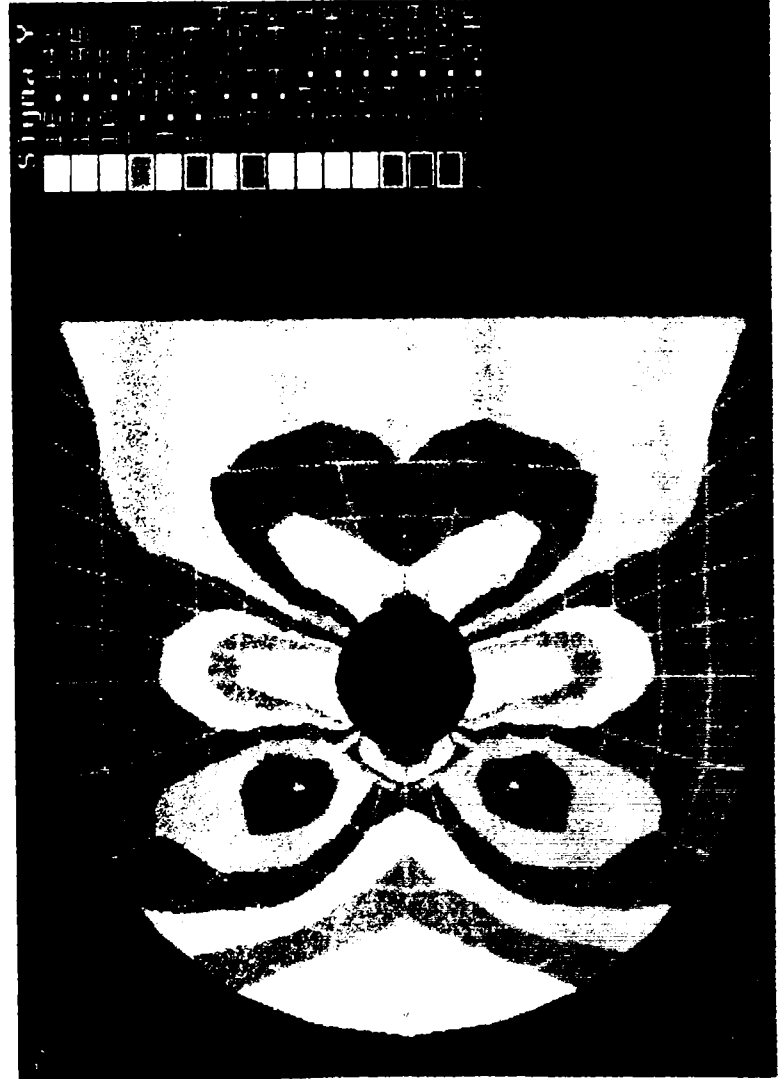
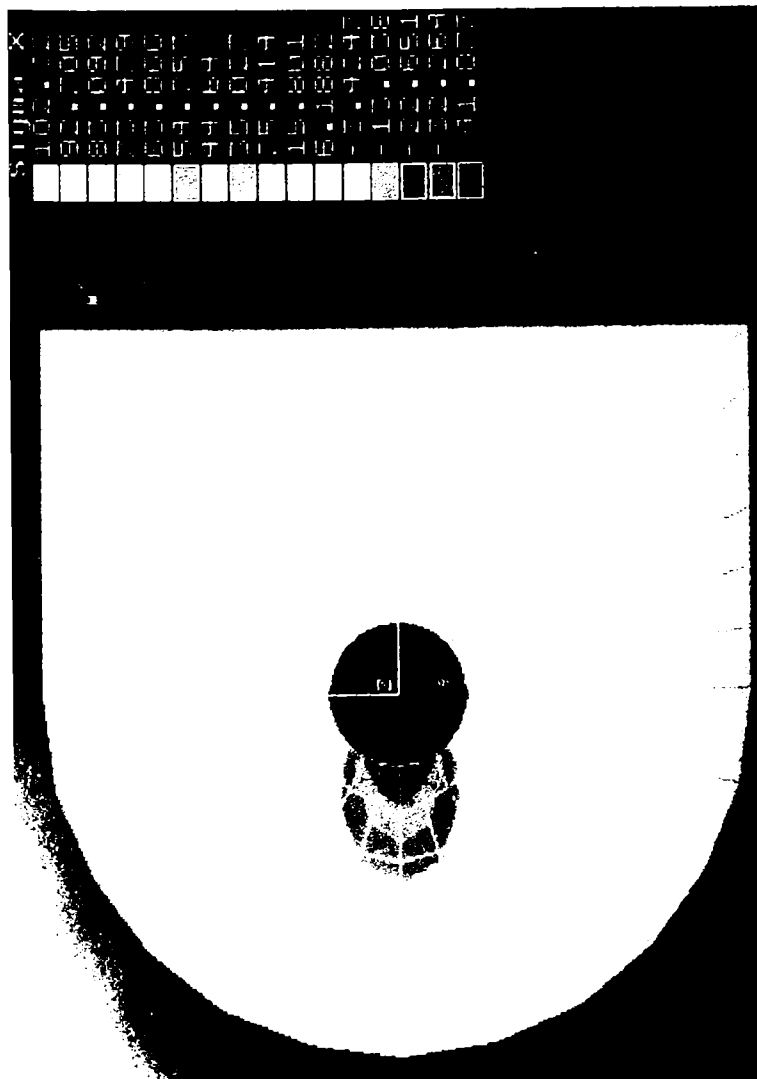
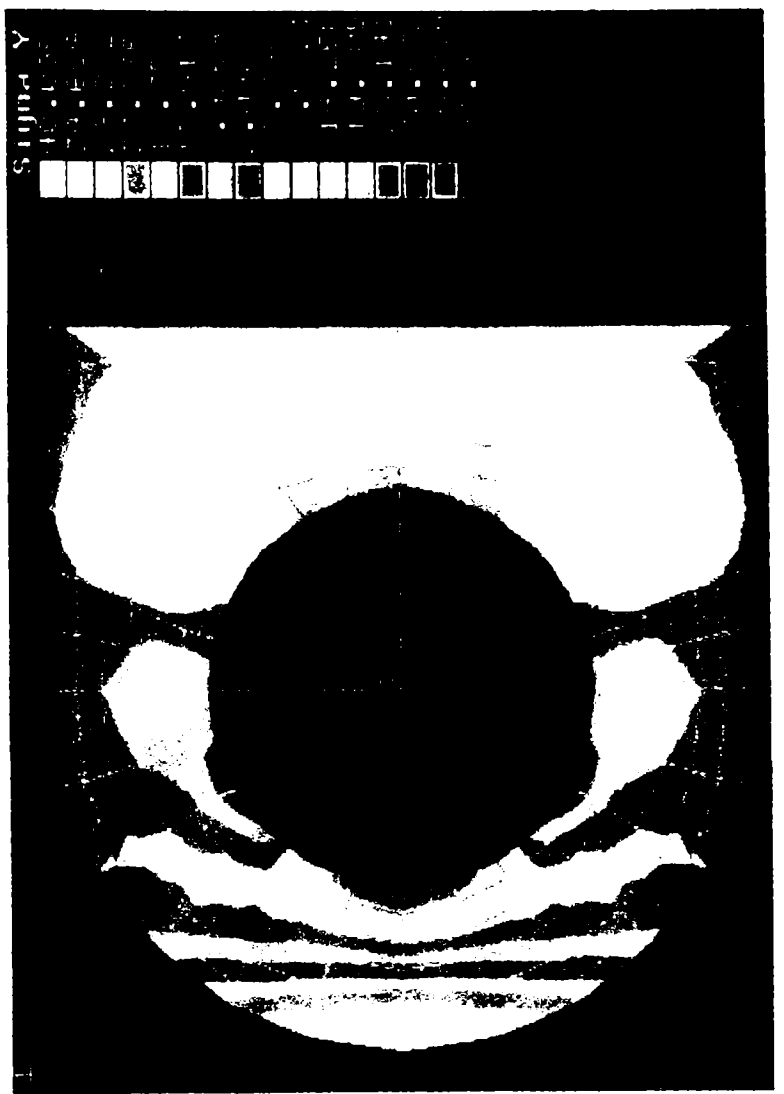
Valoarea maximă a tensiunii σ_x la baza găurii străpunse reprezintă tensiunea maximă σ_{\max} , din relația de definiție a coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor. Tensiunea nominală σ_n din aceeași relație reprezintă tensiunea calculată cu relația: $\sigma_n = \frac{F}{A_{ef}}$; unde F reprezintă forța totală de

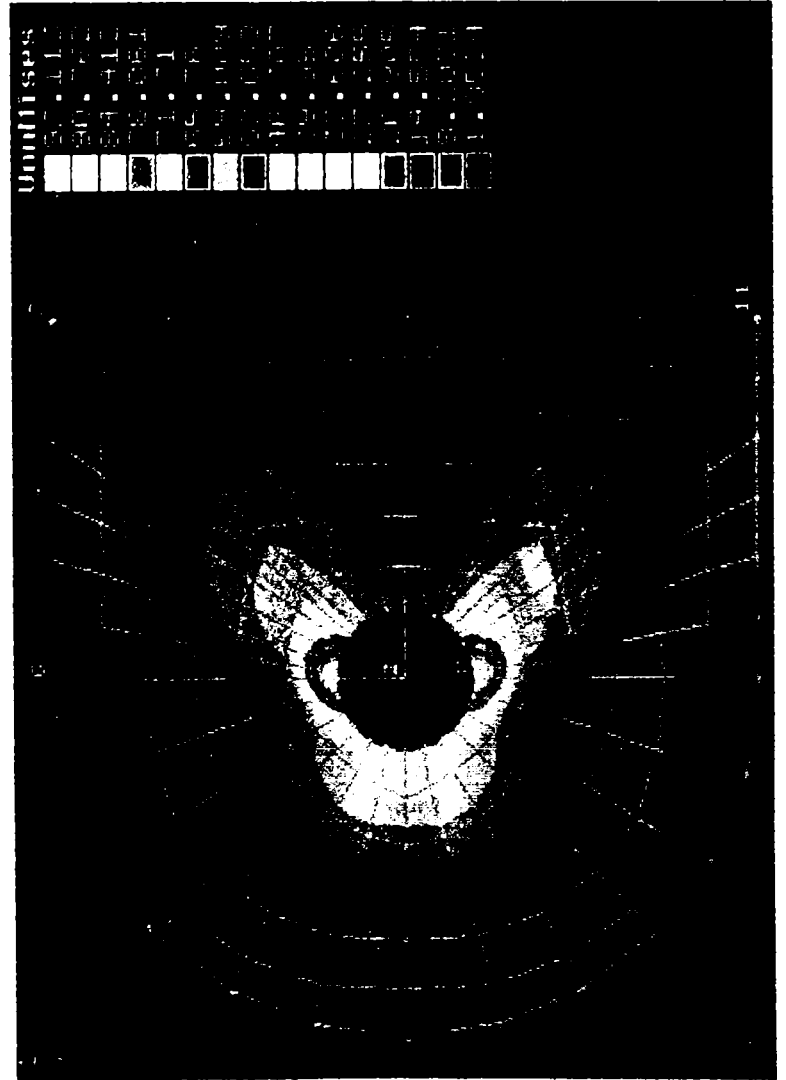
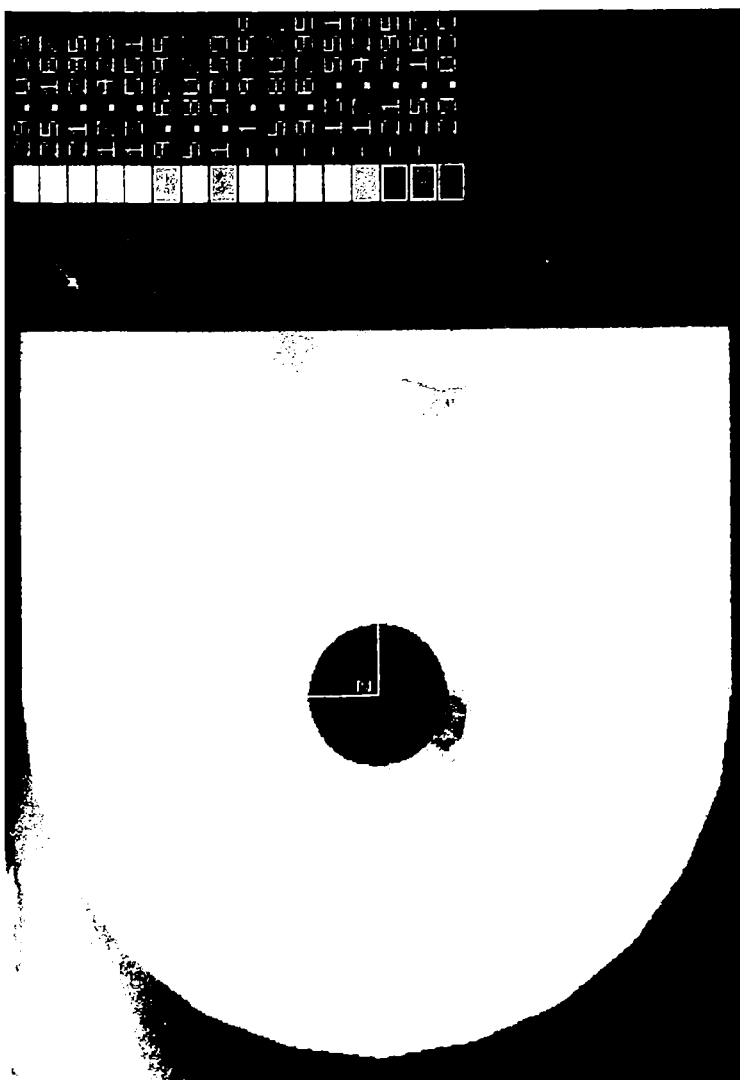
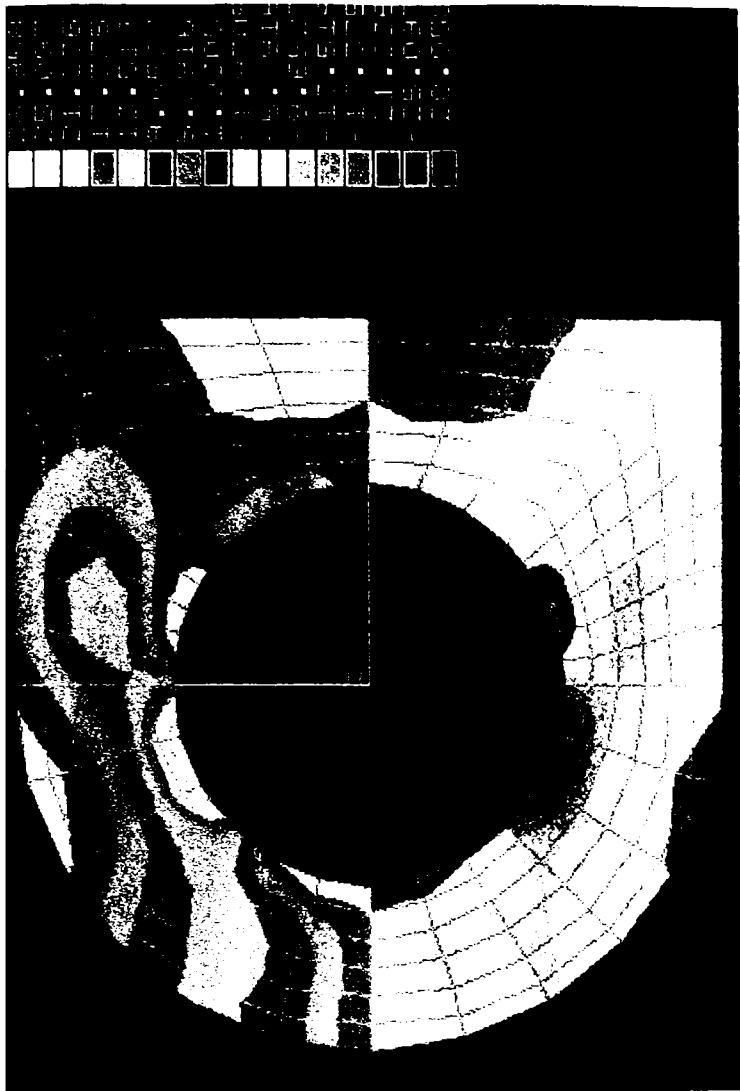
tracțiune, iar A_{ef} reprezintă aria efectivă la nivelul găurii străpunse din eclisă.

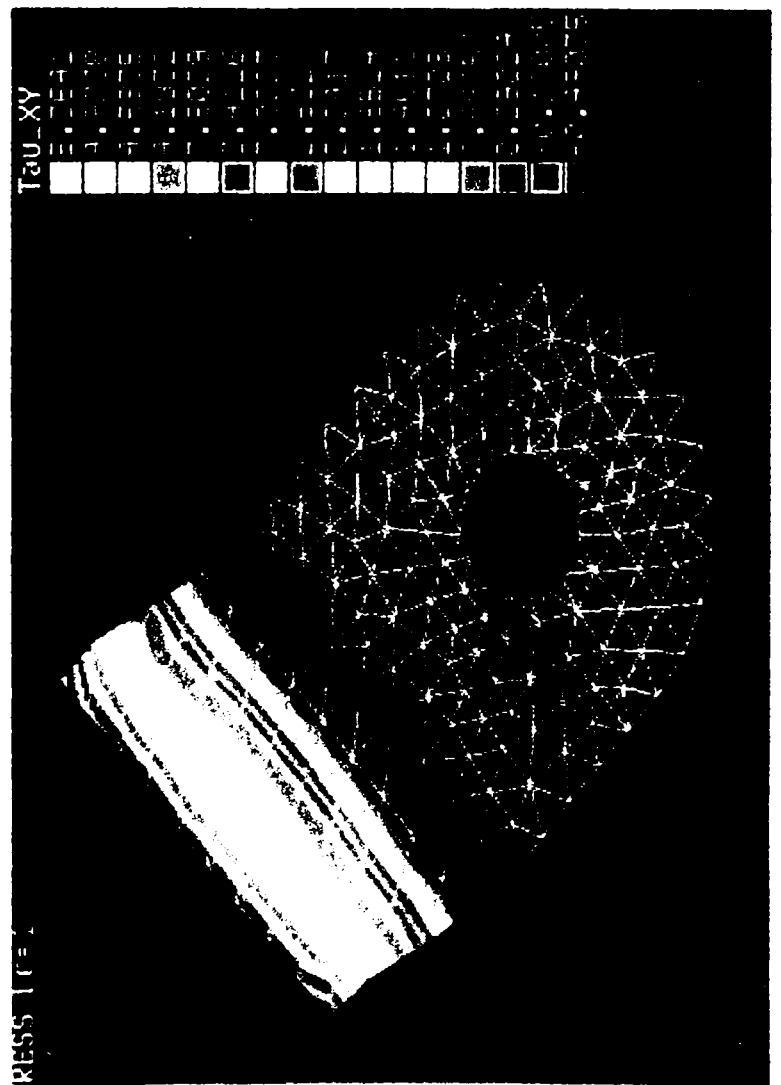
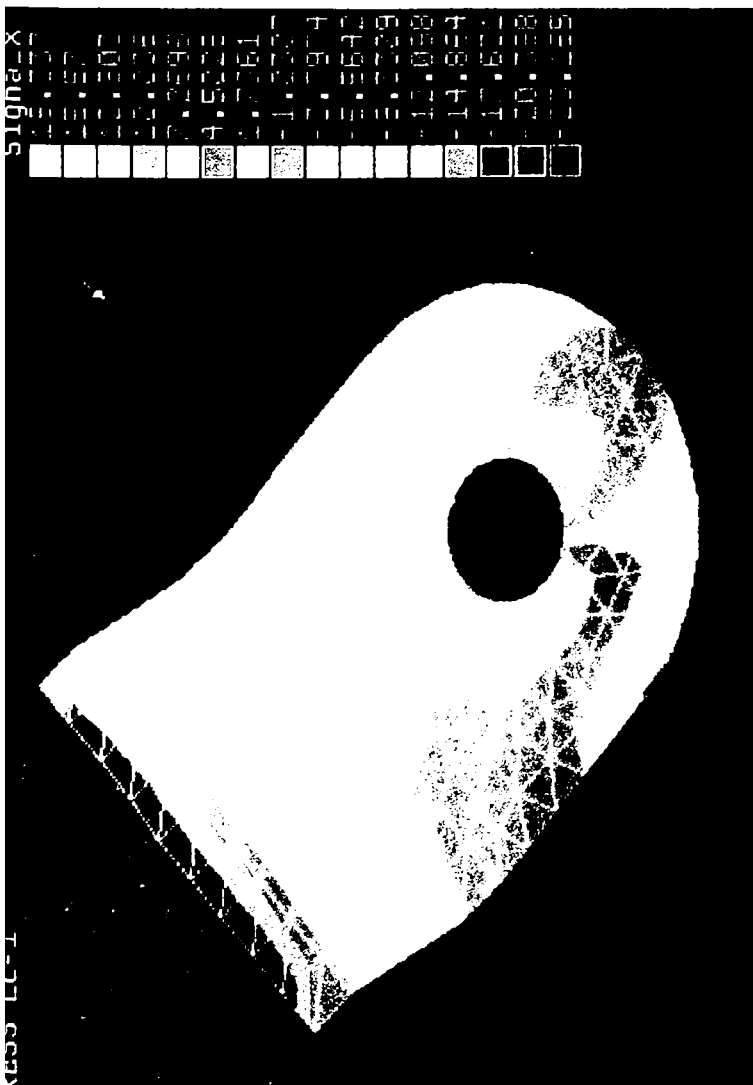
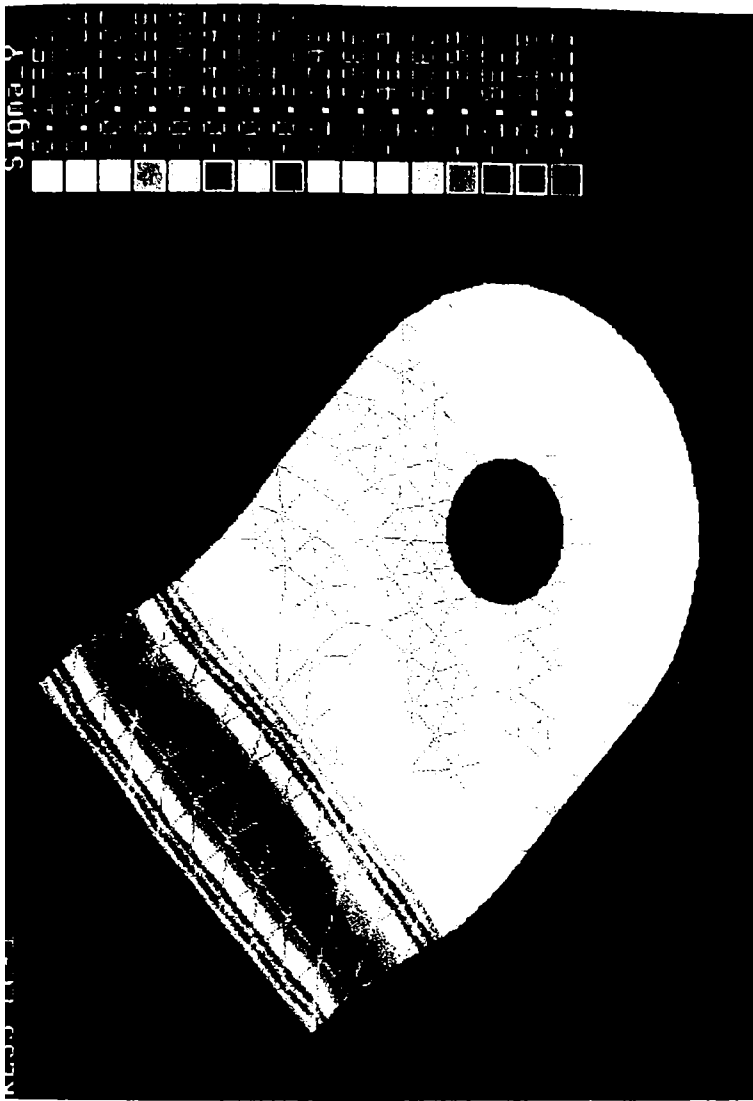
Rezultatele obținute au permis trasarea curbelor de variație ale coeficientului teoretic de concentrare al tensiunilor $\alpha_{k\sigma}$ în funcție de valorile raportului r/R cuprins între limitele (0,18-0,72), pentru cele două tipuri de eclisă studiate, figura 4.21

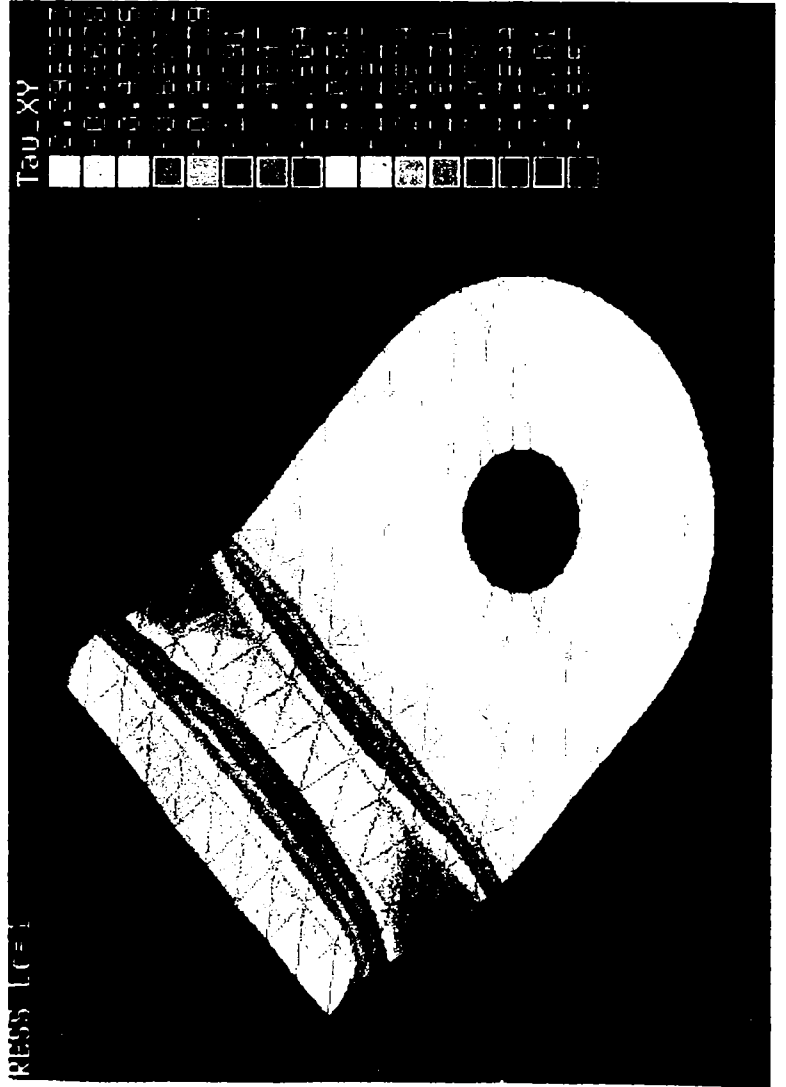
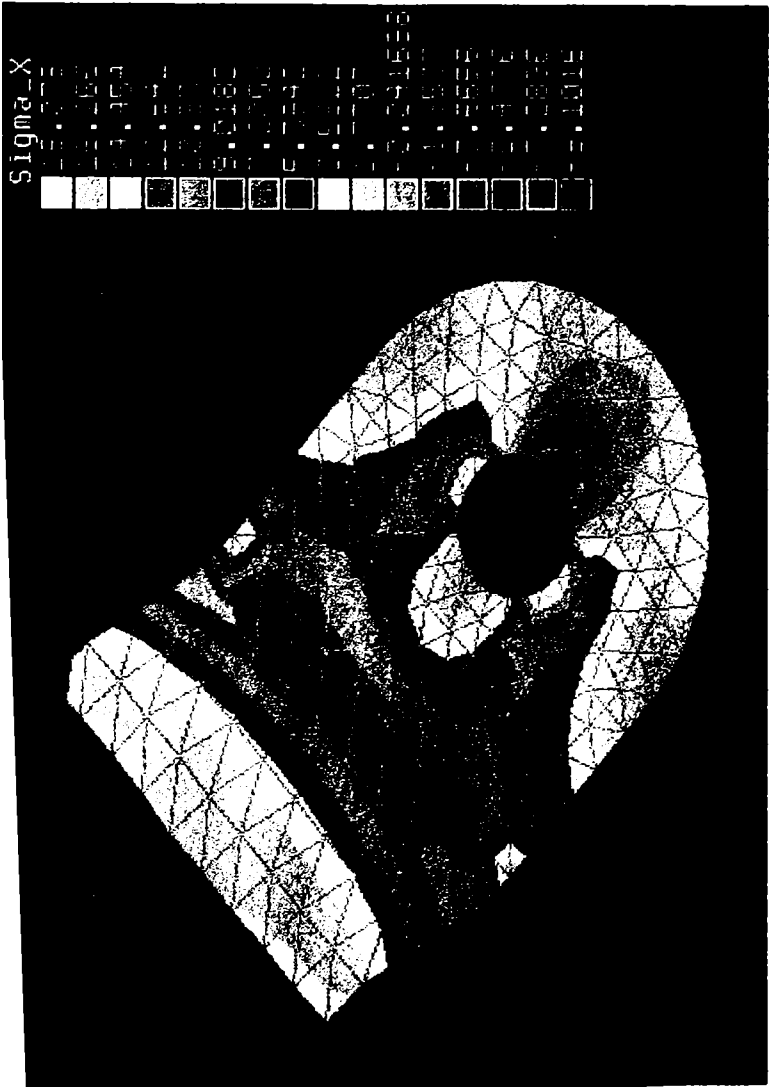
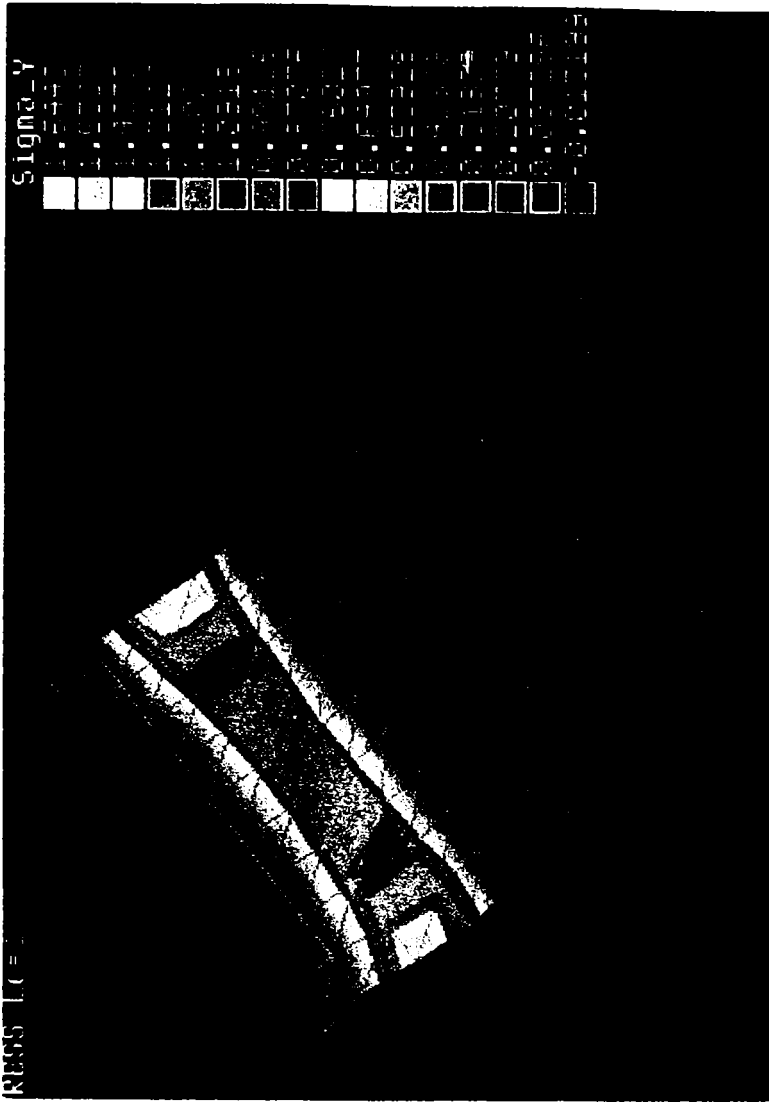


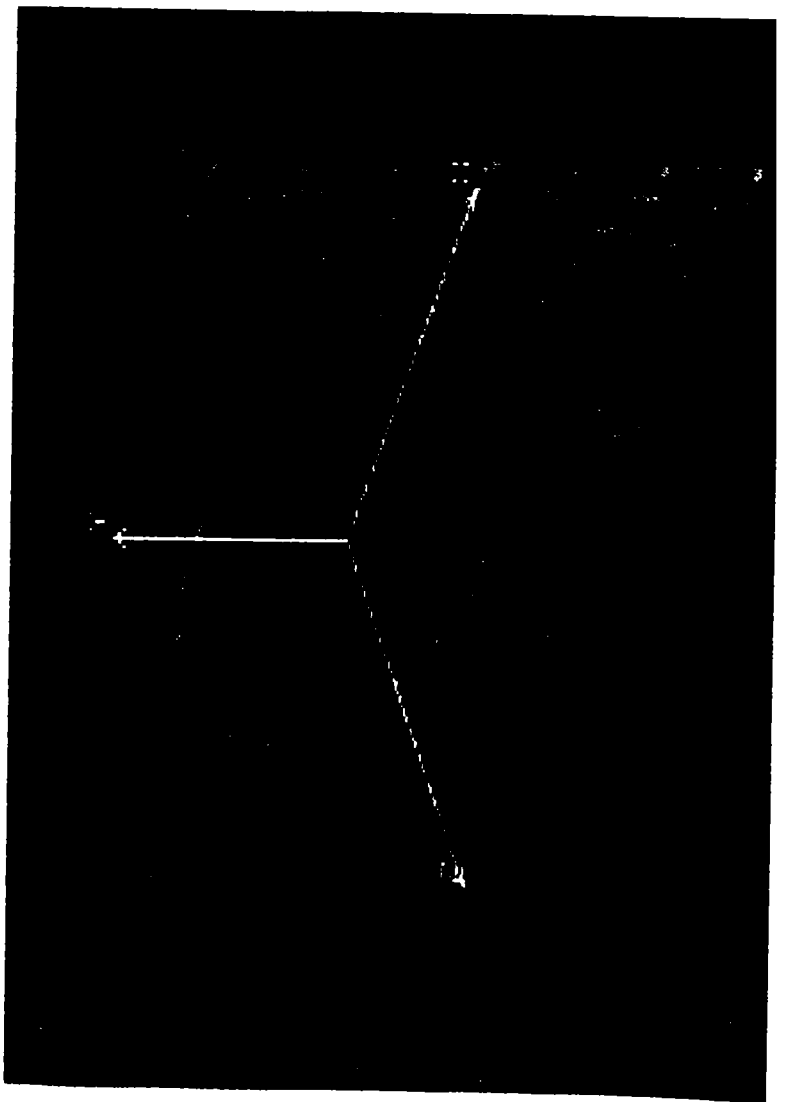
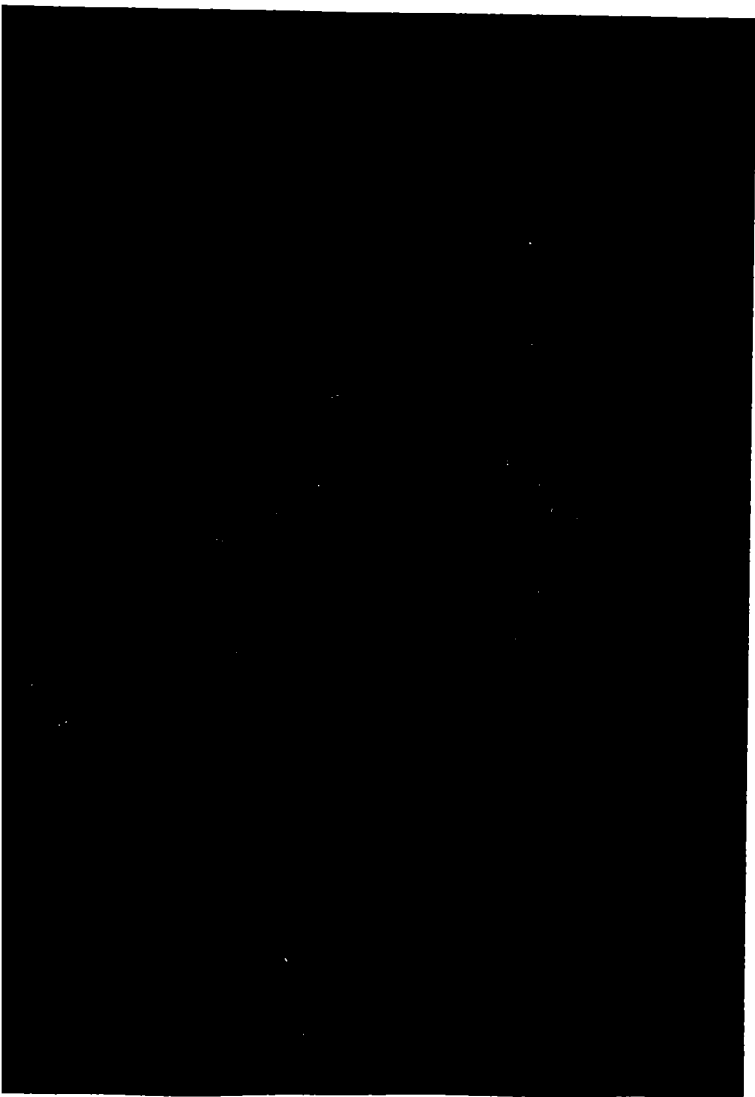
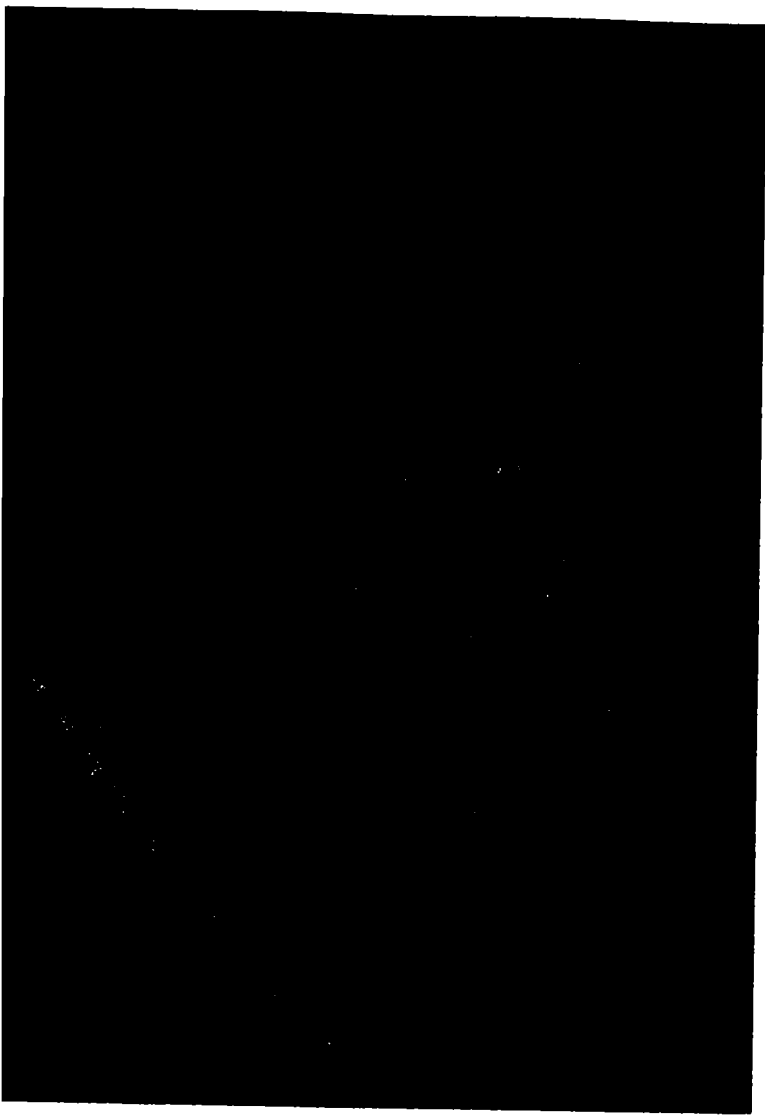












Expresia factorului de intensitate a tensiunii este :

$$K_1 = \sigma \sqrt{\pi a} f(a,d,b,h)$$

unde : σ - reprezinta tensiunea ce solicita eclipsa la tractiune monoaxiala ;

a - lungimea fisurii ;

$f(a,d,b,h)$ - este o functie de geometria eclisei .

O prima estimare a factorului de intensitate a tensiunii este data in (21) , pentru cazul cand lungimea fisurii “a” este comparabila cu diametrul orificiului “d”. Aceasta aproximare inginereasca considera o fisura efectiva “ a_{ef} ” avand lungimea egala cu lungimea fisurii “a” plus diametrul orificiului “d”. Astfel :

A) pentru cazul cand din orificiu se dezvolta o singura fisura , figura 4.28.

$$2 a_{ef} = d + a$$

rezulta: $K_1 = \sigma \sqrt{\pi a_{ef}} = \sigma \sqrt{\pi a} \sqrt{d/2a + 1/2} = \sigma \sqrt{\pi a} f_1(a/d)$

cu $f_1(a/d) = \sqrt{d/2a + 1/2}$;

B) pentru cazul cand din orificiu se dezvolta doua fisuri simetrice , figura 4.29.

$$2 a_{ef} = d + 2a$$

rezulta: $K_1 = \sigma \sqrt{\pi a_{ef}} = \sigma \sqrt{\pi a} \sqrt{d/2a + 1} = \sigma \sqrt{\pi a} f_2(a/d)$

cu $f_2(a/d) = \sqrt{d/2a + 1}$

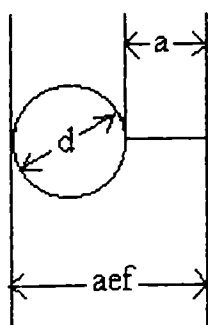


Figura 4.28.

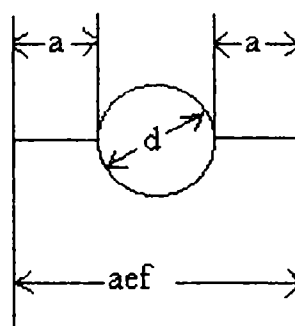


Figura 4.29.

Variatia functiilor $f_1(a/d)$, respectiv $f_2(a/d)$ este trasata in figura 4.30.

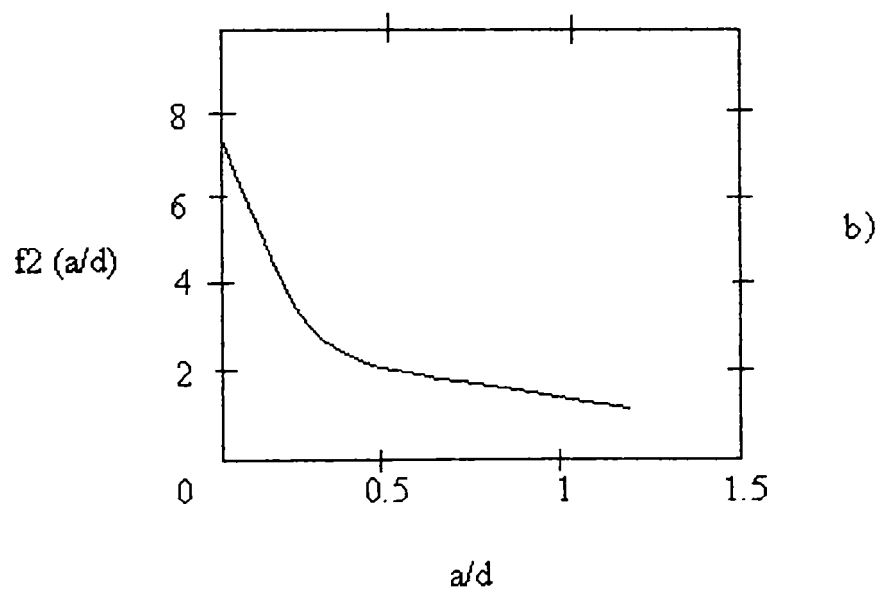
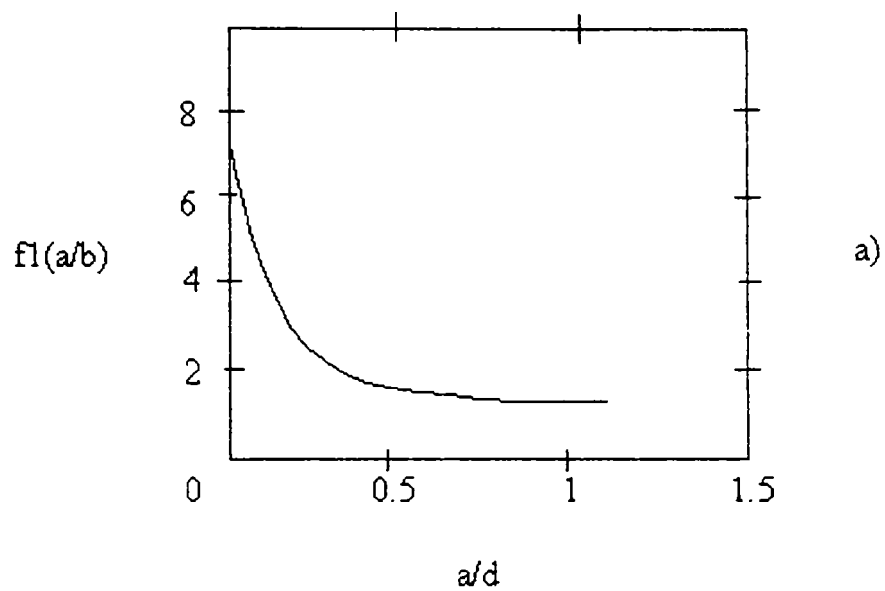


Figura. 4.30. a) Variatia functiei $f_1(a/d)$
b) Variatia functiei $f_2(a/d)$

A) Cand din orificiu se dezvoltă o singură fisură :

Tabelul 4.3.

Lungimea fisurii	Raportul a/b [-]	Factorul de intensitate a tensiunii $K_1 = \sigma \sqrt{\pi(d+a)/2}$	Funcția $f(a/b) = K_1 / \sigma \sqrt{\pi a}$
0.1	0.011	71.67	7.11
0.4	0.044	72.73	3.61
0.8	0.088	74.12	2.6
1.2	0.133	75.48	2.16
1.6	0.177	76.81	1.9
2	0.222	78.13	1.73
2.4	0.267	79.42	1.61
2.8	0.311	80.69	1.51
3.2	0.355	81.95	1.44
3.6	0.4	83.17	1.37
4	0.444	84.39	1.32

B) Cand din orificiu se dezvoltă două fisuri simetrice:

Tabelul 4.4.

Lungimea fisurii	Raportul a/b[-]	Factorul de intensitate a tensiunii $K_1 = \sigma \sqrt{\pi(d/2+a)}$	Funcția $f(a/b) = K_1 / \sigma \sqrt{\pi a}$
0.1	0.011	72.03	7.14
0.4	0.044	74.12	3.67
0.8	0.088	76.82	2.69
1.2	0.133	79.42	2.27
1.6	0.177	81.94	2.03
2	0.222	84.39	1.87
2.4	0.267	86.77	1.76
2.8	0.311	89.08	1.67
3.2	0.355	91.34	1.6
3.6	0.4	93.54	1.55
4	0.444	95.69	1.5

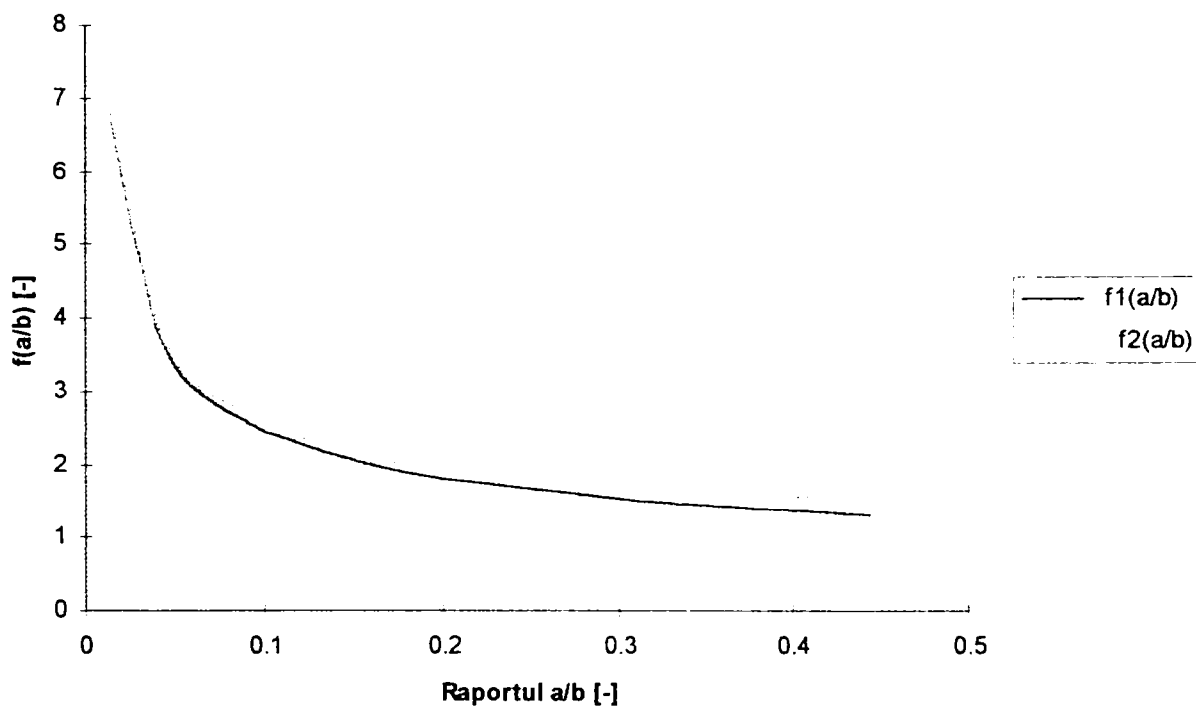


Fig 4.31. Variatia functiei $f(a/b)$, functie de raportul a/b cand din orificiu se dezvolta: 1) o singura fisura;
2) doua fisuri simetrice.

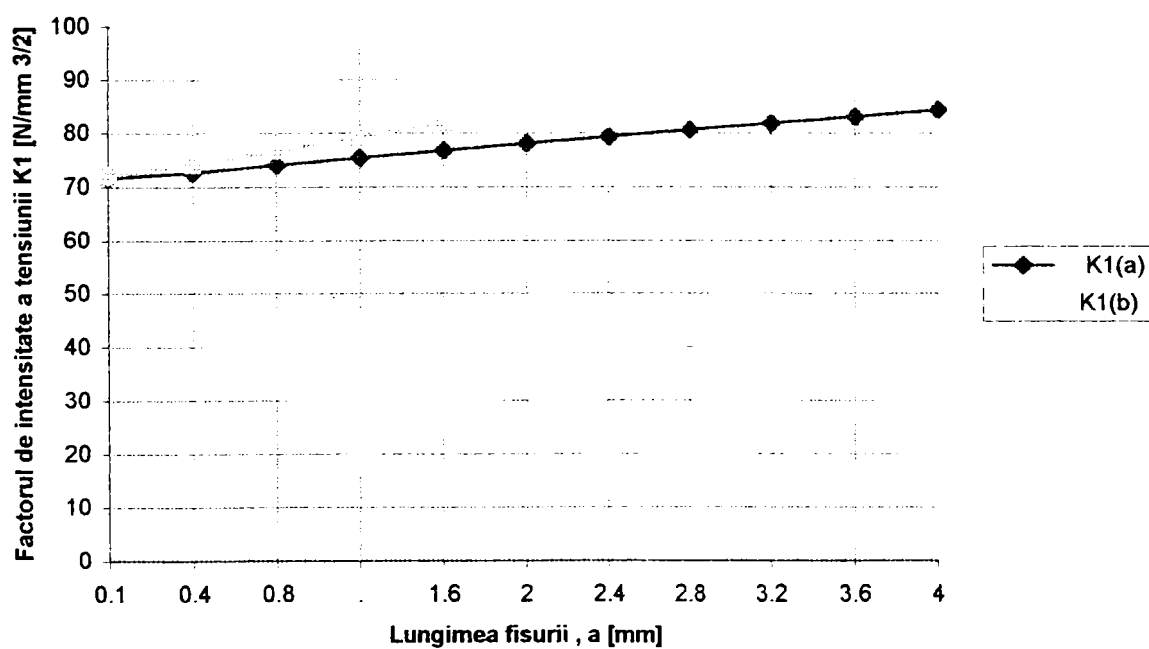
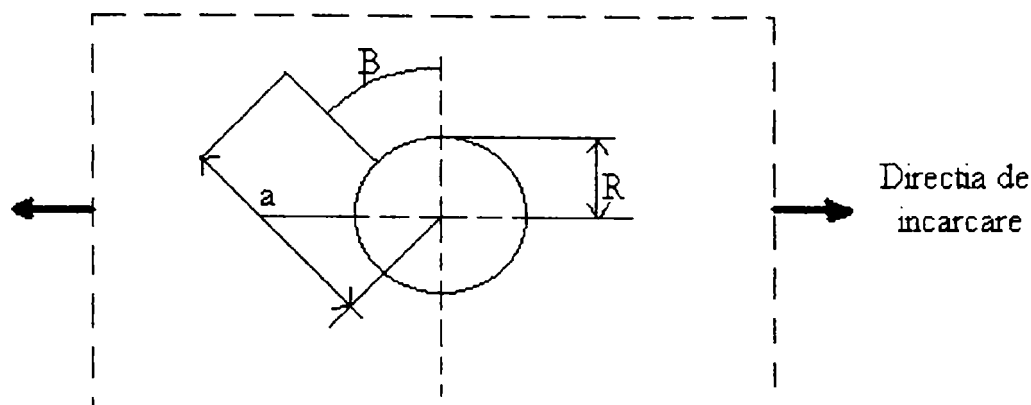


Fig 4.32. Variatia factorului de intensitate a tensiunii $K1$ in functie de lungimea fisurii cand din orificiu se dezvolta :
a) o singura fisura ;
b) doua fisuri simetrice.



c) Pentru cazul cand fisura nu porneste din orificiul circular astfel incat ea sa fie perpendiculara pe directia incarcarii , ci formeaza un anumit unghi β , ruperea se va produce dupa modurile I si II.

Se modeleaza fisuri inclinate cu unghiul $\beta = 0^\circ; 5^\circ; 10^\circ; \dots 90^\circ$. Lungimea fisurii se va considera aceeasi pentru toate inclinarile fisurii $a = 4,5 \text{ mm}$, adica $a/b = 0,5$.

Unghiul $\beta [^\circ]$	Factorul de intensitate a tensiunii KI [N/mm ^{3/2}]	Factorul de intensitate a tensiunii KII [N/mm ^{3/2}]	Funcția $f_I(\beta) = KI/\sigma\sqrt{\pi a}$	Funcția $f_{II}(\beta) = KII/\sigma\sqrt{\pi a}$
0°	41.15	0	1.094	0
5°	39.5	3.27	1.039	0.087
10°	37.15	7.18	0.988	0.191
15°	36.25	10.63	0.964	0.283
20°	35.15	14.06	0.935	0.374
25°	32.94	17.67	0.876	0.47
30°	31.05	21.51	0.826	0.572
35°	30	24.21	0.798	0.644
40°	27.85	26.13	0.741	0.695
45°	26.06	29.1	0.693	0.774
50°	23.57	31.32	0.627	0.833
55°	20.8	33.27	0.553	0.885
60°	18.2	35.23	0.484	0.937
65°	14.89	36.88	0.396	0.981
70°	11.69	38.43	0.311	1.022
75°	9.17	39.82	0.244	1.059
80°	6.28	40.04	0.167	1.065
85°	2.82	40.72	0.075	1.083
90°	0	41.17	0	1.095

Pentru fiecare geometrie cu fisura inclinata am pastrat :

- aceeasi incarcare $\sigma = 10 \text{ MPa}$;
- aceeasi rezemare $KI = \sigma\sqrt{2\pi a} (1 - \sin^2\beta)$;
 $KII = \sigma\sqrt{2\pi a} \sin\beta \cos\beta$

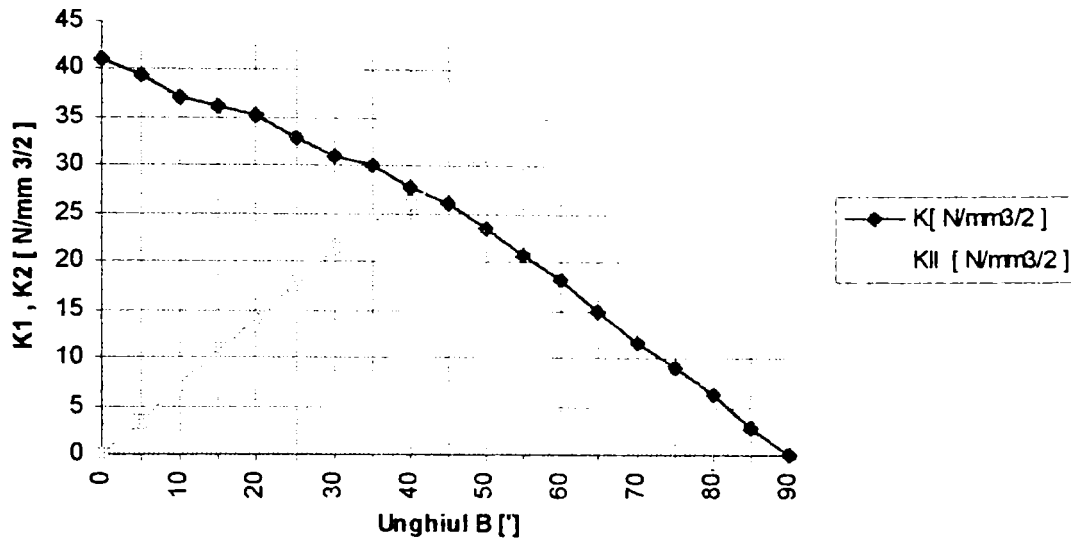


Figura 4.33. Variatia unghiului B [°] functie de K1 respectiv KII

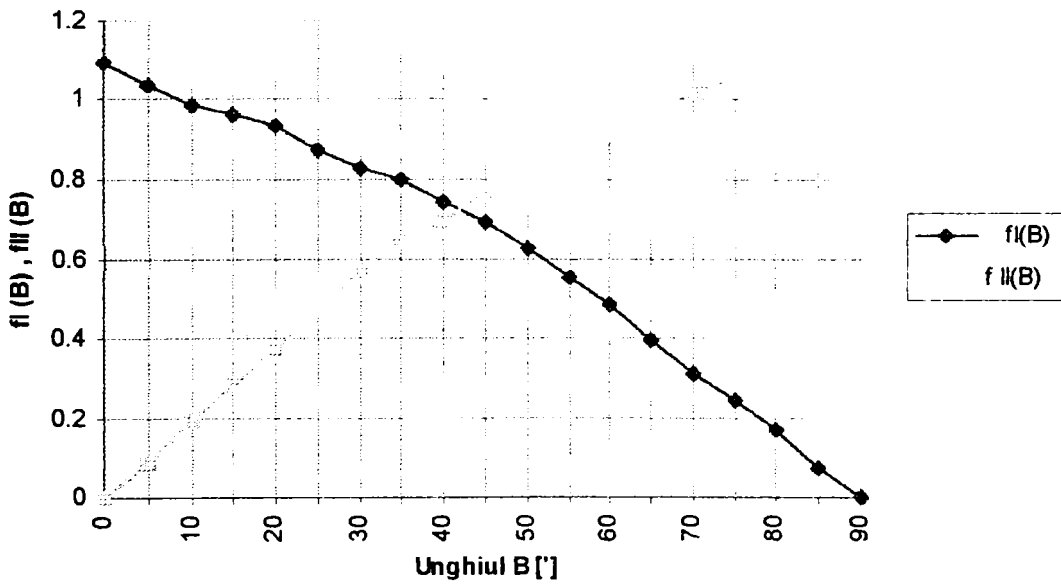


Figura 4.34. Variatia unghiului B [°] functie de fI respectiv fII

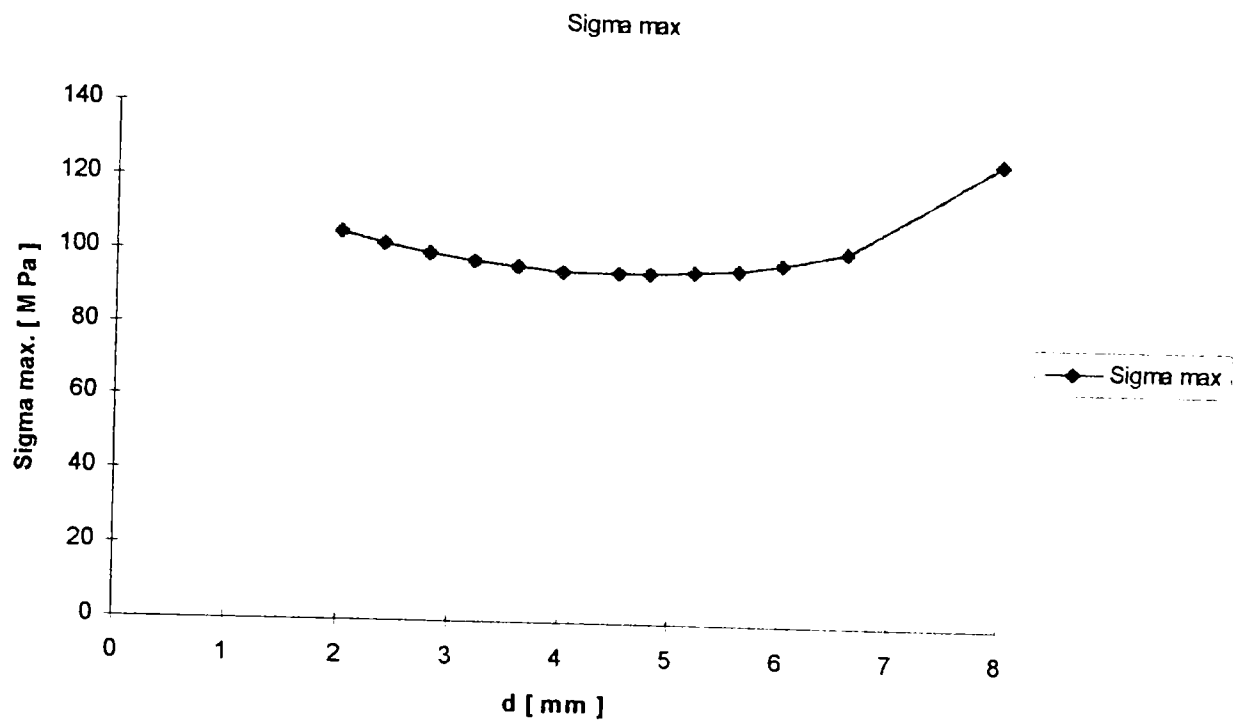


Figura 4.35 Variatia lui sigma max [N/mm²] functie de diametrul d al gaurii boltului pentru eclisa fara raza de racordare

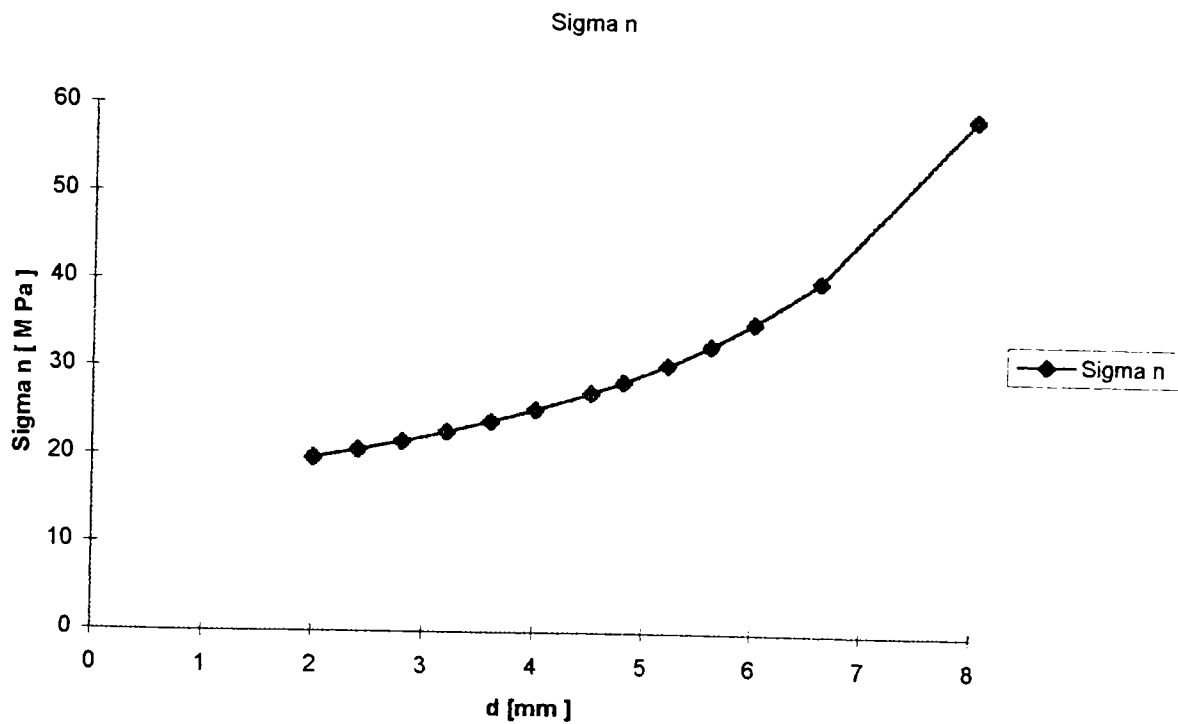


Figura 4.36 Variatia lui sigma n [N/mm²] functie de diametrul d al gaurii boltului pentru eclisa fara raza de racordare

4.5. STUDIUL PROPAGĂRII FISURILOR ÎN ECLISELE DE LANȚ PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE

IPOTEZE DE CALCUL

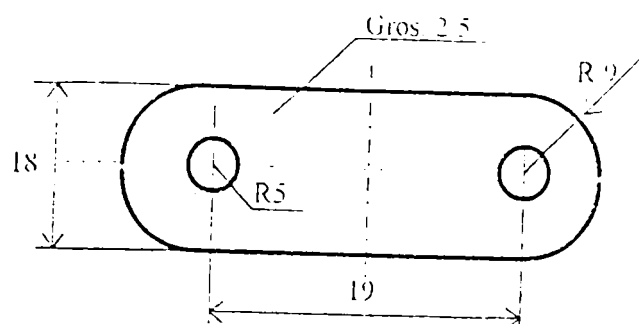


Figura.4.22 Schita eclisei studiate prin metoda elementelor finite

În ipoteza că în eclisă apare un defect de forma unei microfisuri aceasta se poate dezvolta sub acțiunea solicitărilor variabile, la care este supus lanțul. Problema care se pune este: *Care este numărul de cicluri până când eclisa se va rupe ?*

Analiza propagării prin oboseală a fisurii se face pe baza conceptelor Mecanicii Ruperii liniar elastice[9], considerând că ruperea eclisei se poate produce dacă:

- factorul maxim de intensitate a tensiunii $K_{I_{max}}$ atinge valoarea tenacității la rupere K_{IC} , producându-se ruperea instabilă;

sau dacă:

- fisura a străbătut întreaga lățime a eclisei.

O analiză a propagării prin oboseală a fisurii trebuie să se facă ținând cont de caracteristicile de material, de geometria eclisei și de ciclurile de solicitare. Rezultatele obținute fiind exprimate în număr de cicluri până la rupere.

Materialul din care este confecționată eclisa este OL 52. Pentru acest material s-au determinat experimental atât caracteristicile statice, cât și valoarea tenacității la rupere K_{IC} , respectiv a constantei C și a exponentului n din legea lui Paris[44]valorile caracteristicilor de material sunt prezentate în tabelul 4.2

Tabelul 4.2

OȚEL	Limita de curgere $R_{p0,2}$ [MPa]	Rezistența la rupere, R_m [MPa]	Tenacitatea la rupere, K_{IC} [MPa m ^{1/2}]	Coeficientul C	Exponentul N
OL 52	345	525	95	$3.92 \cdot 10^{-10}$	2,82

Studiul propagării fisurii s-a realizat pe baza corelației dintre variația factorului de intensitate a tensiunii $\Delta K_I = K_{I_{\max}} - K_{I_{\min}}$ și viteza de propagare a fisurii de oboseală da/dN pe baza legii lui Paris [44]:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_I^n \quad (4.12)$$

unde C este un coeficient iar n un exponent specifici fiecărui material, care se determină experimental prin încercări de oboseală.

Considerând că ciclul de solicitare al lanțului este pulsant, adică $\sigma_{\min} = 0$ rezultă și $K_{I_{\min}} = 0$.

Calculul factorului maxim de intensitate a tensiunii maxim $K_{I_{\max}}$, s-a făcut prin analiză cu elemente finite utilizând metoda extrapolării deplasărilor.

STUDIUL PROPAGĂRII FISURII PRIN ANALIZĂ CU ELEMENTE FINITE

Analiza propagării fisurii, din eclisa lanțului s-a realizat cu ajutorul programului FRANC2DL unul dintre cele mai performante produse soft pentru determinarea prin analiză cu elemente finite a parametrilor din Mecanica Ruperii. Preprocesarea s-a realizat cu programul CASCA. Astfel după definirea geometriei pentru jumătate din eclisă (datorită simetriei), a constantelor de material și a constantelor geometrice (în acest caz grosimea eclisei 5 mm), s-a realizat discretizarea utilizând elemente finite izoparametrice cu 8 noduri pe element. Discretizarea s-a făcut în 272 de elemente conectate în 884 noduri, figura 4.18

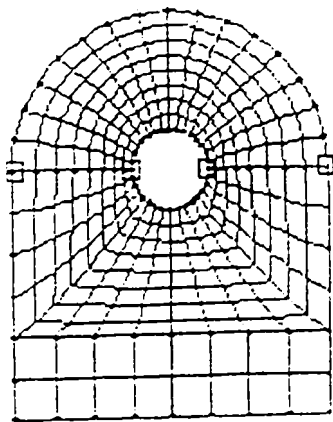


Figura 4.23

Discretizarea eclisei in elemente

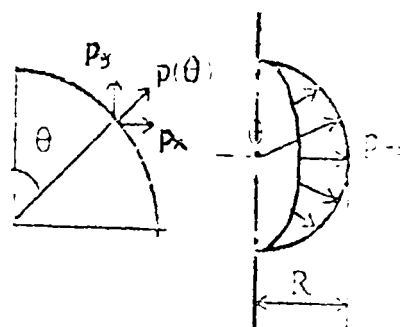


Figura 4.24

Variatia sarcinii pe suprafata orificiului gaurii

Apoi s-au definit rezemările și încărcările. Astfel s-au blocat deplasările pe direcțiile x și y ale nodurilor din axa de simetrie a eclisei. Pentru a modela cât mai exact încărcarea s-au făcut următoarele ipoteze:

- calculul eclisei s-a efectuat pentru valoarea maximă a tensiunii din lanț de $\sigma_{lan\tau} = 110$ MPa și ținând cont că încărcarea se transmite prin intermediul a două eclise, fiecare dintre acestea fiind solicitată în timpul exploatarei de tensiunea $\sigma_{max} = 55$ MPa.

- transmiterea sarcinii se realizează prin intermediul unui bolț. Astfel am considerat că încărcarea se face cu sarcină distribuită, normală pe suprafața orificiului, iar variația acesteia este după o lege parabolică, Figura 4.24

- definirea încărcării s-a făcut pe jumătate din suprafața orificiului astfel: având valoarea 0 la extremități și valoarea p_{max} la mijloc. Expresia valorii maxime a încărcării p_{max} , este dată în [9] de relația (4.13)

$$p_{max} = \frac{F\pi^2}{16Rt} \quad (4.13)$$

unde:

F reprezintă forța axială transmisă de eclisă[N];

R raza orificiului eclisei[mm];

t grosimea eclisei[mm]

Distribuția tensiunii obținută în urma rulării a reliefat o puternică concentrare a tensiunilor pe frontiera orificiului circular. Din acest motiv, considerând că sunt îndeplinite condițiile de apariție a unei fisuri, s-a definit o fisură având lungimea inițială $a_0 = 0,1$ mm care se dezvoltă din orificiul circular, figura 4.20

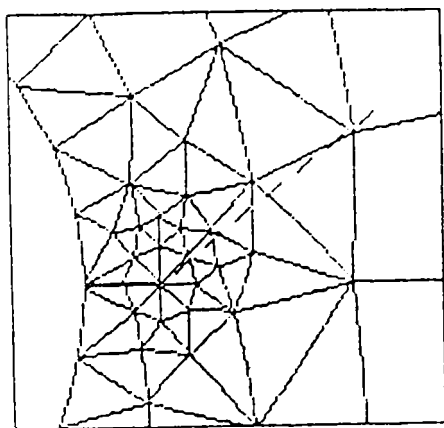


Figura 4.25

**Inițierea fisurii din orificiul circular
avand o lungime initiala $a_0=0,1$ mm**

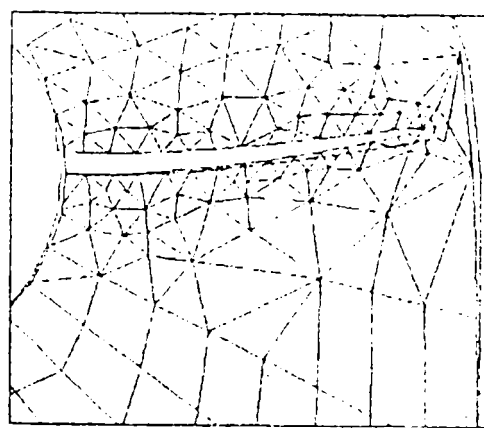


Figura 4.26

**Deformata eclisei după propagarea
fisurii**

Propagarea acesteia s-a realizat automat cu opțiunea PROPAGATE a programului FRANC2DL. Pentru fiecare creștere a fisurii de 0,1 mm programul a rediscretizat zona adiacentă vârfului fisurii, în vederea modelării singularității câmpului de tensiune și deformație; apoi a rulat și a calculat valoarea factorului maxim de intensitate a tensiunii $K_{I_{max}}$ prin Metoda extrapolării deplasărilor.

În urma propagării fisurii sub acțiunea ciclurilor de oboseală deformata eclisei este prezentată în figura 4.26

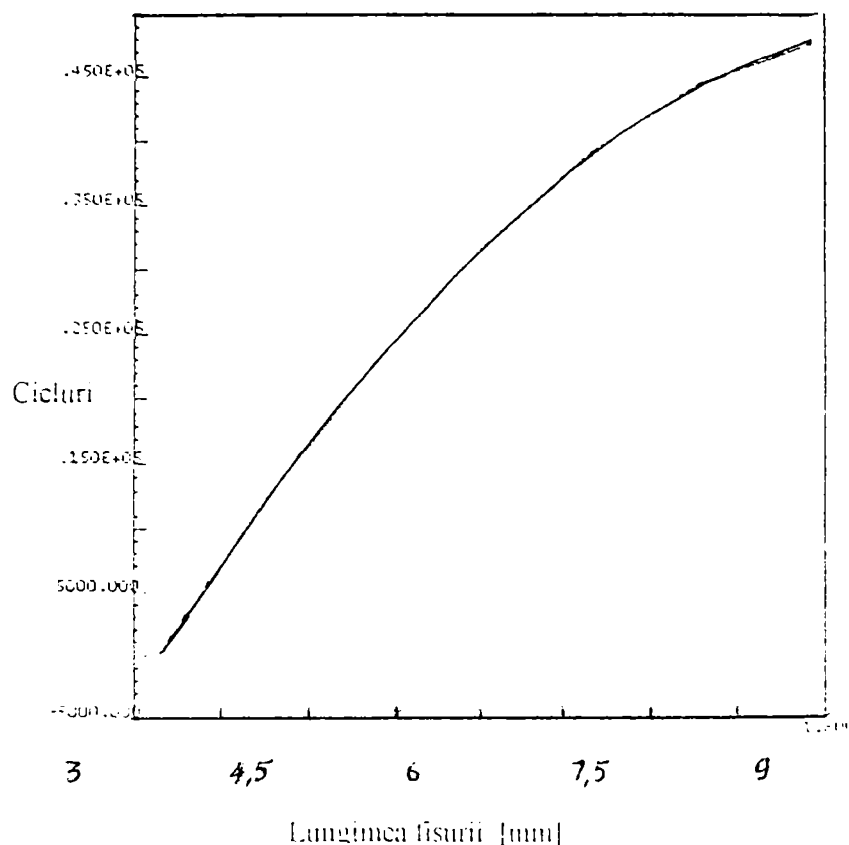


Figura 4.27 Variația numărului de cicluri funcție de lungimea fisurii

În figura 4.27 s-a trasat variația numărului de cicluri în funcție de lungimea fisurii, pe baza rezultatelor obținute în urma rulării.

Deoarece factorul maxim de intensitate a tensiunii $K_{I_{max}}$ nu atinge valoarea tenacității la rupere K_{IC} (adică $K_{I_{max}} < K_{IC}$), pentru nici o valoare a lungimii fisurii înseamnă că ruperea eclisei se produce atunci când fisura s-a propagat pe întreaga lățime. Astfel numărul de cicluri până la rupere obținut este:

$$N_c = 46238 \text{ cicluri}$$

CONCLUZII

Studiul durabilității ecliselor de lanț, realizat prin metoda elementelor finite prezintă o abordare pe baza principiilor Mecanicii Ruperii, acceptând ipoteza apariției unei fisuri care se dezvoltă din orificiul circular al eclisei.

Propagarea fisurii sub acțiunea solicitărilor variabile este sugestiv prezentată calitativ pe deformata eclisei din figura. 4.26, iar cantitativ în figura. 4.27 se monitorizează numărul de cicluri efectuate pentru creșterea fisurii.

Deoarece ruperea eclisei se produce după 46238 cicluri, înseamnă că inspecția periodică a lanțului și a pieselor sale componente trebuie făcută înainte de atingerea numărului de cicluri până la rupere.

5. DURABILITATEA ȘI FIABILITATEA LANȚURILOR ARTICULATE

5.1. CRITERII DE FIABILITATE A TRANSMISIEI PRIN LANȚ

Transmisiile prin lanț în timpul funcționării transmit fluxul de forță, cuplele de frecare având o mișcare oscilantă de alunecare. Durabilitatea unei transmisii prin lanț este în principal determinată de durabilitatea lanțului.

Scoaterea din funcțiune a unui lanț are la bază una sau mai multe din cauze:

- uzarea elementelor componente ale lanțului (bucșe, bolțuri);
- uzarea roților de lanț;
- ruperea la oboseală a ecliselor lanțurilor;
- ruperea la oboseală a bolțurilor;
- distrugerea rolelor.

Apariția proceselor de uzare de tip adeziv și/sau de tip abraziv este legată de raportul dintre înălțimea rugăzităților și grosimea filmului de lubrifianț din zona de contact a diferitelor cuple de frecare.

În timpul exploatării unei transmisii cu lanț se intercondiționează parametrii constructivi (elemente geometrice, precizia tehnologică a execuției și de montaj, caracteristicile mecanice ale materialelor) cu cei funcționali (sarcina, viteza, lubrifianțul, mediul de funcționare, etc.).

Această intercondiționare face ca transmisia prin lanț să fie considerată din punctul de vedere al durabilității și fiabilității, ca un sistem complex.

Funcționarea lanțului și transmiterea fluxului de forță se fac prin intermediul mai multor cuple de frecare. Astfel pentru lanțurile articulate cu role se disting cuplele bolț-bucșă, bucșă-rolă, rolă-roată de lanț.

Pentru micșorarea șocurilor la intrarea în angrenarea cu dinții roților și pentru înlocuirea parțială a mișcării de alunecare cu mișcarea de rostogolire se folosesc lanțurile cu eclise dințate. Bolțurile acestor lanțuri sunt segmentate și permit realizarea unei mișcări de rostogolire a articulației.

Pe baza cinematicii transmisiilor prin lanțuri articulate cu role se poate determina lungimea drumului de frecare în corelație cu elementele geometrice ale lanțului (pasul p , lungimea L_1 , viteza v_1). În timp ce o articulație a lanțului parcurge un traseu complet (de la intrarea inițială pe roata conducătoare până la intrarea următoare, pe aceeași roată), se disting următoarele lungimi de frecare:

- pentru rolă: - contactul exterior cu dinții celor două roți:

$$L_{of, \text{int}} = \left(\frac{\pi}{2}\right)p \quad (5.1)$$

- pentru bucsă - contactul interior cu bolțul:

$$L_{ofb \text{int}} = 0,5\varphi_0 d_3 \quad (5.2)$$

φ_0 - unghiul hertzian de contact ce se determină pe baza sarcinii normale preluate și a caracteristicilor geometrice și de material, d_3 - diametrul bolțului.

$$\varphi_0 = 0,32[(8,3c_0 + 1)2F / (2F + BE_2J)]^a \quad (5.3)$$

E_1, E_2 reprezintă modulele de elasticitate ale materialelor bolțului și bucsei;

μ_1, μ_2 - coeficienții lui Poisson;

F - sarcina radială preluată de bucsă;

B - lungimea de contact dintre bolț și bucsă;

J - joc.

$$c_0 = \left(\frac{\pi}{4}\right)[(1 - \mu_2^2) + (1 - \mu_1^2)E_2 / E_1] \quad (5.4)$$

$$a = \left\{ \begin{array}{ll} 0,16 \mu_2 + 0,55 & \text{pentru } E_2 / E_1 < 0,1 \\ a_2 \mu_2 + a_1 \mu_1 + a_0 & \text{pentru } 0,1 \leq E_2 / E_1 \leq 10 \\ 0,41 \mu_2 + 0,45 & \text{pentru } E_2 / E_1 > 10 \end{array} \right\} \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned} a_1 &= 0,2[1 + \lg(E_2 / E_1)] \\ a_2 &= 0,07[1 - \lg(E_2 / E_1)] \end{aligned} \quad (5.6)$$

unde a_0 - se alege din diagrama funcție de raportul E_2 / E_1 .

- pentru bolț:

$$L_{ofb} = \pi d_3 \quad (5.7)$$

La câte o rotație completă a roților, lanțul alunecă sub sarcină pe câte un dinte cu

$$\text{lungimea:} \quad L_{of1} = p\beta_1 / 4 \quad ; L_{of2} = p\beta_2 / 4 \quad (5.8)$$

β_1, β_2 - unghiul de înfășurare ale roții 1, respectiv 2.

5.2. INDICATORI DE FIABILITATE

Din punct de vedere calitativ, fiabilitatea unui sistem se definește ca aptitudinea acestuia de a îndeplini corect funcțiunile prevăzute pe o anumită perioadă de timp dată, în condiții de exploatare specificate.

Pentru un organ de mașină, conceptul calitativ de fiabilitate are în vedere aptitudinea celui organ de mașină de a funcționa perfect o anumită perioadă de timp sau un anumit număr de cicluri în condiții de exploatare (sarcini, viteze, temperaturi etc.) cunoscute.

Din punct de vedere cantitativ, fiabilitatea unui sistem reprezintă probabilitatea ca aceste să-și îndeplinească corect funcțiunile prevăzute la un nivel dat, pe o anumită perioadă de timp, în condiții de exploatare specificate:

$$p(t) = \text{Pr ob}(t > t_e) \quad (5.9)$$

unde: $p(t)$ - probabilitatea de bună funcționare, adică fiabilitatea;

t - variabila timp, care se poate exprima și prin număr de cicluri de funcționare, timp de misiune sau număr de cicluri misiune;

t_e - limita specificată a duratei de bună funcționare sau a numărului limită de cicluri.

$$\text{Pentru } t = 0 \Rightarrow p(t) = 1$$

$$t \rightarrow \infty \Rightarrow p(t) = 0$$

\Rightarrow funcția $p(t)$ e o funcție descrescătoare.

Momentul apariției unei defecțiuni nu poate fi stabilit cu certitudine ci numai sub forma unei probabilități căreia i se pot asocia un nivel sau interval de încredere:

$p(t) = R(t)$ - funcția de fiabilitate.

Încetarea aptitudinii unui produs (dispozitiv, sistem, cuplă, etc.) de a-și îndeplini funcția specificată = **defectare sau cădere**.

Defectările transmisiilor mecanice pot fi generate de proiectarea, fabricația și utilizarea transmisiei.

Fiabilitatea funcțională a cărei funcție $R(t)$ reprezintă probabilitatea ca acel component să funcționeze fără defectare, un timp stabilit însă în condiții aleatoare de funcționare (exploatare).

Sarcina, viteza, lubrifianțul, mediul de funcționare, etc. pot fi considerate variabile aleatoare, care au ca efect principal modificarea regimului de ungere, regimului termic și implicațiile acestora asupra procesului de uzare.

Cunoașterea detaliată a fiabilității funcționale a componentelor precum și a corelării funcțiilor acestora în transmisia mecanică, asigură analiza fiabilității transmisiei și indicarea "punctelor critice" ale transmisiei în funcție de timp și condițiile de exploatare.

a) Probabilitatea de bună funcționare sau funcția de fiabilitate R (t).

- exprimă probabilitatea funcționării fără defecte într-un interval de timp dinainte stabilit (t_1) sau într-un interval al numărului de cicluri dinainte stabilit (N_{ce}).

Dacă se referă la un lot identic de organe de mașini, atunci acest indicator exprimă câte astfel de organe de mașini, raportate la volumul lotului, nu s-au defectat după o anumită perioadă de exploatare în condiții de funcționare specificate:

$$R(t) \approx n(t) / n_0 \quad (5.10)$$

unde: $n(t)$ reprezintă numărul organelor de mașini sau transmisiilor mecanice, dacă indicatorul se referă la lotul transmisiilor, care nu s-au defectat în timpul t de funcționare;

n_0 - numărul total al organelor de mașini de același fel cercetate sau al transmisiilor mecanice de același fel.

b) Probabilitatea defectării sau funcția de defectare F (t).

Acest indicator exprimă probabilitatea defectării unui organ de mașină sau transmisie mecanică care trebuie să funcționeze un interval de timp dinainte stabilit (t_e) sau un interval al numărului de cicluri dinainte stabilit (N_{ce}).

$$F(t) = Prob(t \leq t_e) \quad (5.11)$$

$$F(t) = 1 - R(t) \approx 1 - \frac{n(t)}{n_0} \approx \frac{n_0 - n(t)}{n_0} = \frac{n_d(t)}{n_0} \quad (5.12)$$

$n_d(t)$ reprezintă numărul organelor de mașini defectate în intervalul de timp t .

⇒ Valorile limită ale funcțiilor de fiabilitate $R(t)$ și de defectare $F(t)$ sunt:

$$\left. \begin{aligned} R(0) &= 1 \\ F(0) &= 0 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} R(t) &= 0 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} F(t) &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

Variația funcțiilor de fiabilitate $R(t)$ și de defectare

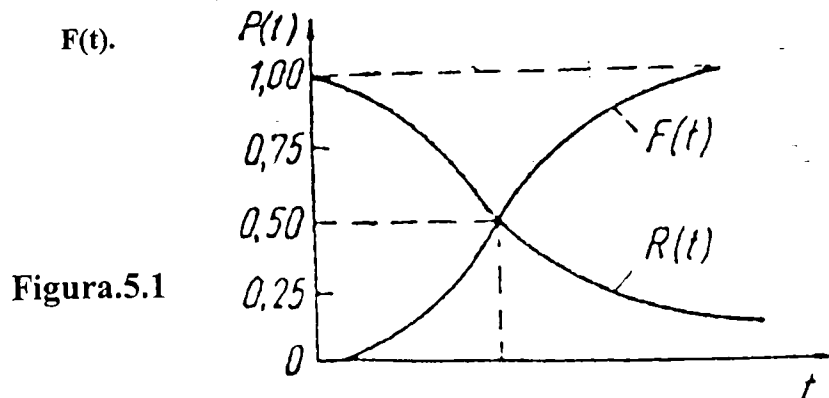


Figura.5.1

c) Funcția de frecvență sau densitatea distribuției timpului de funcționare f(t).

Funcția de frecvență f(t) exprimă frecvența relativă a defecțiunilor într-un interval elementar de timp dt:

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt} \quad (5.14)$$

Dacă notăm:

$$\Delta n(t) = n(t) - n(t + \Delta t) \quad (5.15)$$

numărul organelor de mașini care s-au defectat într-un interval de timp Δt , atunci funcția de frecvență se poate exprima cu relația (5.16) :

$$f(t) \approx \frac{\Delta n(t)}{\Delta t n_0} = \frac{n(t) - n(t + \Delta t)}{n_0} \quad (5.16)$$

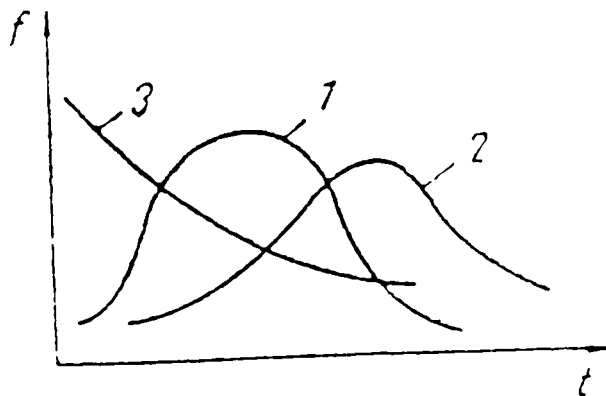


Figura 5.2

Funcția de frecvență sau densitatea distribuției timpului de bună funcționare:

- 1 - curba simetrică**
- 2 - curba asimetrică**
- 3 - funcție descrescătoare.**

Între funcția de fiabilitate, funcția de defectare și funcția de frecvență există relația:

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt \quad ; R(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt = \int_t^{\infty} f(t) dt \quad (5.17)$$

d) Rata (intensitatea) defectărilor $\lambda(t)$.

- exprimă probabilitatea cu care un organ de mașină, o cuplă de frecarea tehnologică sau transmisie mecanică, care nu s-a defectat până în momentul t, să se defecteze în unitatea de timp următoare Δt (Δt foarte mic):

$$\lambda(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{F(\Delta t)}{\Delta t} = -\frac{F'(t)}{R(t)} = -\frac{F'(t)}{1 - F(t)} = \frac{f(t)}{R(t)} \approx \frac{\Delta n(t)}{\Delta t n(t)} \quad (5.18)$$

sau:

$$R(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda dt\right] \quad (5.19)$$

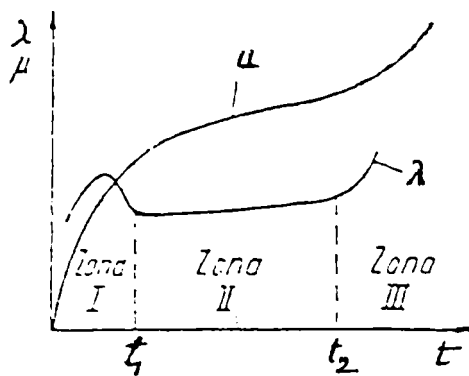


Figura.5.3 Intensitatea defectărilor λ și uzura μ

Curba "cadă de baie" are 3 zone:

Zona I cu intensitate de defectare descrescătoare. Pentru produsele noi, în special cu proiecte noi, apar defectări precoce datorită erorilor de montaj, defectelor de calitate din execuție, concepție slabă, erori ale operatorilor și de întreținere.

Corelarea acestor erori conduce la scăderea intensității de defectare. Defectările precoce se mențin dacă nu sunt efectuate corecțiile și dacă nu apare procesul de învățare prin experiența folosirii și înlocuirile se fac cu componente de slabă calitate.

În cazul sistemelor fără întreținere, componentele defectuoase cad devreme, restul având viața completă încheiată prin procesul de uzare sau oboseală

Zona I se caracterizează prin repartiții Weibull cu $\beta < 1$ sau hyper-exponențiale.

Pe curba de uzură, această perioadă se mai numește perioada de rodaj și se caracterizează prin viteze mari de uzare, astfel ca la finele ei să se formeze, atunci când parametrii de exploatare și de realizare a microgeometriei suprafețelor de frecare sunt corespunzători, o microgeometrie optimă, funcțională.

Zona II cu intensitate de defectare constantă

În sistemele cu întreținere, vârstele componentelor reînoibile devin distribuite aleatoriu datorită căderilor premature. Sistemul tinde să capete o intensitate de defectare constantă dacă defectările sunt independente. Pentru sistemele fără întreținere, modelul este dificil de susținut. Pe curba de uzare se observă o viteză de uzare minimă. Zona II se caracterizează prin repartiții Weibull având $\beta = 1$, devenind exponențial negativă. Durata acestei perioade de viață utilă depinde de nivelul de întreținere preventivă.

Zona III cu intensitate de defectare crescător.

Componenta cu durata mare de viață și cele neîntreținute se uzează și intensitatea de defectare a sistemului crește.

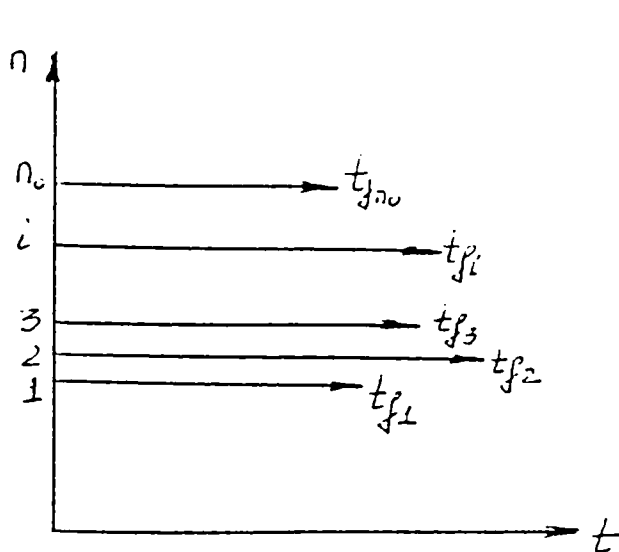
Forma curbei se modifică în funcție de politica de întreținere. Valoarea intensității de defectare din zona II este sensibilă la verificare și schimbarea preventivă a componentelor înlocuibile. La sistemele întreținute la care înlocuirile se fac numai la cădere, intensitatea de

defectare e crescută o dată cu scăderea duratei acestei faze utile și creșterea costurilor de exploatare. La stabilirea politicii de întreținere trebuie făcută distincția între defectările care apar în ciuda întreținerii și cele care pot fi prevenite prin aceasta. Defectările din prima categorie sunt aproape aleatorii având o repartiție exponențială, cele din a doua categorie au repartiții caracteristice cauzelor fizice ale defectării.

e.) **Durata medie (timpul mediu) de bună funcționare MTBF** - exprimă timpul mediu sau numărul mediu de cicluri de funcționare până la defectare, în cazul organelor de mașini nereparabile sau până la prima defectare în cazul organelor de mașini reparabile.

Reprezentarea medie a duratelor de bună funcționare pentru populația statistică ce a fost luată în considerare.

Din cele n_0 transmisii mecanice, organele de mașini, cuple de frecare etc., care alcătuiesc lotul supus experimentării, fiecare prezintă o anumită durată de funcționare t_{fi} :



$$MTBF = (1/n_0) \sum_{i=1}^{n_0} t_{fi} \quad (5.20)$$

Dacă se împarte axa timpului în intervale de timp egale cu Δt , iar în intervalul $\Delta t = (t_{i-1}, t_i)$ se defectează k_i transmis și în ultimul interval $\Delta t = (t_{b-1}, t_b)$ se defectează k_b transmis, atunci:

Figura 5.4 Histograma timpilor de funcționare

$$m = MTBF = \sum_{i=1}^b t_i k_i / \sum_{i=1}^b k_i = \sum_{i=1}^b t_i k_i / n_0 = T / n_0 \quad \text{ore} \quad (5.21)$$

Admițând funcția de frecvență sau densitatea repartiției timpului de funcționare $f(t)$ ca fiind o funcție continuă de forma relației (5.22):

$$m = MTBF = \int_0^{\infty} t f(t) dt = \int_0^{\infty} R(t) dt \quad (5.22)$$

e) **Dispersia repartiției:** - se exprimă în [ore²] sau [număr cicluri²] și reprezintă abaterea valorii timpilor de bună funcționare față de media aritmetică a acestora:

$$D_2 = \int_0^{\infty} (t - m)^2 f(t) dt \approx \frac{1}{n_i - 1} \sum_{i=1}^{n_0} (t_i - m)^2 \quad (5.23)$$

Abaterea medie pătratică ($\sigma = \sqrt{D_2}$) exprimă gradul de împrăștiere a timpilor de bună funcționare.

Cei mai utilizați parametri ai lipsei defectiunii sunt $\lambda(t)$, MTBF, $R(t)$.

Ca parametrii ai durabilității distingem:

1) durabilitatea procentuală γ = durata calendaristică de timp în care γ [%] din organele de masini de aceeași tipodimensiune și în aceleași condiții de funcționare nu s-au deteriorat;

2) durabilitatea efectivă procentuală γ_e = durata efectivă de funcționare a unui procent γ din totalul organelor de masini de aceeași tipodimensiune fără să se deterioreze.

5.3. FIABILITATEA LA RUPERE

Fiabilitatea transmisiilor prin lanțuri este influențată atât de elementele geometrice, de caracteristicile mecanice ale materialelor elementelor componente, de precizia tehnologică de execuție, cât și de condițiile de exploatare (sarcină, viteză, ungere etc.) și de mediul de funcționare (regim termic, prezența particulelor abrazive etc.)

În timpul funcționării, un lanț poate fi scos din uz ca urmare a următoarelor cauze: ruperea la oboseală a ecliselor și bolțurilor, uzarea elementelor articulațiilor și distrugerea rozelor.

Din determinările statistice a rezultat că circa 60 % din toate defectele lanțurilor apar ca urmare a unor defecțiuni de ungere, lubrifianțul nu a putut asigura o peliculă continuă în zonele de contact.

Modul de transmitere a fluxului de forță în transmisiile prin lanțuri permite considerarea lanțului ca element principal de care depinde buna funcționare a transmisiei.

Elementele componente ale lanțului (mai multe cuple de frecare funcționează în serie) transmit sarcini variabile, chiar dacă momentul de tensiune la arborele condus este constant. În timp ce elementele lanțului se găsesc pe ramura conducătoare sunt solificate de forța tangențială F_t , forța de întindere ca urmare a efectelor centrifugale F_c și ca urmare a greutateii ramurilor transmisie F_g , forța dinamică ca urmare a efectului poligonal F_d și forța statică echivalentă cauzată de șocul de angrenare F_{es} , elementele lanțului ce se găsesc pe ramura condusă sunt solificate numai de forțele F_c , F_g și F_d .

Contactul hertzian liniar dintre rolă și roata de lanț conduce la oboseala superficială atât a suprafețelor rozelor lanțurilor cât și a flancurilor roților de lanț.

În standarde , normele interne din întreprindere sau în cataloagele de produse ale producătorilor de lanțuri sunt prevăzute sarcinile de rupere ale lanțurilor, aceste sarcini se referă la solicitarea statică astfel încât pentru calculul durabilității și fiabilității trebuie luate în considerare modificările ce apar ca urmare o oboselii.

Tensiunile variabile din eclisele lanțului apar ca urmare a variației forțelor de la intrarea pe roata conducătoare până la intrarea ulterioară.

Sarcina de rupere a lanțului nou este determinată experimental și are la bază o transmisie de referință.

Exemplu pentru lanțurile cu role și zale, transmisia de referință se caracterizează prin următoarele date constructive și funcționale $z_{01} = 19$ dinți, raportul de transmitere $u_0 = 3$, distanța dintre axe $A_0 = 40 p$ (p este pasul), numărul de zale $x_0 = 100$, doi arbori, durata medie de lucru $t_{h0} = 10.000$ ore, la o creștere relativă a pasului mediu al lanțului de 3 %, funcționarea la sarcină normală, ungere optimă, exploatare fără șocuri.

Prin prelucrarea datelor experimentale privind puterile indicate în diagrama din figură în corelație cu elementele geometrice indicate prin STAS 5174-66 (pasul p , aria articulației A_a), se deduce că sarcina portantă maximă a ecliselor S_r , variază cu numărul ciclurilor de solicitare N_c pentru durata de referință ($t_{h0} = 10.000$ ore) după o curbă Wöhler.

$$S_r^m N_c = \text{const} \quad (5.25)$$

Această lege e valabilă până la o valoare limită a numărului de cicluri N_{cl} , dependent de tipodimensiunea lanțului.

Valorile exponentului m , specific curbei Wöhler, variază pentru toate lanțurile indicate în tabel între 12,2 și 12,9; se apreciază că se poate accepta pentru calculele de durabilitate a acestor lanțuri valoarea $m = 1,25$.

În tabel sunt indicate și valorile coeficienților de dependență c și k ai puterii limită transmise P_l în kW, de turația roții conducătoare m_1 în rot/ min, $P_l = k n_1^c$.

Considerând că sarcina minimă de rupere a lanțului indicată în standarde sau cataloage S_{r1} e determinată astfel încât ruperea să aibă loc pentru un singur ciclu de solicitare și că valorile sarcinii de rupere sun repartizate după o lege normală (media \bar{S}_{r1} , abaterea medie pătratică σ_{Sr} , sau coeficientul de variație c_{vSr} , se poate scrie:

$$\bar{S}_{r1} = S_{r1} + 3\sigma_{Sr} = S_{r1} + 3\bar{S}_{r1}c_{vSr} \quad (5.25)$$

⇒ capacitatea portantă la tracțiune a ecliselor lanțului se poate scrie sub forma:

$$S_r = S_{r1} / N_c^{1/m} = S_{r1} / (t_h v_l / L_l)^{1/m} = [\pi L_l / (1800 p z_1 t_h \omega_1)]^{1/m} \cdot S_{r1} \quad (5.26)$$

L_1 - lungimea lanțului [mm];

z_1 - numărul de dinți ai roții conducătoare;

t_h - durata de funcționare [h];

p - pasul lanțului [mm];

ω_1 - viteza unghiulară.

($\omega_1 = \pi n_1 / 30$ rad/s, n_1 - rot/ min)

Caracteristicile statice de capacități pentru timpul de funcționare t_h , considerând ca variabile aleatoare viteza unghiulară ω_1 (transmisie mecanică acționată de un motor cu turație variabilă pentru antrenarea unei mașini de lucru cu viteze variabile) și sarcina de rupere a lanțului pentru un singur ciclu de solicitare S_{r1} sunt:

- media

$$\bar{S}_r = [(\pi L_1 / 1800 p z_1 t_h \bar{\omega}_1)]^{1/m} \bar{S}_{r1} \quad (5.27)$$

- dispersia

$$\Delta S_r = S_r^2 (m^2 c_{v_\omega}^2 + c_v^2 S_r) \quad (5.28)$$

Parametrul statistic de siguranță la tracțiune a ecliselor lanțului e dat de relația:

$$a_t = (\bar{S}_r - \bar{F}) / (D_{S_r} + D_F)^{1/2} \quad (5.29)$$

Funcția de fiabilitate a lanțului la rupere R se calculează când se cunoaște densitatea de probabilitate a ruperii ecliselor f_{zt} :

$$R_r = 1 - \int_0^{a_t} f_{zt}(l) dt \quad (5.30)$$

În cazul unei repartiții normale, funcția de fiabilitate se definește:

$$R_r = \Phi(a_t) = \gamma_r / 100 \quad (5.31)$$

γ_r - fiabilitatea procentuală la rupere a ecliselor.

5.4. FIABILITATEA FUNCȚIONALĂ DIN PUNCTUL DE VEDERE AL UZĂRII

Prezența mișcării relative între diferitele cuple de frecare și transmiterea fluxului de forță conduc inevitabil la procese de uzare. Din punct de vedere funcțional se apreciază că un rol determinant îl deține cupla bolț-bucșă, cuplă care se poate uza prin adeziune și prin abraziune.

Grosimea stratului uzat h_{uz} în mm, într-un timp de funcționare t_h în ore, depinde de principalii parametri geometrici și de material (pasul p în mm, viteza lanțului v_l în mm/s, lungimea lanțului L_l în mm, unghiul de contact φ_0 în rad, diametrul bolțului d_3 în mm, intensitatea de uzare a bucșei la interior I_{uhbint} , a rolei la exterior I_{uhrext} și a bolțului I_{uhb}).

Intensitățile de uzare ale bucșei la interior în contact cu bolțul, rolei la exterior în contact cu roțile de lanț și bolțului pot fi efecte ale uzării prin adeziune sau/ și prin abraziune.

Pentru un anumit material, intensitatea de uzare adezivă este dependentă de presiunea nominală de contact \Rightarrow pentru rolă, bucșă și bolț devine:

$$\left. \begin{aligned} I_{uhrext} &= k_e P_{n_e}^{m_e} \\ I_{uhbint} &= k_i P_{n_i}^{m_i} \\ I_{uhb} &= k_b P_{n_b}^{m_b} \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

- constantele k_i , k_e , k_b sunt funcție de microgeometria și proprietățile mecanice ale suprafețelor;

- m_i , m_l și m_b - sunt dependente de material.

Pentru suprafețele din oțel corect rodate $m_i = m_l = m_b = 1$.

Presiunile nominale de contact se pot considera ca fiind presiuni diametrale medii, pentru contactul bolț-bucșă.

$$p_{ni} = p_{nb} = F / Aa \quad (5.33)$$

F reprezintă forța ce acționează articulația[N];

A - aria diametrală a articulației[mm²];

și presiunea hertziană pentru contactul rolă-dinte:

$$p_{ne} = 0,418 \sqrt{FE_r / (\rho_{R1,2} B_1)} \quad (5.34)$$

E_r reprezintă modulul de elasticitate redus al materialelor rolei și roții;

$\rho_{R1,2}$ - raza de curbura redusă;

B_1 - lățimea de contact a dintelui cu rola[mm].

Când există particule abrazive în imediata apropiere a transmisiei cu lanț intensitățile de uzare depind de elementele geometrice ale bolțului și de material ale particulelor.

Viteza de uzare adezivă sau abrazivă poate fi considerată ca funcție continuă de următoarele variabile aleatoare:

- forța din lanț;
- viteza lanțului când mașina de lucru necesită viteze variabile;
- elementele geometrice;
- caracteristicile mecanice ale abrazivului.

Media vitezei de uzare de tip adeziv:

$$\begin{aligned} \bar{v}_{uad} &= 1800(pz_1 / L_1)\bar{\omega}_1(p\bar{I}_{uhrext} + (\varphi_0 / \pi)d_3\bar{I}_{uhbint} + 2d_3\bar{I}_{uhb}) = \\ &= c\bar{\omega}_1(c_1\bar{F}^{m_e/2} + c_2\bar{F}^{m_i} + c_3\bar{F}^{m_b}) \end{aligned} \quad (5.35)$$

unde:

$$\left. \begin{aligned} c &= 1800pz_1 / L_1 \\ c_1 &= 0,418pk_e [E_r / (\rho_{R1,2}B_1)]^{m_e/2} \\ c_2 &= d_3\varphi_0k_i / (\pi A_a^{m_i}) \\ c_3 &= 2d_3k_b / A_a^{m_b} \end{aligned} \right\} \quad (5.36)$$

Pentru cazul $m_i = m_e = m_b = 1$, relația (5.35) devine:

$$\bar{v}_{uad} = c\bar{\omega}_1[c_1\bar{F}^{0,5} + (c_2 + c_3)\bar{F}] \quad (5.37)$$

Dispersia vitezei de uzare de tip adeziv are expresia:

$$\begin{aligned} \Delta_{vuad} &= c^2\bar{\omega}_1^2 \{ (c_1\bar{F}^{m_e/2} + c_2\bar{F}^{m_i} + c_3\bar{F}^{m_b})^2 c_{v\omega}^2 + \\ &+ [0,5c_1m_e\bar{F}^{(m_e-1)/2} + c_2m_i\bar{F}^{m_i-1} + c_3m_b\bar{F}^{m_b-1}]^2 c_{vF}^2 \bar{F}^2 \} \end{aligned} \quad (5.38)$$

unde: $C_{v\omega}$ reprezintă coeficientul de variație al vitezei unghiulare;

C_{vF} - coeficientul de variație al sarcinii din lanț.

Pentru cazul $m_i = m_e = m_b = 1$ expresia (5.38) ia forma:

$$\begin{aligned} \Delta_{vuad} &= c^2\bar{\omega}_1^2\bar{F}^2 [c_1^2\bar{F}^{-1}(c_{v\omega}^2 + 0,25c_{vF}^2) + (c_2 + c_3)^2(c_{v\omega}^2 + c_{vF}^2) + \\ &+ c_1(c_2 + c_3)(2c_{v\omega}^2 + c_{vF}^2)\bar{F}^{-0,5}] \end{aligned} \quad (5.39)$$

În cazul existenței particulelor abrazive, caracteristicile statice ale vitezei de uzare sunt: - media: $\bar{v}_{uab} = c\bar{\omega}_1(c'_1\bar{A} + c'_2\bar{A} + c'_3\bar{A}) = c'\bar{\omega}_1\bar{A}$ (5.40)

cu constantele suplimentare:

$$\left. \begin{aligned} c'_1 &= 6,8k_{r1,2} / M_{r-d} \\ c'_2 &= 6,8\varphi_0 d_3 k_{bi} / (\pi M_{b\text{int}-b}) \\ c'_3 &= 13,6dk_b / M_{b-b\text{int}} \\ c' &= c(c'_1 + c'_2 + c'_3) \end{aligned} \right\} \quad (5.41)$$

Dispersia $\Delta v_{uab} = \bar{v}_{uab}^{-2} (c_{v\omega}^2 + c_{vA}^2)$ (5.42)

C_{vA} - coeficient de variație global al abrazivului

$$c_{vA}^2 = (4/9)c_{v\epsilon}^2 + (1/4)c_{vr}^2 + (25/4)c_{v\sigma}^2 \quad (5.43)$$

$C_{v\epsilon}, C_{vr}$ - coeficientul de variație al concentrației și al razei abrazivului;

$C_{v\sigma}$ - coeficientul de variație al rezistenței de rupere a particulei abrazive

$$\left. \begin{aligned} \bar{h}_{uz} &= \bar{v}_u t_h \\ \Delta h_{uz} &= \bar{v}_u t_h^{-2} c_{vvh}^2 \end{aligned} \right\} \quad (5.44)$$

Parametrul statistic de siguranță al lanțului de uzare va fi:

$$a_{uz} = (h_{u\text{lim}} - \bar{h}_{uz}) / \sqrt{\Delta h_{uz}} = (h_{u\text{lim}} - \bar{v}_u t_h) / (\bar{v}_u t_h c_{vvh}) \quad (5.45)$$

$h_{u\text{lim}}$ este grosimea limită a stratului uzat:

$$h_{u\text{lim}} = 0,03p \quad (5.46)$$

Funcția de fiabilitate din punct de vedere al uzării are forma:

$$R_{uz} = 1 - \int_0^{t_{uz}} f_{zuz}(t) dt \quad (5.47)$$

f_{zuz} reprezintă densitatea de probabilitate a variației vitezei de uzare.

Rezultatele experimentale dovedesc că viteza de uzare atât de tip adeziv cât și abraziv e repartizată în cazul lanțurilor după o lege normală Gauss \Rightarrow funcția de fiabilitate devine:

$$R_{uz} = \Phi(a_{uz}) = \gamma_{uz} / 100 \quad (5.48)$$

γ_{uz} - fiabilitatea procentuală.

Se apreciază că fiabilitatea funcțională a lanțului la uzare este:

- ridicată atunci când $\gamma_{uz} \geq 99\%$ ($a_{uz} \geq 2,35$)
- medie atunci când $\gamma_{uz} = 90 \dots 99\%$ ($a_{uz} = 1,30 \dots 2,35$)
- scăzută atunci când $\gamma_{uz} = 80 \dots 90\%$ ($a_{uz} < 1,30$)

5.5. ÎNCERCĂRI ACCELERATE ȘI FORȚATE DE EVALUARE A FIABILITĂȚII TRANSMISIILOR MECANICE

Determinarea durabilității și indicatorilor de fiabilitate ai transmisiilor mecanice, în condiții normale de funcționare presupune o durată mare de experimentare.

Încercările accelerate de fiabilitate sunt definite conform STAS 8174-77 ca "încercări efectuate în alte condiții de solicitare decât cele indicate în specificații, având drept rezultat scurtarea perioadei de încercare, păstrându-se același mod sau mecanism de defectare și aceeași structură a defectelor."

Organele de mașini componente ale transmisiilor mecanice au ca mecanism de defectare, fie ruperea ca urmare a oboselii sau solicitării statice maxime, fie uzarea adezivă, abrazivă, corozivă, oboseala superficială etc. Efectele acestor defectări sunt sesizate de scoaterea din funcțiune a transmisiilor sau de funcționarea incorectă a mașinilor pe care le deserveșc (cupla tehnologică a unei mașini agricole sau de construcții etc.).

Din punct de vedere al fiabilității funcționale a transmisiilor mecanice se disting două cazuri:

- fiabilitatea fiecărui component al transmisiei;
- fiabilitatea transmisiei în ansamblu, punând accent, în acest caz, pe identificarea componentelor celor mai puțin fiabile.

Încercările privind siguranța în funcționare (fiabilitatea funcțională) a diferitelor organe de mașini au ca scop determinarea timpilor de bună funcționare până la prima defectare și între două defecțiuni succesive. În același timp se are în vedere determinarea capacității portante medii, explicitate prin: tensiunea limită de rupere la oboseală, viteza de uzare, grosimea peliculei de lubrifianț, coeficientul de patinare etc. Evaluarea experimentală a acestor mărimi se poate face pe standarduri speciale, construite în acest scop, sau direct pe transmisii mecanice. Deoarece costul transmisiilor este destul de ridicat și interacțiunea diferiților parametri asupra funcționării nu permite sesizarea efectelor individuale ale parametrilor asupra capacității portante, tendința pe plan mondial este de utilizare, pentru încercări, a standardelor speciale.

Încercările se pot realiza prin mărirea frecvenței ciclurilor de încărcare (încărcări accelerate), prin mărirea încărcărilor specifice (încărcări forțate) și combinat accelerat-forțat.

Alegerea unui tip sau altul de încercări se face în funcție de specificul organului de mașină și de cauza scoaterii sale din funcțiune, atunci când se urmărește fiabilitatea componentului respectiv, și de complexitatea transmisiei mecanice, când se urmărește fiabilitatea transmisiei ca ansamblu.

Determinarea încărcării specifice (presiune de contact medie, presiune hertziană, viteză maximă, intensitate sau viteză de uzare etc.) se poate face prin variația continuă în timp sau prin variația în trepte.

Când se urmărește durabilitatea la o sarcină exterioară aleatoare trebuie urmăriți parametrii principali funcționali ai organului de mașină respectiv (aparitia zgomotului, vibrațiilor, modificarea regimului termic, sarcinilor dinamice etc.) sau ai transmisiei mecanice.

Indiferent de tipul încercării, pentru desfășurarea experimentărilor trebuie avute în vedere:

a) stabilirea unui număr n de organe de mașini, de același fel și geometric, care vor fi încercate în vederea determinării capacității portante;

b) stabilirea unui număr n_1 de organe de mașini de rezervă, care îndeplinește condiția $n_1 \leq n$.

c) cunoașterea tehnologiei de experimentare, pe baza unui plan tehnic minuțios conceput;

d) notarea, prelucrarea și înregistrarea rezultatelor experimentale într-o fișă tip;

e) standuri de probă, aparatură de măsură, materiale auxiliare, personal specializat în vederea încercărilor.

Testul "n DIN n"

- se supun încercărilor n organe de mașini de același fel și geometrie testarea considerându-se terminată atunci când toate cele n piese s-au deteriorat. Testul este neeconomicos pentru piesele scumpe și cu durată mare de viață. Încercările celor n piese se fac simultan sau succesiv dacă condițiile "îmbătrânirii naturale" nu sunt semnificative pentru capacitatea portantă.

Testul "r din n"

- constă în supunerea simultană la încercări a celor n piese și întreruperea încercărilor atunci când un număr r , dinainte stabilit ($1 \leq r < n$) s-au deteriorat.

Testul "TIMP DE ÎNCERCARE FIXAT" sau "TRUNCHIAT"

- se supun încercării un număr de n piese și se fixează o durată de funcționare t_0 (temporală sau număr de cicluri). Numărul pieselor deteriorate în această durată e aleator.

Testul "MULTICENZURAT"

- se supun încercării simultane un număr n de piese. După prima deteriorare (momentul t_1), experimentatorul extrage din cele $n-1$ piese rămase pentru testare, un număr n_1 de piese, restul fiind încercate până are loc următoarea deteriorare (momentul t_2). În această situație se mai îndepărtează un eșantion de volum n din cel $n - n_1 - 2$ piese ce nu au căzut. Testarea continuă până în momentul deteriorării de rang r dinainte stabilit.

5.6. TESTE GRAFICE PENTRU DETERMINAREA FIABILITĂȚII

Metodele grafice pentru determinarea fiabilității permit să se facă o interferență privind modelul statistic cel mai adecvat, o estimare a parametrilor modelului și eliminarea eventualelor valori aberante din țirul datelor experimentale.

Modul de construire a rețelelor probabilistice se bazează pe liniarizarea funcției de repartiție a modelului presupus adecvat datelor experimentale.

a) Reteaua probabilistică pentru repartiția normală

- are pe axa absciselor o scară liniară cu repere echidistante, de regulă din mm în mm iar pe axa ordonatelor o scară logaritmică care să corespundă funcției de repartiție normală standard.

Estimările punctuale ale funcției de repartiție a durabilității se fac pe baza rezultatelor experimentale t_1, t_2, \dots, t_n și ordonate crescător în această ordine ($t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_n$)

Alegerea scării de reprezentare a durabilității pe abscisă (k_t) se stabilește pe baza raportului $L/(t_n - t_1)$ unde L este lungimea utilizabilă a abscisei în mm. Se recomandă ca valoarea k_t să fie cel mai apropiat număr natural al raportului $L/(t_n - t_1)$. Valoarea oricărei diviziuni a abscisei se recomandă să fie $1 \cdot 10^k, 2 \cdot 10^k$, sau $5 \cdot 10^k$ unități ale duratei de funcționare (timp în ore sau număr de cicluri), k putând să fie oricare număr întreg pozitiv, negativ sau zero.

Pe ordonată se trec estimările punctuale ale funcției de repartiție a durabilității calculate cu relația:

$$F_i = 100(i - 0,5) / n \quad [\%] \quad (5.49)$$

începând cu $i = 1$ și terminând cu $i = n$.

Alegerea scării de reprezentare pe ordonată are în vedere ca pe lungimea de hârtie utilizabilă H să fie reprezentată valoarea minimă $F_{\min} = 0,001$ și $F_{\max} = 0,99$ valori care corespund prin funcția Laplace, argumentele $u_{\min} = -3,09$ și $u_{\max} = +3,09$. \Rightarrow Scara ordonatei se adoptă ca număr natural cel mai apropiat de raportul $H/6,18$. Pasul scării pe ordonată d_F se determină cu relația $d_F = k_u u_p$ (u_p - argumentul funcției Laplace).

Media timpului de bună funcționare \bar{t} se determină direct din diagramă, la intersecția drepte care unește punctele experimentale cu orizontala $F = 50 \%$, pentru exemplul luat $\bar{t} = 2700$ ore. Abaterea medie pătratică se determină din diagramă, pe baza abscisei corespunzătoare ordonatei $F = 84,1 \%$ ($u_p = 1$, $S = t_{84,1} - \bar{t}$) sau $S = (t_{84} - t_{16})/2$.

b) Rețele probabiliste pentru repartiția Weibull

- au pe axa absciselor și ordonatelor scări logaritmice.

Rețeaua Allan Plait

Graficul se construiește pornind de la funcția de fiabilitate

$$R(x) = \exp\left[-\frac{(x - \gamma)^k}{\theta}\right] \quad (5.50)$$

k reprezintă parametru de formă

θ - parametru de scară

γ - parametru de localizare

X - timpul t sau numărul de cicluri de solicitare N .

- pe axa absciselor A se notează valoarea în procente X ;
- pe axa a se notează valoarea $\ln X$;
- pe axa ordonatelor B se notează valoarea $F(X)$ în procente;
- pe axa b valoarea $\ln \{-\ln [1-F(X)]\}$.

Etapele de lucru în utilizarea rețelei Allan Plait sunt:

- ordonarea crescătoare a șirului de date experimentale $X_1 \leq X_2 \leq \dots \leq X_n$; se alocă valorii maxime 100 %;
- calculul funcției cumulate de defectare pentru fiecare din cele n date experimentale

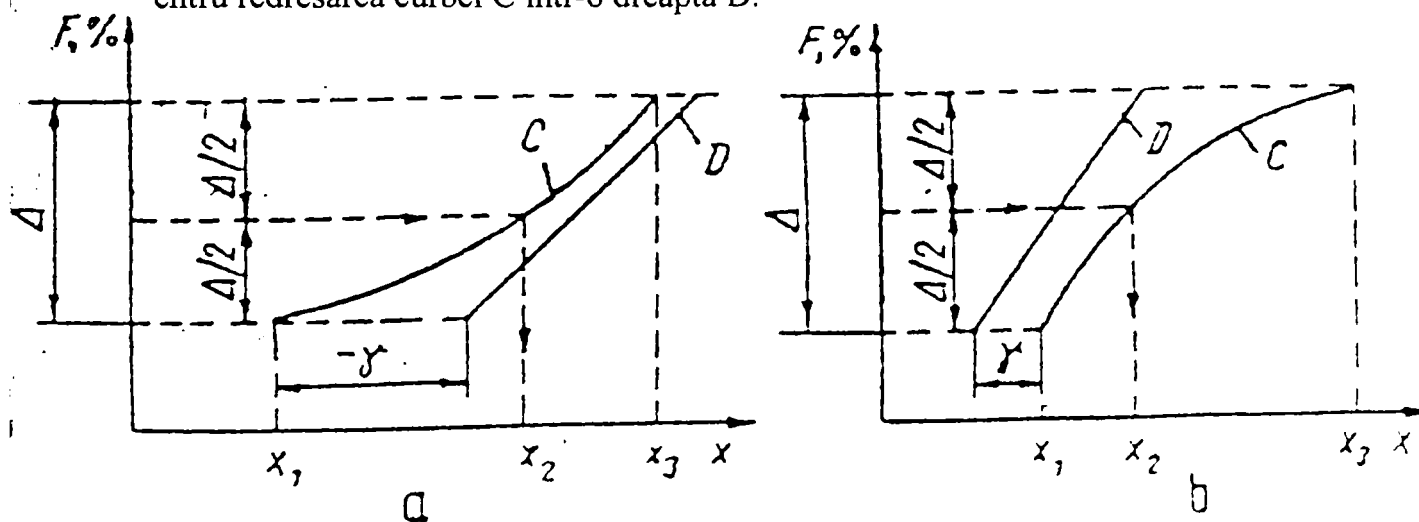
$$F_i = 100 \cdot [(i - 0,5) / n] \quad (5.51)$$

sau:
$$F_i = 100i / (n + 1) \quad (5.52)$$

- reprezentarea pe grafic a punctelor de coordonate (X_i, F_i) ;
- se trasează o linie D, printre punctele obținute;
- estimarea parametrului θ se realizează prin intersecția dreptei experimentale D cu ordonata 63,3, valorile fiind citite pe scara A;
- estimarea parametrului k se obține ducând o paralelă D prin punctul de coordonate $(1; 63,3)$, la dreapta experimentală până la linia valorilor k (linia k).

Dacă punctul de coordonate (X_i, F_i) sunt situate pe o dreaptă atunci $\gamma = 0$. Dacă punctele nu pot fi înscrise pe o dreaptă:

- ⇒
- 1) modelul statistic nu e Weibull;
 - 2) modelul statistic este Weibull dar "mască" în sensul că trebuie estimat γ ⇒ translatarea curbei spre stânga sau spre dreapta se face prin tatonări, cu aceeași constantă γ entru redresarea curbei C într-o dreaptă D.



a) convexitate spre dreapta

b) convexitate spre stânga

Figura.5.5 "Redresarea" curbei C într-o dreaptă D

Forma din figura.5.5 a e specifică fazei de rodaj iar cea din figura.5.5 b transmisiilor uzate. Fiabilitatea funcțională a organelor de mașini cu mișcare relativă au alura din figura. b.

După efectuarea operației de translatare a curbei se poate citi valoarea lui γ direct pe grafic. Valoarea acestui parametru se poate estima și printr-o formulă de interpolare,

$$\gamma = (x_2^2 - x_1 x_3) / [2x_2 - (x_1 + x_3)] \quad (5.53)$$

X_1, X_2 - abscisele extremelor curbei;

X_3 - abscisa punctului media al frecvențelor relative cumulate.

Sensul fizic al semnului parametrului de locație γ este:

$\gamma > 0$, nu pot apărea defectări până la timpul $t = \gamma$.

$\gamma < 0$, procesul de defectare începe înaintea funcționării propriu-zise, dezvăluind defecțiuni de fabricație și montaj.

5.7. PROCESUL DE DEFECTARE

Neconformanța = o abatere a unei caracteristici de calitate de la nivelul dorit, sau stare care apare cu o severitate suficientă ca produsul sau serviciul asociat să nu îndeplinească cerința unei specificații.

Defect = o abatere a unei caracteristici de calitate de la nivelul dorit, sau stare care apare cu o severitate suficientă ca produsul sau serviciul asociat să nu îndeplinească cerințele de utilizare dorite, normale sau rațional previzibile.

În cazul sistemelor mecanice, energia se înmagazinează de regulă sub formă de deformații și/ sau căldură. Trebuie presupus însă că există un timp limită necesar transformării energiei dintr-o formă în alta.

În cazul obiectelor reale, datorită neomogenității lor inerente, se poate considera că acestea sunt formate din asamblarea unor mici obiecte perfecte (verigi) având caracteristici diferite. Rezistența (sarcina) critică a unui obiect real este dat de veriga sa cea mai slabă. Pentru sarcinile aplicate pe perioade extrem de lungi se pot defini două rezistențe:

a) Sarcina pe care un obiect o poate suporta pe o perioadă de timp infinită fără modificare sau deteriorare. Aceasta este rezistența efectivă reală și e egală cu rezistența verigii celei mai slabe din obiect.

b) Sarcina pe care un obiect o poate suporta pe o perioadă de timp infinită cu modificări, dar fără defectare. Aceasta este rezistența limită reală egală cu rezistența unei verigi slabe intermediare, rezistență care este mai mare decât sarcina aplicată pe verigile rămase.

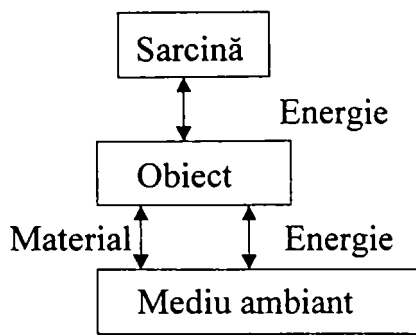


Figura. 5.6. Reprezentarea unui obiect supus unei sarcini

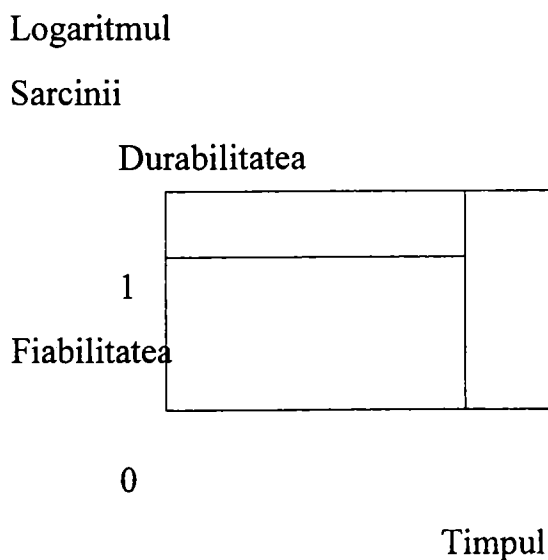
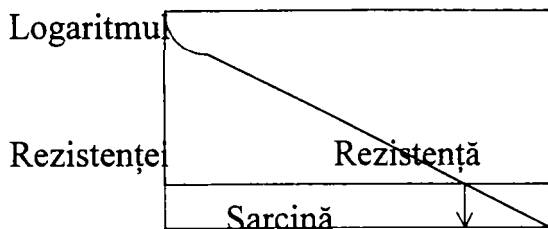
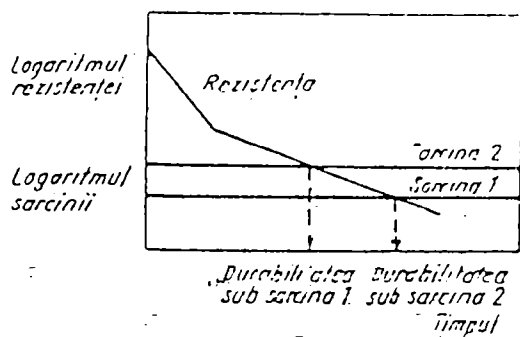


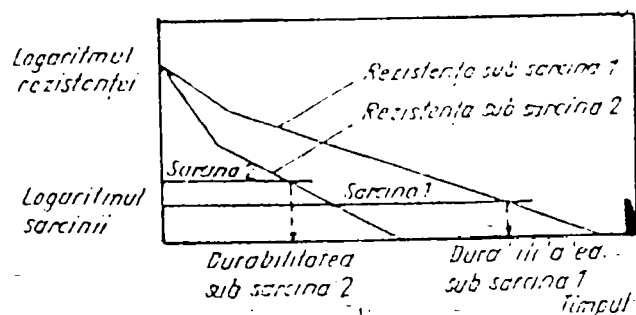
Figura. 5.7 Durata de funcționare corectă (durata de viață)



a) rezistența independentă de sarcină

Din punct de vedere fiabilistic, rezistența unui obiect real va fi mai mare decât sarcina numai o perioadă de timp, datorită scăderii rezistenței prin procesul de deteriorare. În momentul în care rezistența scade la valoarea sarcinii obiectul se defectează, fiabilitatea devenind nulă, durata de viață (durabilitatea) încheindu-se.

Graficul duratei de viață poate însă căpăta aluri diferite, dacă se ia în considerare efectul mediului ambiant, care nu poate fi evitat.

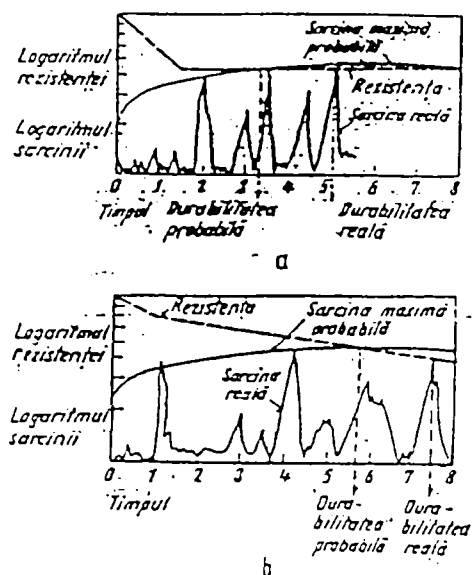


b rezistența în funcție de sarcină

Figura. 5.8

Procesul de defectare e mai complex datorită faptului că sarcinile aplicate nu sunt constante ci variabile.

Cazul sarcinilor ciclice se poate deduce a o simplificare a cazului sarcinilor variabile prezentat schematic în graficele din figura 5.9 :



Durata funcționării corecte la sarcini variabile:

- a) - cazul rezistivității constante
- b) cazul scăderii rezistenței în timp

Figura.5.9

Nu este posibil să se descrie fiabilitatea unui obiect real, în speță a unei transmisii mecanice, supus unei sarcini și într-un mediu ambiant, fără a lua în considerare timpul, în special durabilitatea.

- Dacă într-un obiect (sistem) există sau apare o sursă de deteriorare reducerea sarcinii conduce la creșterea durabilității.

- Fiabilitatea nu este proprietatea unui obiect, ci a sistemului complex format din obiect-mediu-sarcină.

- există 3 căi principale ale creșterii durabilității unui obiect (transmisii mecanice), creșterea rezistenței, reducerea sarcinii aplicate, reducerea vitezei de defectare.

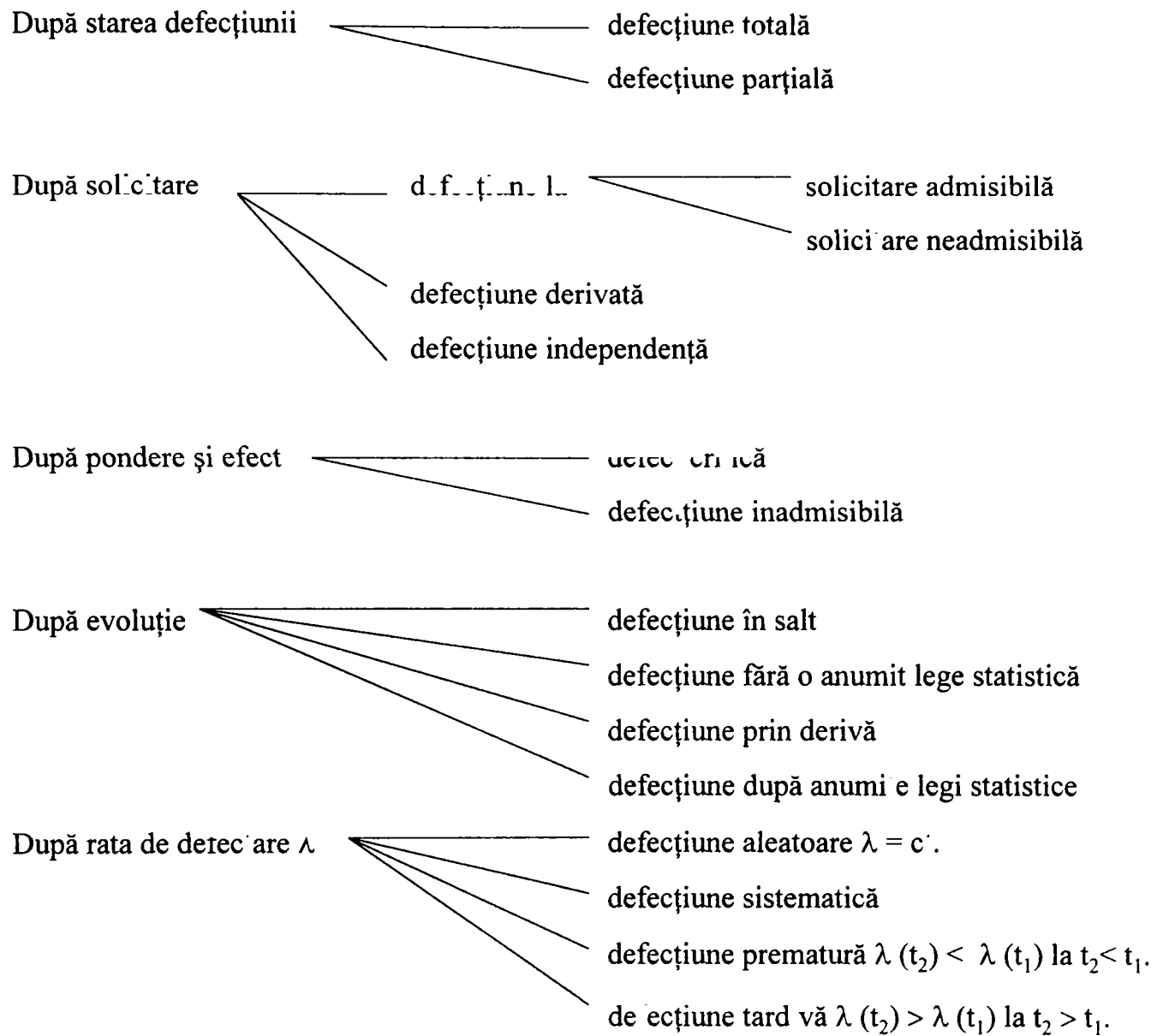
Criterii de clasificare a defecțiunilor elementelor și sistemelor:

<u>Criterii de clasificare:</u>	<u>Defecțiunea:</u>
1. Modul de depistare	vizibilă, ascunsă
2. Mijlocul de eliminare a defecțiunilor	Prin schimbarea piesei defecte; prin reglare; nereparabil
3. Consecințe	Datorită utilizării necorespunzătoare inerentă; datorită uzurii critice, majore, minore. Dependentă; independentă
4. Gradul de dependență a defecțiunilor	Eliminabilă, neeliminabilă
5. Posibilitatea eliminării cauzei defecțiunii	simplă; complexă
6. Complexitatea intervenției pentru	

eliminarea defecțiunilor	brusc; progresivă
7. Viteza de apariție	unică; sistematică
8. Frecvența apariției defecțiunilor	totală; parțială
9. Nivelul de defectare	primară; secundară
10. Ordinea de apariție	

Tabelul 5.1 Clasificarea defecțiunilor după consecințele acestora

Implicațiile defectării	Clasa			
	Critic	Major	Minor A	Minor B
1. Accidentări grave	Probabil	Posibil	Nu este cazul	
		Sigur	Probabil	Nu
2. Defecte de funcționare	Defectare brutală impreviz	Defectare progresiv previz	Reduce posibil de utilizare	Reduce comodit utilizării
3. Funcționare sub parametrii		Sigur	Probabil	Nu
4. Funcționare intermitentă greu de diagnosticat pe teren	Sigur	Probabil	Nu este cazul	
5. Reparabilitate pe teren	Puțin	probabil,	Posibil oricum dificil	
6. Intervenție suplimentară scăderea duratei de viață	Sigur	Probabil	Posibil în timp	
7. Efort suplimentar de instalare	Nu neapărat	Creștere maj	Creștere minoră	Posibil să nu fie
8. Aspect, finisare	Defecte ascunse	vizibile sau	Benefic. Obs. Defectele	Benefic. Poate să nu obs. Defectele

Tabelul 5.2**Clasificarea defecțiunilor condiționate de procesul de uzare**

5.7.1. DEFECTIUNI GENERATE DE CONCEPTIA CONSTRUCTIVĂ, DE CONCEPTIA TEHNOLOGICĂ ȘI DE EXECUȚIE

Defecțiunile de proiectare și tehnologice sunt defecțiuni premature și apar accidental cu scoaterea din funcțiune a transmisiilor mecanice. Aceste defecțiuni au la bază în special, ruperea unor organe de mașini componente la sarcini nominale de lucru și pentru un timp foarte scurt de funcționare, gripare termică sau atermică, printr-o alegere necorespunzătoare a cuplului de materiale și corelația cu lubrifianțul și sistemul de ungere.

O altă categorie importantă de defecțiuni e generată de subevaluarea sarcinilor și condițiilor de mediu ambiant, ca și de utilizarea unor metode empirice sau neadecvate de

dimensionare. Alegerea unei soluții constructive neadecvate sau a unei scheme cinematice insuficient studiate poate compromite, încă din faza de temă sau proiect tehnic fiabilitatea oricărui sistem. Cu consecințe asupra disponibilității se încadrează proiectarea transmisiilor mecanice la care este neglijat accesul ușor pentru întreținere, inspecție și reparare, în special pentru elementele vitale ale sistemului.

Proiectarea necorespunzătoare a sistemului de etanșare a transmisiilor mecanice care lucrează în medii abrazive conduce la defecțiuni cauzate de prezența particulelor abrazive sau de infestarea lubrifiantului cu apă și scăderea implicită a portanței.

Totodată, transmisiile mecanice care deservește instalații și utilaje cu creșteri rapide și neprevăzute de mai ale sarcinilor exterioare trebuie prevăzute, încă din proiectare, cu dispozitive de siguranță (cuplaje, limitatoare de moment, rigide sau elastice, transmisii prin fricțiune etc.)

Când funcționarea utilajelor și instalațiilor este limitată de sensul mișcării, transmisia mecanică de antrenare trebuie să rezolve și să asigure pe toată durata de lucru această funcțiune.

Funcționarea utilajelor și a instalațiilor, într-o gamă de viteze cu turații impune ca transmisia mecanică să permită realizarea acestei game și în plus să fie prevăzută cu dispozitive care la depășirea fie a limitei superioare, fie a limitei inferioare, să întrerupă funcționarea sau să comande o instalație de automatizare și reglare pentru uniformizarea mișcării.

Proiectarea și realizarea rațională a transmisiei mecanice cu transmiterea fluxului de forță prin frecare (transmis prin curele etc.) impun soluții care să evite încărcarea inutilă a contactului cuplei de lucru, mai ales atunci când sarcina exterioară e semnificativ mai mică decât sarcina introdusă de sistemul de încărcare (întinderea curelelor, dispoz. de încărcare etc.).

Defecțiunile tehnologice apar în special ca urmare a modificărilor constituenților structurali ai materialelor utilizate (macro sau microstructură) în raport cu specificațiile prescrise. Controlul riguros al materialelor și luarea măsurilor organizatorice și tehnologice de încadrare în specificațiile tehnice constituie factori de creștere a fiabilității. Complexitatea sistemelor, mașinilor, dispozitivelor, sculelor și verificatoarelor, în corelație cu calificarea personalului, conduce la erori care devin tot atâtea surse de defecțiuni (neconformante).

Ca urmare a prelucrărilor mecanice necorespunzătoare a suprafețelor de lucru (modificarea fibrajului la prelucrarea la cald, prelucrarea prin așchiere cu regim forțat de lucru) scade capacitatea portantă în special la oboseală de contact. Prezența rugozităților și

ondulațiilor cu geometrii necorespunzătoare de suprafață active ale cuplelor de frecare conduce atât la micșorarea capacității portante cât și la mărirea nivelului de zgomot și vibrații.

Calitatea montajului introduce un factor perturbator asupra fiabilității, în special prin jocurile sau strângerile exagerate.

Tehnologiile de control (de recepție de la subfurnizori, pe parcurs și final) pot în mare măsură să prevină livrarea de transmisii necorespunzătoare. Eficiența controlului de calitate e însă influențată de capabilitatea tehnologiei de fabricație. Din acest punct de vedere, tehnologicitatea și controlabilitatea proiectului sunt factori decisivi.

5.7.2. DEFECTIUNI CAUZATE DE UZARE

În procesul funcționării, transmiterea fluxului de forță pentru anumite regimuri cinematice ale transmisiei mecanice implică existența unei viteze relative între diferite elemente ale transmisiei și a unor forțe normale și tangențiale.

Multitudinea parametrilor, cu interacțiune reciprocă, din zona de contact a cuplelor din transmisia mecanică face ca procesul de frecare și uzare să fie absolut prezent.

Frecarea, evaluată prin coeficienți de frecare poate fi utilă - cazul ambreiajelor cu fricțiune, variatoarelor cu contacte hertziene, transmisiilor prin curele, sau dăunătoare - cazul lagărelor cu alunecare sau cu rostogolire, angrenajelor cu roți dințate, transmisiilor cu lanț, etanșărilor cu contact etc.

Uzarea și, implicit, principalul ei efect uzura este întotdeauna dăunătoare conducând, mai repede sau mai lent, la scoaterea din funcțiune a elementelor cu mișcare relativă din transmisia mecanică.

Defecțiunile condiționate de procesul de uzare pot apărea ca urmare a:

- soluțiilor constructive - alegerea necorespunzătoare a cuplului de material, a lubrifiantului, alegerea necorespunzătoare a formei cuplei (macro și microgeometrice);
- proceselor tehnologice - fabricația, montajul, ajustarea și reglarea elementelor cuplelor de frecare;
- condițiilor de exploatare - abateri de la regimul de lucru (sarcini, viteze), calitatea mediului de funcționare (temperatură, particule abrazive, etc.);
- calității întreținerii - nerespectarea duratei de schimb a lubrifiantilor, timpului și lubrifiantului de reungere.

Mecanismul formării particulei de uzură este foarte complex și depinde de mulți factori, unii cu caracter contradictoriu, în funcție de condițiile de exploatare (sarcină, viteză, lubrifiant, temperatură etc.). Ca atare apariția individuală a unei particule de uzură și implicit a unei surse elementare de defectare sunt de natură aleatorie. În schimb, procesul de uzură în ansamblul său se consideră determinist la nivelul unei cuple și în prezența unor condiții de exploatare cunoscute (sarcina, viteza ca mărimi vectoriale, lubrifiantul cu proprietățile sale fizico-chimice și funcționale, temperatura etc.).

Efectele negative ale uzării se pun în evidență prin: scăderea randamentului transmisiei, consumul de lubrifiant, creșterea nivelului de zgomot și vibrații, modificarea raportului de transmitere, modificarea regimului termic și în final deteriorarea principalelor elemente ale transmisiei fără posibilitatea de reparare (blocări ca urmare a modificărilor secțiunilor periculoase și creșterii sarcinilor dinamice).

Dacă transmisia mecanică acționează utilaje sau mașini cu funcția esențială de asigurare a unei precizii cinematice (mașini-unelte, manipolatoare, roboți industriali, poduri rulante, atunci modificarea dimensiunilor de lucru ale transmisiei datorată uzurii implică funcționarea incorectă a utilajelor sau mașinilor și transmisia se consideră defectă.

În afara criteriului tehnic și tehnologic, la aprecierea stării limită de funcționare a transmisiilor mecanice și a componentelor acestora se aplică și criteriile economice și de siguranță. Criteriul economic are în vedere faptul că între uzură și cost există anumite legături ce se manifestă prin scăderea randamentului, creșterea consumului de lubrifiant în special ca urmare a degradării mecanice și a pierderilor prin etanșări. Sunt situații când o transmisie sau un component al acesteia se consideră necorespunzător deci defectă sub aspect funcțional, pentru motive economice, deși din punct de vedere tehnic nu s-a atins încă nivelul limită de uzare.

Criteriul de siguranță se aplică în special pentru organele de mașini care echipează transmisii cu implicații deosebite pentru securitatea oamenilor (domeniul construcțiilor aerospațiale, nucleare, instalațiilor chimice cu medii toxice etc.).

Un parametru important al calculului durabilității cuplelor de frecare este valoarea limită a grosimii stratului uzat sau a altui parametru care limitează funcționarea (nivelul de vibrație și zgomot, jocul maxim, temperatura de lucru maximă, randamentul minim, alungirea maximă etc.).

Modul de scoatere din funcțiune a unui organ de mașină depinde atât de caracteristicile geometrice și de material ale lui, cât și de condițiile de exploatare (sarcină, lubrifiantul, viteza, etc.).

Principalele cauze și forme de deteriorare a organelor de mașini cu mișcare relativă

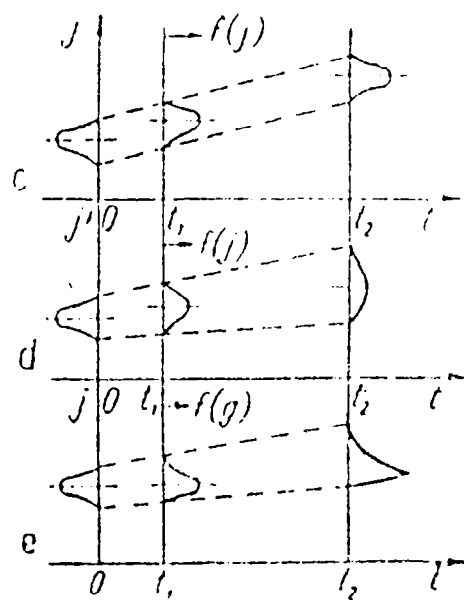
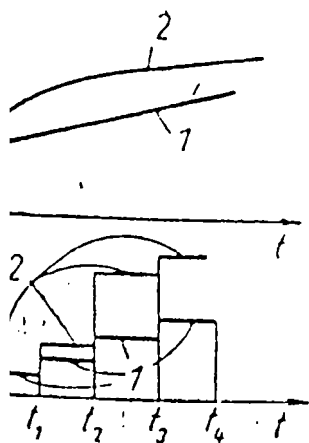
Se poate considera că durabilitatea unui organ de mașină cu mișcare relativă e condiționată în principal de viteza de uzare și de nivelul limită al uzurii.

Dacă se consideră jocul j dintre două elemente ale cuplei de frecare ca fiind parametrul de care depinde buna funcționare și $f(j)$ densitatea de probabilitate sau frecvență apariției acestui joc, atunci în timpul funcționării pot exista următoarele situații:

- jocul mediu j crește continuu linear sau nelinier (figura. 5.10 curba 1 respectiv 2);
- jocul crește discret, în trepte egale sau inegale (figura.5.10 b curba 1 respectiv 2);
- densitatea de probabilitate a jocului își păstrează legea de variație constantă pe toată durata de funcționare(figura.5.10 c);
- densitatea de probabilitate a jocului își păstrează legea de variație însă se modifică parametrii legii (figura. 5.10 d);
- densitatea de probabilitate a jocului își modifică atât legea de variație cât și parametrii legii (figura.5.10 e).

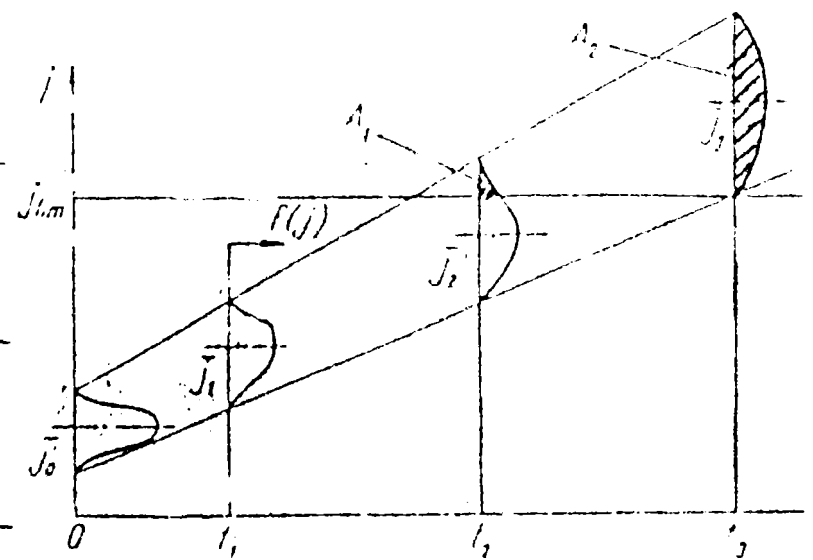
Se observă din analiza figurii 5.11 că există joc inițial j_0 care provine din execuție și proiectare și care se modifică în timpul funcționării.

Atâta timp cât jocul este sub o valoare limită j_{lim} cupla funcționează corect. Deteriorarea e proporțională cu aria hașurată situată sub curba $f(j)$ vezi figura. 5.11.



Jocuri aparute in timpul functionarii

Figura.5.10

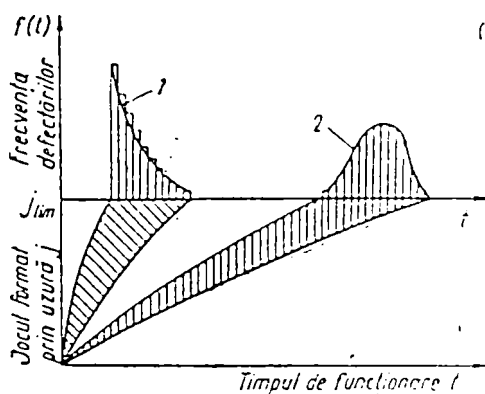


Variația jocului în timpul funcționării și limitarea funcționării cuplei

Figura. 5.11

Dupa cum se observa din figura 5.11 corespunzător timpului de funcționare $t = t_2$ ca urmare a creșterii jocului dintre elementele cuplei, vor fi scoase din funcțiune un număr de cuple proporționale cu aria A_1 , iar pentru $t = t_3$ vor fi scoase din funcțiune toate cuplele.

Un aspect important pentru durabilitatea unui organ de mașină cu mișcare relativă este acela că defectările cauzate de procesul de uzare sunt semnificativ influențate de condițiile de exploatare. În figura 5.12 se prezintă evoluția uzurii și a legii de repartiție a defectelor unui lagăr cu alunecare în regim limită și mixt de ungere, pentru doi lubrifianți, esențial diferiți.



Se constată că lubrifianțul necorespunzător din punct de vedere al durabilității și că se schimbă și legea de repartiție a defectărilor (exponențială pentru lubrifianțul 1 și normală pentru lubrifianțul 2).

Dacă condițiile de funcționare ale aceleiași cuple de frecare conduc la o familie de curbe - grosimea stratului uzat h_z sau jocul dintre elemente j în funcție de timp (figura 5.13) atunci în punctul de vedere al durabilității se pot analiza 2 cazuri:

Figura. 5.12 Variația jocului unui lagăr cu alunecare pentru doi lubrifianți:

1 - necorespunzător;

2 - bun.

- densitatea de repartiție a defectărilor $f(h_z)$ sau $f(j)$ pentru o anumită perioadă de funcționare;

- densitatea de repartiție a defectărilor $f(t)$ până la atingerea unui nivel de uzare admisibil (h_{zlim} sau j_{lim}).

Suprafața hașurată din figura 5.13.a indică probabilitatea de existență a unor cuple de frecare din transmisia mecanică care vor atinge starea limită de uzare și vor funcționa un timp mai mare de t_1 .

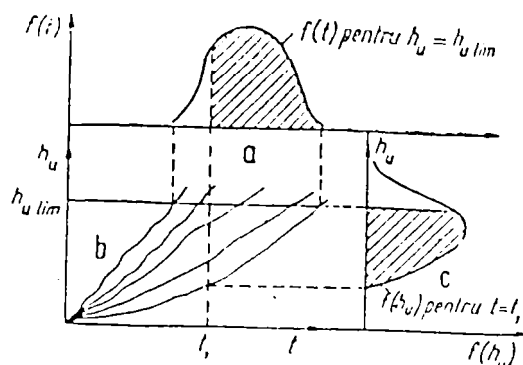


Figura.5.13 . Evoluția legii de repartiție a defecțiunilor cu condiția de funcționare

Suprafața hașurată din figura.5.13 c exprimă probabilitatea de existență a unor cuple de frecare din transmisia mecanică care vor funcționa timpul t_1 fără să atingă starea limită de uzare h_z .

Curbele de uzură din figura. 5.13b se pot liniariza utilizând metode matematice adecvate astfel încât să se determine apoi prin calculul durabilității și fiabilității organelor de mașini componente ale diferitelor transmisii mecanice.

5.7.3. DEFECȚIUNI CAUZATE DE DEFORMAȚII ȘI ȘOCURI

Solicitările organelor de mașini nu depășesc, în cele mai numeroase cazuri, starea elastică de deformație a macrogeometriilor. Deși aceste deformații sunt mici, prezența lor implică funcționarea corectă a altor organe de mașini. Astfel, deformațiile elastice torsionale și flexionale ale arborilor unei transmisii mecanice influențează și funcționarea corectă a organelor de mașini ce sunt montate pe arbore (roți dințate, roți de lanț, cuplaje, etc.).

În general, deformațiile conduc la sarcini dinamice, vibrații și la repartizarea neuniformă a sarcinii pe suprafețele active ale unora dintre organele de mașini care transmit fluxul de forță nemijlocit (angrenaje, rulmenți cu role, variatoare cu fricțiune).

Deformațiile termice pot genera modificări ale distribuției de presiuni în contactele cuplelor cu mișcare relativă, rezultând valori ale presiunii care să depășească limita de curgere a materialelor și deci apariția deformațiilor plastice.

Un aspect important, pus în evidență mai ales în ultimul deceniu, este acela al deformațiilor locale ale organelor de mașini care transmit fluxul de forță în regim de ungere limită, mixt sau elastohidrodinamic. Valoarea deformației hertziene și a microgeometriei suprafeței active este de același ordin de mărime, uneori chiar mai mare, decât toleranța dimensională a suprafeței respective. Acest lucru face ca siguranța în funcționare a unor astfel de piese să fie influențată mai mult de echilibrul sarcină-deformație, decât de precizia inițială

de execuție. Dacă peste efectul deformațiilor se suprapune și efectul uzării, atunci se poate aprecia că funcționarea sigură a unei transmisii un anumit timp (durabilitatea impusă) este doar în mică măsură determinată de precizia dimensională inițială. Bineînțeles nu trebuie să se tragă concluzia că o piesă executată cu abateri de formă și dimensionale va putea funcționa sigur, corect. Însă o piesă, chiar dacă este executată corect din punct de vedere dimensionale, poate să se defecteze foarte repede dacă condițiile de exploatare (sarcină, temperatură, mediul de ungere etc.) favorizează apariția deformațiilor și a unor intensități de uzare ridicate.

Deformarea stratului superficial este corelată cu rigiditatea locală a contactului. Rigiditatea reală se definește ca raportul dintre sarcina nominală ce trebuie preluată și deformația după o anumită direcție. De regulă direcția de deformație se acceptă ca fiind normală la suprafața de contact sau paralelă cu direcția sarcinii. În condițiile existenței pe suprafața de contact a neregularităților (abateri de formă, ondulații, rugozități), se apreciază rigiditatea reală S ca variația deformației totale j pe direcția sarcinii exterioare ca urmare a variației mărimii sarcinii. Deformația totală reprezintă suma deformațiilor neregularităților și corpului în ansamblul său. De obicei, deformația corpului în ansamblul său este neglijabilă în raport cu deformația stratului superficial prevăzută cu neregularități care are uneori proprietăți, esențial diferite față de cele ale materialului de bază, proprietăți (modul de elasticitate, duritate, conductibilitate electrică, termică etc.) care se modifică și mai mult în procesul de frecare, uzare.

Din punct de vedere al rigidității, modulul de elasticitate joacă un rol important între parametrii fizici ai materialului cuplei, prezentând variații mari (până la 4 ori) în funcție de direcția de deformație iar cercetările experimentale confirmă ipoteza teoretică că duritatea medie a unei suprafețe e dependentă de configurația rugozității, modificându-se de până la 5 ori.

Din punct de vedere fizic, procesul de deformare începe cu asperitățile, apoi cu ondulațiile, abaterile de formă și în final, corpul în ansamblul său. Aspectele statistice și probabilistice ale microgeometriei conferă și procesului de deformație un aspect probabilistic al cărui efect se resimte în procesul de frecare și uzare.

Defecțiunile cauzate de șocuri provin din acțiunea sarcinilor, corelată cu discontinuitatea de viteză.

Caracteristicile statice ale șocurilor se regăsesc în comportarea transmisiilor mecanice și, în special, asupra acelor organe de mașini care nu sunt protejate cu dispozitive de siguranță.

Transmisiile prevăzute cu dispozitive de amortizare a șocurilor sunt scoase din funcțiune atunci când dispozitivele respective se defectează. Aceste defecțiuni se manifestă

prin ruperea unor elemente de legătură (știfturi, bolțuri) și întreruperea funcționării pentru înlocuirea elementelor rupte. Atunci când dispozitivele de amortizare funcționează pe principiul frecării, defectările se manifestă doar prin întreruperea temporară a funcționării. Dacă frecvența apariției șocurilor este mare, atunci limitatoarele sunt scoase din funcțiune ca urmare a uzării prin impact.

Analiza elementară a comportării transmisiilor mecanice la șocuri ia în considerare comportarea la sarcini statice și mărimea multiplicatorului de impact.

Variația statistică a multiplicatoului de impact va avea implicații asupra determinării durabilității și fiabilității transmisiei mecanice.

5.7.4. DEFEȚIUNI CAUZATE DE MEDIUL AMBIANT

Nesocotirea factorilor de stres ai mediului ambiant poate genera numeroase defecțiuni, constituind deseori cauza defecțiunilor primare. Ca tipuri de defecțiuni trebuie incluse și acelea provocate de conservarea, ambalarea, transportul transmisiilor mecanice, componentelor acestora și pieselor de schimb. Principalii factori de stres ai mediului ambiant - temperatură, umiditate, șoc mecanic, presiune, microorganisme și fungi, vibrații, accelerații, radiații solare, radiații nucleare (Röntgen, cosmice), nisip, praf, explozie, ceață, salină - dau o imagine asupra varietății solicitărilor la care poate fi supusă o transmisie. Neglijarea acestora conduce la defectări sistematice.

5.7.5. DEFEȚIUNI PROVOCATE DE FACTORUL UMAN

Lipsa de cunoaștere și lapsusul mintal constituie surse principalelor defecțiuni provocate de factorul uman la acestea adăugându-se și considerentele ergonomice.

Prevenirea acestui tip de defecțiuni se poate realiza cel mai eficient în etapa de proiectare prin inscripționări clare, greu de șters, manuale de întreținere și reparații etc. Sistemele automate de supraveghere și alarmă au un rol însemnat prin prisma reducerii defecțiunilor provocate de factorul uman.

5.8. CALCULUL FIABILITĂȚII PREVIZIONALE

Problemele cele mai frecvente ale estimării fiabilității în etapa de proiectare sunt de a calcula rata de defectare a sistemului, λ_{sistem} , în ipoteza adoptării repartiției exponențiale, valabilă de cele mai multe ori pentru perioada vieții utile a transmisiilor mecanice sau de a determina fiabilitatea acestora pentru misiuni de durată precizată și diferite configurații ale sistemului, conexiuni în serie, paralel sau mixte, în scopul realizării nivelului de fiabilitate dorit.

Pentru transmisiile mecanice, la care defectarea unei componente atrage după sine defectarea întregii transmisii corespund scheme de fiabilitate cu conexiuni în serie, pentru care

$$\lambda_{\text{sistem}} = \sum_{i=1}^m \lambda_i \quad (5.54)$$

în care n reprezintă numărul de componente;

λ_i - ratele de defectare ale elementelor sistemului.

Schemele de fiabilitate cu conexiuni în paralel sunt specifice sistemelor complexe cu elemente redondante, în care transmisiile sunt considerate adesea ca elemente componente.

În cazul redondanței pasive (elementele redondante sunt activate succesiv în măsura apariției căderilor), rata de defectare a sistemului se poate calcula cu relația:

$$\lambda_{\text{sistem}} = \sum_{i=1}^n (1/\lambda_i) \quad (5.55)$$

Acesta este un caz particular, în mod curent fiabilitatea sistemului (sau blocului conexiunii în paralel) se calculează, pentru duratele de funcționare specificate, folosind valorile funcției de defectare $F(t)$ a elementelor componente pentru durata precizată cu relația

$$F_S(t) = \prod_{i=1}^n F_i(t) \quad (5.56)$$

$F_S(t)$ - valoarea funcției de defectare a sistemului pentru durata de funcționare t ;

$F_i(t)$ - valoarea funcției de defectare a componentei pentru aceeași durată de funcționare t ;

n - numărul de componente montate în paralel.

Fiabilitatea sistemului:

$$R_S(t) = 1 - F_S(t) \quad (5.57)$$

În ipoteza că toate componentele paralele au același nivel de fiabilitate relația 5.57 se poate scrie sub forma:

$$R_s(t) = 1 - [F_i(t)]^n \quad (5.58)$$

Particularizat pentru cazul repartiției exponențiale se mai poate scrie, pentru întreg sistemul, relația

$$MTBF = \frac{1}{\lambda} \sum_{i=1}^n \frac{1}{i} \quad (5.59)$$

unde: λ - este rata de defectare a elementelor.

În cazul sistemelor mixte, având atât conexiuni serie, cât și paralel, se calculează separat fiabilitatea pentru grupele de componente legate în serie, sau în paralel, apoi se reface schema de fiabilitate, obținându-se una simplificată, având numai conexiuni în serie sau în paralel. Pentru aceste cazuri este necesară, frecvent, aplicarea teoremei lui Bayes a probabilităților condiționate.

Există situații în care defectarea sistemului este declarată dacă m din cele n componente ($m < n$) sunt defecte. Aplicarea teoremei lui Bayes pentru sisteme complexe poate deveni greoaie, fiind posibil ca toate probabilitățile evenimentelor posibile la montajul în paralel a mai multe elemente identice să fie determinat prin formula binomului.

Notând:	F - starea de funcționare		pentru un sistem cu trei elemente
	D - starea de defectare		

funcționând în paralel se poate scrie:

$$(F + D)^3 = F^3 + 3F^2D + 3FD^2 + D^3 = 1 \quad (5.60)$$

unde primul termen al dezvoltării reprezintă probabilitatea ca cele trei componente să funcționeze, al doilea ca două să funcționeze și unul să fie defect, al treilea ca unul să funcționeze și două să fie defecte și al patrulea ca toate cele trei componente să fie defecte.

Fiabilitatea sistemului va fi dată de relația:

$$F_s = F^3 + 3F^2D + 3FD^2 \quad (5.61)$$

Dacă starea de funcționare a acestui sistem este definită ca două elemente din trei să funcționeze fiabilitatea sa va fi:

$$F_s = F^3 + 3F^2D \quad (5.62)$$

deoarece termenul $3FD^2$ reprezentând două elemente defecte nu poate fi luat în considerare.

Pentru n elemente identice formula generalizată a binomului dă:

$$(F + D)^n = F^n + nF^{n-1}D + \frac{n(n-1)}{2!} F^{n-2} D^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!} F^{n-3} D^3 + \dots + D^n = 1 \quad (5.63)$$

unde: F - valoarea funcției de fiabilitate pentru timpul dat;

D - valoarea funcției de defectare;

Condiția de validitate a aplicării relației (5.63) este ca diferitele componente ale sistemului să funcționeze simultan pe durata perioadei date și ca toate să aibă aceeași fiabilitate. Acesta este cazul redondanței active diferit de cel al redondanței pasive care se rezolvă cu ajutorul relației (5.55).

Dacă fiabilitățile elementelor componente nu sunt egale în locul expresiei (5.63) a ridicării binomului la o putere, se calculează produsul:

$$\prod_{i=1}^n (F_i + D_i) = 1 \quad (5.64)$$

Pentru exemplul cu trei componente montate în paralel relația (5.64) se va modifica în:

$$(F_1 + D_1)(F_2 + D_2)(F_3 + D_3) = F_1 F_2 F_3 + (F_1 F_2 D_3 + F_1 F_3 D_2 + F_2 F_3 D_1) + (F_1 D_2 D_3 + F_2 D_1 D_3 + F_3 D_1 D_2) + D_1 D_2 D_3 = 1 \quad (5.65)$$

Calculule de fiabilitate previzională sunt deosebit de utile în etapa de proiectare pentru: a determina dacă specificațiile de fiabilitate din temă se îndeplinesc, a stabili politica de întreținere, a stabili cea mai economică variantă pentru atingerea obiectivului de fiabilitate, utilizând componente cu fiabilități diferite sau diferite scheme de redondanță.

CONCLUZII FINALE

Capacitatea portanta si durabilitatea transmisiilor prin lant si deci implicit a lanturilor pot fi imbunatatite considerabil prin diferite masuri de natura constructiva si functionala , aplicate corespunzator .

Pentru a avea o durabilitate ridicata , o functionare fara intreruperi a transmisiei , axele arborilor vor fi dispuse intr-un plan orizontal sau inclinat pana la 60. Ramura motoare va fi la partea superioara a transmisiei. Asezarea sus a ramurii conduse este nefavorabila , deoarece marirea unghiului de infasurare datorita sagetii acestuia - pe roata conducatoare poate impiedica angrenarea normala a zalelor.

Montarea corecta a elementelor componente ale transmisiei prin lant trebuie sa satisfaca urmatoarele cerinte :

- realizarea distantei efective dintre axe si a sagetii de montaj ;
- asigurarea paralelismului axelor arborilor transmisiei si a coplanitatii rotilor de lant ,inclusiv a dispozitivelor de reglare , reducerea batailor frontale si radiale ale rotilor transmisiei.

Trebuie acordata o atentie deosebita alegerii metodei de ungere adecvata functie de viteza si pasul lantului deoarece articulatiile lantului lucreaza in conditii functionale foarte grele datorate presiunilor de contact bucsa - rola relativ mari ; socurile la intrarea in angrenare a zalelor , vibratiilor din ramurile lantului , impuritatile abrazive ca rezultat al procesului de uzare a articulatiilor.

Durabilitatea maxima a transmisiei se poate atinge numai daca intretinerea corespunde conditiilor de incarcare - exploatare.

Astfel , lanturile care lucreaza in conditii normale trebuie sa fie curatate la intervale de 3-5 luni. Lanturile care lucreaza neprotejate (transmisii deschise) in medii abrazive sau corozive , mult mai des.

Periodic se controleaza aliniamentul rotilor de lant si intinderea corespunzatoare a lantului (sageata de montaj).

Abaterea de coplanitate maxim admisa va fi de 0,1% din distanta intre doua roti consecutive.

Bataia frontala maxim admisa a rotilor de lant va fi 0,1 mm , iar bataia radiala nu va depasi valoarea $(6,06 \cdot 10^{-5} \text{ zp})$.

Un lant se considera uzat la o alungire de cca 1,5% din lungimea initiala a lui , in cazul in care distanta dintre axe nu este reglabila si maxim 2,5% cand distanta dintre axe este reglabila .

Tot periodic se va controla sageata pe ramura condusa a lantului care va fi aproximativ (2-3)% din distanta dintre axele celor doua roti .

In cazul in care lantul este prea intins , deci sageata este mica sau lipseste, lantul se incalzeste si se uzeaza prematur .

In cazul in care lantul este prea lung , sageata ramurii prea mare , exista pericolul de incalcare a dintilor rotilor de lant de catre lant .

Curatirea lantului se face prin spalare , urmarindu-se in deosebi starea suprafetelor interioare aflate in contact (eclise - articulatii).

Uzarea articulatiei are o mare influenta asupra preciziei lantului , trebuind luate masuri de atenuare a acesteia .

Erorile, de ori si ce natura ar fi , influenteaza caracterul ajustajului , uzura , rezistenta la oboseala si eforturile din elementele lantului , efectul final al acestora fiind reducerea durabilitatii lantului .

Elementele critice la oboseala ale lantului articulatat de transmisie sunt eclisele zalelor (interioare si exterioare), deoarece ele prezinta cele mai frecvente ruperi.

Rezistenta la oboseala a lanturilor articulate poate fi marita considerabil prin diferite procedee mecanice , aplicate , in special ecliselor: ecruisarea ecliselor cu jet de alicie ; presarea unei bucese in alezajul eclisei ;deformarea plastica prin pretensionarea ecliselor , calibrarea alezajelor ecliselor ;

Zalele sunt solicitate pe durata unui parcurs complet de un regim nestationar de solicitari variabile , chiar si atunci cand sarcina este constanta.

Testarea durabilitatii si largirea preocuparilor de investigare in domeniul incercarilor de receptie conduc la imbunatatirea calitativa a productiei de lanturi.

CONTRIBUTII ORIGINALE ALE AUTOAREI ADUSE LA REZOLVAREA TEMEI

A) CONTRIBUTII TEORETICE :

- 1) Sistematizarea documentatiei existente referitoare la transmisiile prin lanturi .
- 2) Urmarirea evolutiei cercetarilor din domeniu .
- 3) Centralizarea aspectelor privind fabricarea lanturilor , tabelul 1.6 pag.24.
- 4) Sinteza incercarilor lanturilor , tabelul 2.1. pag. 54 si gruparea lor in incercari standardizate si incercari speciale.
- 5) Consideratii teoretice asupra calculului de rezistenta ale lanturilor Fleyer.
- 6) Calculul lanturilor si a presiunilor de fretare ale acestora .
- 7) Uzarea lanturilor prin adeziune si / sau abraziune .

B) CONTRIBUTII EXPERIMENTALE :

- 1) Analiza cu elemente finite a starii de tensiune din eclise.
- 2) Studiul propagarii fisurii in eclise prin analiza cu elemente finite.
- 3) Calculul factorului de intensitate a tensiunii atunci cand din orificiul gaurii de bolt se dezvoltă : -o fisura ;
- doua fisuri ;
-o fisura inclinata cu un unghi β .
- 4) Analiza experimentală a tensiunilor prin metoda invelisului fotoelastic pentru eclisa de lant .
- 5) Trasarea curbelor de variatie ale coeficientului teoretic de concentrare a tensiunilor functie de valorile raportului r/R pentru eclisa de lant cu si fara raza de racordare.
- 6) Trasarea diagramei variatia numarului de cicluri functie de lungimea fisurii .

- 7) Incercari experimentale pentru eclisa de lant :
 - determinare prin fotoelasticimetrie ;
 - incercari la rupere;
 - incercari de duritate.
- 8) Trasarea diagramelor de tensiuni comparativ pentru doua tipuri de lanturi Fleyer 3x4 tip 572A si 3x4tip402B.
- 9) Calculul numarului de cicluri pana cand eclisa se va rupe .Analiza propagarii prin oboseala a fisurii s-a facut pe baza conceptelor Mecanicii Ruperii liniar elastice .

CONCLUZII : Rezultatele experimentale efectuate atat prin fotoelasticimetrie cat si prin metoda elementului finit au dat valori apropiate ale tensiunilor precum si o forma de distributie similara a acestora .

Determinarea tensiunilor prin metoda elementului finit da rezultate mai rapide si mai complete decat prin metodele clasice de calcul .

BIBLIOGRAFIE

1. **ANTONIAK J., SUCHON I.** - Rezistenta la oboseala a lanturilor cu zale ,Przeglad Mechaniczny 30 ,1971
2. **ANTONESCU N. NAPOLEON** - Cercetari asupra constructiei lanturilor cu role si zale scurte folosite la transmisiile instalatiilor de foraj, Teza de doctorat , Bucuresti , 1970
3. **BABEU TIBERIU** - Teoria elementara a rezistentei materialelor, Editura MIRTON Timisoara 1998
4. **BABEU TIBERIU** - Rezistenta materialelor - culegere de probleme pentru uzul studentilor , Centrul de multiplicare al I.P.T.V.T 1990
5. **BABEU TIBERIU** - Rezistenta lanturilor din otel rotund ,Editura Mirton, Timisoara 1994
6. **BABEU TIBERIU, BOLEANTU L.** - Indrumator de proiectare la masini de ridicat ,I.P.T Timisoara 1968
7. **BABEU TIBERIU, MARSAVINA L.** - Culegere de probleme din rezistenta materialelor. Solicitari simple .Sisteme static determinate ,1995 Centrul de multiplicare al Universitatii Politehnica Timisoara
8. **BABEU TIBERIU, BOLEANTU L., DUMITRU I.** - Studiul durabilitatii lanturilor 18 x 64 , contract de cercetare , 1981
9. **BABEU TIBERIU, MARSAVINA L., STROIA M.** – Estimarea durabilitatii ecliselor , Universitatea Politehnica Timisoara , 1998
10. **BABEU TIBERIU, STROIA M.** – Durability and deformability chains , Gdansk , Polonia 1997
11. **BABKO A. K. and PILIPENKO A. T.** - Photometric Analysis General Principles and working tools . Translated from the Russian by A. Rosinkin Moscow Mir Publ. 1971
12. **BAGIU L., DAVID I.** - Tolerante si ajustaje - curs pentru uzul studentilor I.P.T. Timisoara 1989
13. **BALAKIN, VASILIJ ALEKSEEVIC** - Treniei iznos pri vysokih skorostjah skolzenija ,Moskva Masinostroenie , 1980
14. **BALEKICS MARCU** - Tribologie - curs ,Centrul de multiplicare al I.P.T. Timisoara 1991
15. **BIRGER ISAAK ARONOVIC, SORR BORIS FEDOROVIC I IOSILEVIC GENNARDIJ BORISOVIC** - Rascet na procnost detalej masin , Spravocnik Izd 3 - e pererabotannoe i dopolnennoe , Moskva Masinostroenie 1979

16. **BINZ H.** - Untersuchung des einlaufschleiss verhaltens von Rollenketten unter besonderer berucksichtigung der buchselasche pressvertbindung 1985
17. **BOLEANTU L. , DOBRE I. sa.** - Culegere de probleme de rezistenta materialelor , I.P.T.V.T. , Timisoara 1983
18. **BOLEANTU L. , DOBRE I. , DUMITRU I.** - Cercetarea comportarii la socuri repetate de incovoiere cu torsiune a unui subansamblu . Contract de cercetare , 1979
19. **BLUMENFELD M.** - Introducere in metoda elementelor finite , Bucuresti , 1995 Editura TEHNICA
20. **BLUMENFELD M. , IONITA A. , MARES C.** - Metoda elementelor finite (Aplicatii si programe introductive) Bucuresti Editura I.P.B. 1992
21. **BARSON J.M , ROLFE S. T.** - Fracture and fatigue control in structures - Prantice Hall Inc. , New Jersey , 1987
22. **BUZDUGAN GH.** - Calculul de rezistenta la sollicitari variabile editia a II - a Bucuresti 1963
23. **BERCEA I. , OLARU D.** - Tehnologia sistemelor mecanice Universitatea Tehnica Gh. Asachi Iasi 1998
24. **BUZDUGAN GH. , BLUMENFELD M.** - Tensometria electrica rezistiva Editura TEHNICA , Bucuresti 1966
25. **BLUMENFELD M. , BUZDUGAN GH. , COHN E.** - Manualul inginerului mecanic vol. 2 Materiale. Rezistenta materialelor . Stabilitate elastica . Vibratii. , Bucuresti , Editura TEHNICA , 1973
26. **CATUNEANU V. , MIHALACHE A.** - Bazele teoretice ale fiabilitatii , Bucuresti , Editura Academiei RSR 1983
27. **CERNAIANU E. , PETRESCU G. , ILINCIOIU D.** - Rezistenta materialelor Incercarile mecanice ale materialelor - indrumar pentru lucrari practice de laborator , Craiova Retrografia 1989
28. **CIOMOCOS F. D. , CIOMOCOS T.** - Teoria elasticitatii in probleme si aplicatii , Editura FACLA , Timisoara 1984
29. **CONSTANTINESCU I. , DANET N. G.** - Metode noi pentru calcule de rezistenta , Bucuresti , Editura TEHNICA 1989
30. **CHISIU AL. sa.** - Organe de masini , Editura DIDACTICA si PEDAGOGICA , Bucuresti , 1981
31. **CHENEI A.** - Chain lubrication , Som new tehniques 1956
32. **CRISTUINEA C.** - Rezistenta materialelor - curs , Timisoara , Centrul de multiplicare al I.P.T.V.T , 1981
33. **CRETU AUGUSTIN** - Probleme alese din rezistenta materialelor , Cluj - Napoca , Atelierul de multiplicare , 199
34. **CRETU AUGUSTIN** - Rezistenta materialelor cu elemente de elasticitate si de plasticitate, Cluj - Napoca , Centrul de multiplicare al U.T.Cluj , 1993
35. **CRUDU H. , JASCANU M. sa.** - Organe de masini - Indrumator pentru proiectare , Universitatea Galati , 1979
36. **CRUDU M. , sa.** - Organe de masini si mecanisme , Lito IPTVT , 1975
37. **CUTEANU E. , MARINOV A.** - Metoda elementelor finite in proiectarea structurilor , Timisoara , Editura FACLA , 1980

38. **DUMITRU I.** - Oboseala la soc a materialelor ,
Timisoara Editura MIRTON , 1998
39. **DUMITRU I. , FAUR N.** - Rezistenta materialelor . Bazele teoretice in
oboseala materialelor. Mecanica ruperii . Materiale
compozite si metode numerice , Timisoara ,1997
40. **DUMITRU I.** - Cercetari asupra oboselii unor oteluri supuse la socuri
repetate , Teza de doctorat , 1998
41. **DUMITRU I.** - Application of finite element method for impact loading
computation , Buletinul Stiintific si Tehnic al Universitatii ‘ Politehnica’
Timisoara , seria Mecanica , 1992 , Tom40(54) , Fascicola 1
42. **DRAGHICI I. , sa.** - Organe de masini ,
Lito Univ. Brasov, vol II , 1980
43. **DRAGHICI GH. , -** Organe de masini ,
Lito Universitate Politehnica din Bucuresti , vol III , 1983
44. **DOYLE J. F., KAMLE S.-** An experimental study of the reflection and
transmission of flexural waves at discontinuities trans. A.S.M.E. , J.
Appl Mech. , 52 , 1985
45. **DUMITRU I.** - Cercetari privind influenta duratei socului asupra durabilitatii
la incercarile de oboseala cu socuri Buletinul Stiintific si Tehnic
al Universitatii Politehnica Timisoara , Tom 39 ,1994
46. **DRAGANESCU GH. E.** - Vibratii si zgomote ,
Universitatea Politehnica Timisoara , 1999
47. **FLOREA V.** - Bazele proiectarii in constructia de masini ,
Lito Unhiversitatea din Sibiu, 1998
48. **FAUR N. , DUMITRU I.** - Metode numerice in rezistenta materialelor.
Diferente si elemente finite , Timisoara UPT 1997
49. **FAUR N. , DUMITRU I.** - Diferente finite si elemente finite in rezistenta
materialelor , Timisoara , Editura MIRTON , 1997
50. **FAUR N. , STROIA M. , BABEU T.** - Consideratii privind efectul de concentrare a
tensiunilor la eclisele lanturilor de la transmisiile mecanice ,
Univ. Tehnica Timisoara 1999
51. **FILIPOIU D. , TUDOR A.** - Transmisii mecanice . Indrumar de proiectare ,
Institutul Politehnic Bucuresti , 1982 , 1984 , 1986
52. **FLEISCHER GERD , GROGER HORST und THUM HEINZ** - Verschleiss
und zuverlassigkeit Berlin VEB Verlag Technick 1980
53. **FOLLANSBEE P.S , KOCKS U. F.** - Aconstitutive description of the
deformation of cooper based on the use of mechanical threshold
stress as and internal state variable , Acta Mech. , 331 , 1998
54. **GAFITANU M. sa.** - Organe de masini , Lito IP IASI vol I, 1980
55. **GAFITANU M. , RACOCEA C. , CRETU S. sa.** - Organe de masini ,
Editura TEHNICA , Bucuresti , vol. II , 1983
56. **GHEORGHIU N. , IONESCU N.** - Organe de masini. Transmisii mecanice ,
Lito IPTVT , 1982
57. **GAFITEANU M. , POTERASU V. F. sa.** - Elemente finite si de frontiera cu
aplicatii la calculul organelor de masini , Editura TEHNICA ,
Bucuresti, 1987
58. **GHITA E.** - Rezistenta la solicitari de contact roata - sina Timisoara ,
Editura MIRTON , 1998
59. **GHEORGHIU N.** - Transmisii mecanice -Proiectare , Editura FELIX ,
Arad , 1997

60. **GARBEA D.** - Analiza cu elemente finite , Bucuresti , Editura TEHNICA , 1990
61. **HOROVITZ B. sa.** - Aplicarea metodei sarcinii progresive la stabilirea durabilitatii si rezistentei la oboseala , Stiinta si cercetari metodice , Editura ACADEMIEI tom 12 nr.1 , 1967 , pag 179-86
62. **HOROVITZ B. sa.** - Transmisii si variatoare prin curele si lanturi , Bucuresti , Editura TEHNICA , 1971
63. **HABARA H.** - Studies on impact fatigue , Private comunication , 1997
64. **HOFMANN P.** - Kraftubertaugung zwischen kettenhrad und kettebeieixzentrisch liegender kette - Disseration Universitat Stuttgart , 1973
65. **HARDAU M.** - Aplicarea metodei elementelor finite la calculul de rezistenta in consructia de masini - indrumator de lucrari , Cluj-Napoca , Atelierul de multiplicare , 1992
66. **HABARA H. , NISHIYAMA U. , KOBAYASHI K. , MORI A.-**
On the Growth of identation by impact , Proc. Of the Osaka Prefectural Research Inst. Dep. of Mech. Eng. , 1986
67. **HABARA H. , KOSAI M.** - On the Theoretical Analysis of Shore – Heardness , Proc. Of the Osaka Prefectural Research Inst. Dep. of Mech. Eng. , 1987
68. **HABARA H.** - On the shape and fixing method of a test piece for the impulsive fatigue test , Proc. Of the Osaka Prefectural Research Inst. Dep of Mech. Eng. , 1987
69. **IVANOV M. N.-** Detali Masin, Vissaia , Moscow , 1975
70. **IOSIPESCU N.** - Introducere in fotoelasticitate vol I , Editura TEHNICA , Bucuresti , 1958
71. **IONOV V. N. , OGHIBALOV P. M.** -Dinamika i volni nagrujenii , Moskwa , 1980
72. **IGUCHI H. , TANAKA K. , TAIRA S.** - Failure Mechanisms in Fatigue of Metals , Seminar I.C.F. - 3 Sheffield Univesity England U.K. ,1979
73. **IWAYA T.** - An Analysis of Impact Energy at Tensile Impact Test of Material J. Soc. Mech. Eng. 1983
74. **JULA A. , CHISU E. , MOLDOVEAN GH. , sa.** - Organe de masini , Lito Univ. Brasov, vol. II , 1989
75. **JULA A. ,sa.** - Proiectarea angrenajelor , Editura SCRISUL ROMANESC , Craiova , 1989
76. **JOHNSON W.** - Impact strength of materials , Edweard Arnold LTD 1972
77. **KUDRIAVTEV V. N.** - Detali masin , Leningrad , Masinostroenie , 1980
78. **KUZMIN A. V. ,sa.** - Rascet detali masin , Vissaia Scola, Minsk , 1986
79. **KIMELMAN D. N.** - Calculul organelor de masini supuse la solicitari variabile , Editura TEHNICA ,1957
80. **KRAGELSKY I. V. , ALISIN V. V.** - Friction , wear , lubrication : tribology handbook -Moskow , 1986 vol. I si vol. II
81. **KALTHOFF J. F.** - Measurements of dynamic stress intensity factors in impacted bend specimens ,CSNI Specialists' s Meeting on Instrumented Precracked Charpy Testing , Palo Alto ,California , 1980
82. **KALTHOFF J. F.** - On the Mesurements of dynamic fracture toughness a review of recent work ,Int. J. Fracture , 1985 -27 , nr. ¾
83. **KOBAYASHI A.S. , MALL S. , URABE Y.** - Dynamic Photoelastic and Dynamic Finite element Analysis of Dynamic tear- test Specimens, Exp. Mechanics 449 , 1978
84. **KOBAYASHI A. S.** - A Numerical Dynamic Fracture Analysis of Three

85. **MADARAS L.** - Transmisii mecanice - compendiu , Timisoara ,
Editura MIRTON , 1989
86. **MADARAS L. , NICOARA I.** - Organe de masini si mecanisme ,
Lito IPTVT , vol II , 1983
87. **MILOIU G. sa.** - Transmisii mecanice moderne , Editura TEHNICA ,
Bucuresti , 1980
88. **MLADINESCU T. ,sa.** - Organe de masini si mecanisme ,
Editura DIDACTICA si PEDAGOGICA , Bucuresti , 1972
89. **MARSAVINA L.** - Metode numerice utilizate in calculul parametrilor din
Mecanica Ruperii , Teza de doctorat , Timisoara , 1988
90. **MINOIU I.** - Aspecte ale cercetarii la uzare a lanturilor de transmisie ,
Buletinul Institutului Petrol - Gaze 1973 pag 33-56
- 91 . **MATEI GH. , VIDA SIMITI I.** - Tolerante si control dimensional ,
Cluj- Napoca , 1993
92. **MAEKAWA I.** - Impact Fracture Engineering , Gihodo Pub LTD , 1996
93. **MULLER H.** - Verschleibversuche an laschenketten fur stahewasserbauten
94. **MAEKAWA I. , TANABE Y. , SUZUKI M.** - Impact Stress in a finite Rod ,
J.S.M.E. ,series I, vol. 31, nr. 3 , 1998
95. **MAEKAWA I. , TANABE Y.** - The Influence of Corrosive Environment on
Impact Fatigue of Structural Steel , Fatigue of Engineering
Materials and Structures , vol . I , 1986 , 9
96. **MAEKAWA I.** - Impact Stength of Materials - disertatie prezentata cu
ocazia decernarii titlului academic de Doctor Honoris Causa al
Univ. Politehnica Timisoara, 1996
97. **MOUSAWI AL. HARRISON H. R.** - Theoretical and Experimental
Investigation of Transient Flexural Waves in Beams with
Discontinuities of Cross Section Exp. Mech. 27 , 1987
98. **MAEKAWA I.** - Damange Produced by Pulsating Impact Contact Load
J.S.M.S. , vol . 29 , 320 ,1980
99. **MAEKAWA I.** - Damange Produced by Pulsating Impact Contact Load,
Proch. 12 th Symposium on fatigue J.S.M.S. oct 1963
100. **MATEESCU M.** – Tehnologia tricotajelor , Ed. Didactica si pedagogica ,
Bucuresti 1970
101. **MATEESCU M. , MACOVEI L. s.a.** – Cercetari privind directiile de perfectionare
constructiv functionale la masinile rectilinii de tricotat automate ,
Contract de cercetare 1654 / 1988 .
102. **MATEESCU M. , MACOVEI L. s.a.** – Analiza critica a schemelor de tricotare la
masinile rectilinii automate in vederea elaborarii unor scheme tipizate cu
randament sporit si reducerii consumurilor de materiale la masini cu 1,2
sisteme , Contract cercetare 2374 / 1989 .
103. **NADASAN ST.** - Rezistenta materialelor vol III ,
Editura DIDACTICA si PEDAGOGICA , Bucuresti , 1961
104. **NADASAN ST. ,sa .** - Oboseala metalelor , Editura TEHNICA , Bucuresti , 1962
105. **NADASAN ST.** - Manualul tehnicianului din laboratorul uzinal , Bucuresti,
Editura DIDACTICA si PEDAGOGICA , 1969
106. **NADASAN ST.** - Eroarea totala de indicatie a extensometrului Martens cu
parghie dubla Buletinul stiinta si tehnica , I.P. Timisoara ,1963
107. **NEGUT N.** - Masini de ridicat , Centrul de multiplicare al UTT , 1994

108. **NEGUT N.** - Rezistenta materialelor - curs Centrul de multiplicare al Universitatii Politehnica Timisoara , 1996
109. **NEGUT N. , DOBRE I. , DUMITRU I.** - Probleme propuse pentru seminarul de rezistenta materialelor vol III , Timisoara , 1996
110. **NIEMANN G.** - Maschinen - elemente Band I si III , Springer - Verlag ,Berlin, Heidelberg ,New York , 1981 si 1983
111. **NAKAYAMA H. sa.** - Studies on impact fatigue damage caused by varying load involving impact load Part I , Journal of the Osaka Univ. 50 , 1977
112. **NAKAYAMA H. sa.** - Studies on impact fatigue damage caused by varying load involving impact load Part I , Journal of the Osaka Univ. 57-58 1989
113. **NAKAYAMA H. sa.** - Fatigue strength and fatigue crack propagation under two stepp program load condition involving impact load , Proc 22th. Japan Congress on Materials Kyoto Japan , 1979
114. **NAKAYAMA H. sa.** - Fatigue strength and fatigue crack propagation behaviour under impact program load condition, Private comunication , 1997
115. **OLARU DUMITRU N.** - Tribologie. Elemente de baza asupra frecarii , uzarii si ungerii , Iasi , Rotaprintul Iasi , 1993
116. **PAIZI GH. Sa.** - Organe de masini si mecanisme , Editura DIDACTICA si PPEDAGOGICA , Bucuresti , 1980
117. **PEARCE B.** - Standard types and characteristics of power transmission chain in Mech. Design , 29 (1957) nr .5 pag.112-16
118. **PONOMARIOV S. D. sa.** - Calculul de rezistenta in constructia de masini vol. II , Editura TEHNICA , Bucuresti , 1963
119. **PUNGEL W. , KOCH P.** - Fatigue loading an tensile impact test on chaine in Wireworld Int. 1963 , nr .2 pag . 47-51
120. **PAVEL AL.** - Oboseala termooligociclica , Editura TEHNICA , Bucuresti , 1996
121. **PETRESCU GH. , MIHNEA MARIN** - Rezistenta materialelor . Solicitari speciale , Editura UNIVERSITARIA , Craiova , 1995
122. **PANDREA N. , RIZEA V.** - Metoda elementelor finite -concepte si aplicatii , Editura UNIVERSITATEA din Pitesti , 1998
123. **PETRU CORNEL RAICOV** - Calculul structurilor cu metoda elementului finit - teorie, programe , utilitare , aplicatii , Editura MIRTON ,Timisoara ,1998
124. **RADULESCU C. D. sa.** -Organe de masini , vol I , Lito Univ.Brasov , 1981
125. **RADULESCU GH. ,sa.** - Indrumar de proiectare in constructia de masini, Editura TEHNICA , Bucuresti ,vol. III , 1986
126. **RESETOV D. N.** - Machine Design , Mir Publishers , Moscow , 1978
127. **RAO S. S.** - The finite element method in engineering , Oxford , Editura PERGAMON PRESS , 1982
128. **REDDY I. N.** - An introduction to the FINITE ELEMENT METHOD Mc. Grow- Hill , Iuc ,1993
129. **RUSU O. , TEODORESCU M.** - Oboseala metalelor . Aplicatii ingineresti , vol . 2 , Editura TEHNICA , Bucuresti , 1992
130. **RACHNER H. G.** - Stahlgelenkketten und kettentriebe , Springer-Verlag- Berlin , Gottingen -Heidelberg 1962
131. **RATIU M. , POPESCU P.** - Tehnica masurarii fortelor , Editura DIDACTICA si PEDAGOGICA , Bucuresti , 1961
132. **RAZIKOV M. J.** - Metodika opredelenia stiikosti naplavlennogo

- metalla pri mnogokratnah udarah i povasennah temperaturah ,
Saratov int, 1983
133. **SWENSON D. , JAMES M. -** Franc 2D/L : A crack propagation simulator for plane layered structures , User's guide , Kansas State University ,Manhattan , 1996
 134. **STEINBERG I. -** Masini de ridicat si de transportat in industria usoara , Editura TEHNICA ,Bucuresti , 1955
 135. **STOLBIN G.B. , JUKOV K. P. -** Rasciot i proektirovanie detalei masin, Moscova , Vissaia , Skola , 1978
 136. **TATU N. -** Metodica generala pentru calculul transmisiilor cu lant , programata pentru calculul automat TS 42, ICTCM , B ucuresti , 1981
 137. **TALLIAN T. E. -** The theory of partial elastohidrodinamic contact wear 21 (1972) p. 49-101
 138. **TANAKA T. , NAKAYAMA H. -** Studies on impact fatigue , Bull JSME , 1976 vol. 19
 139. **TUDOR A. , PAVELESCU D. -** Tribologie . Indrumar de calcul. Institutul Politehnic Bucuresti , 1985
 140. **TUDOR A. , PRODAN GH. , MUNTEAN C. sa. -** Durabilitatea si fiabilitatea transmisiilor mecanice , Editura TEHNICA, Bucuresti , 1988
 141. **TRIPA P. , FAUR N. -** Metode teoretice si experimentale pentru determinarea starii de tensiune si de deformatie , Timisoara, Lito UTT ,1994
 142. **TANAKA T. , NAKAYAMA H. -** On the impact strength of metallic materials , Reprint from J.S.M.E. Science Japan , 1984
 143. **TROSCENKO V.T. -** Deformirovanie i razrusenie metallov pri mnogotiklovom nagrujenii , Kiev , 1991
 144. **TANIMURA S. -** Constitutive models for dynamic behavior of materials , Proceed of the International Symp. On Impact Engineering , Sedai , Vol I, 1992
 145. **TOVISSI L. , VODA V. GH. , -** Metode rapide de ve3rificare a normalitatii datelor experimentale , Testul Liliefors , Revista de statistica , anul XXVII , nr . 8 , p. 52-59
 146. **VOINEA P. R. , VOICULESCU C. V. , SIMION FL. P.-** Introducere in mecanica solidului cu aplicatii in inginerie , Bucuresti , Editura ACADEMIEI , 1982
 147. **VOROBIEV N. V. -** Transmisii cu lant , Editura Tehnica , 1953 Bucuresti
 148. **VODA V. GH. -** Noi modele statistice in studiul durabilitatii proiduselor , Editura Academiei , R.S.Romania ,Bucuresti , 1980
 149. **VODA V. GH.-** Controlul durabilitatii produselor industriale , Editura TEHNICA , Bucuresti , 1981
 150. **VODA V. GH.-** Asupra unei repartitii care apare in studiul fiabilitatii sistemelor cu parametru determinat reglabil , Stud. Cerc. Mat. Tom 33, nr.5 p. 565-569
 151. **WAIT R. , VOICULESCU C. V. , SIMION FL. P. -** Introducere in mecanica solidului cu aplicatii in inginerie , Bucuresti , Editura ACADEMIEI ,1982
 152. **WIENER U. , ISAIC - MANIU AL. , VODA V. GH. -** Aplicatii ale retelelor probabilistice in tehnica , Editura TEHNICA , Bucuresti , 1983
 153. **WEILL R. -** Les phenomenes d'usure au contact du copeau et de l'util ,

- 154. ZIENKIEWICZ O.C. , TAYLOR O.C. - La methode des elements finis,
ANFOR , Paris , 1991**
- 155. STANDARD EUROPEAN prEN818-6**

ANEXA

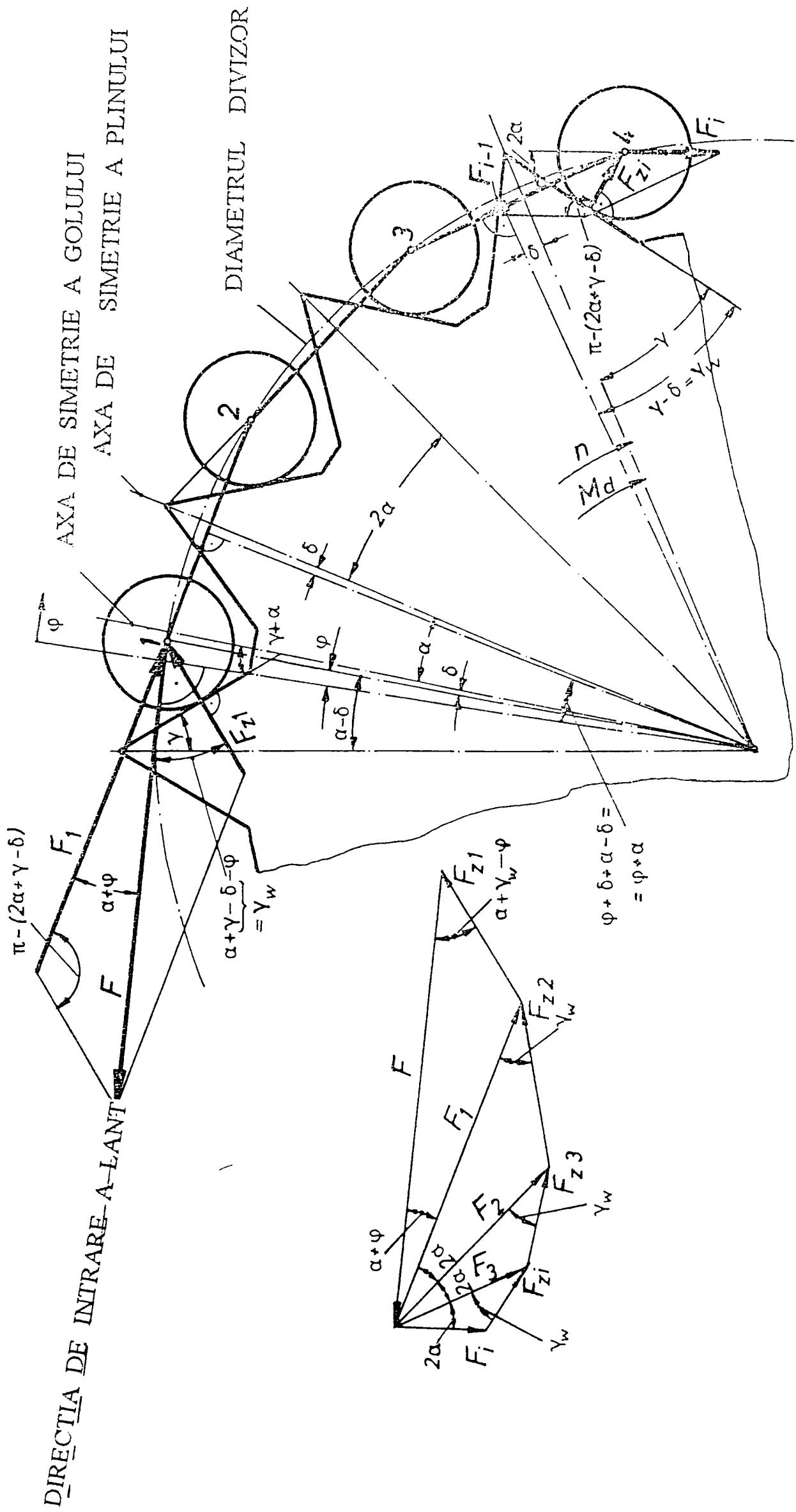


FIG. 1 TRANSMITEREA PUTERII INTRE ROATA DE LANT SI LANT

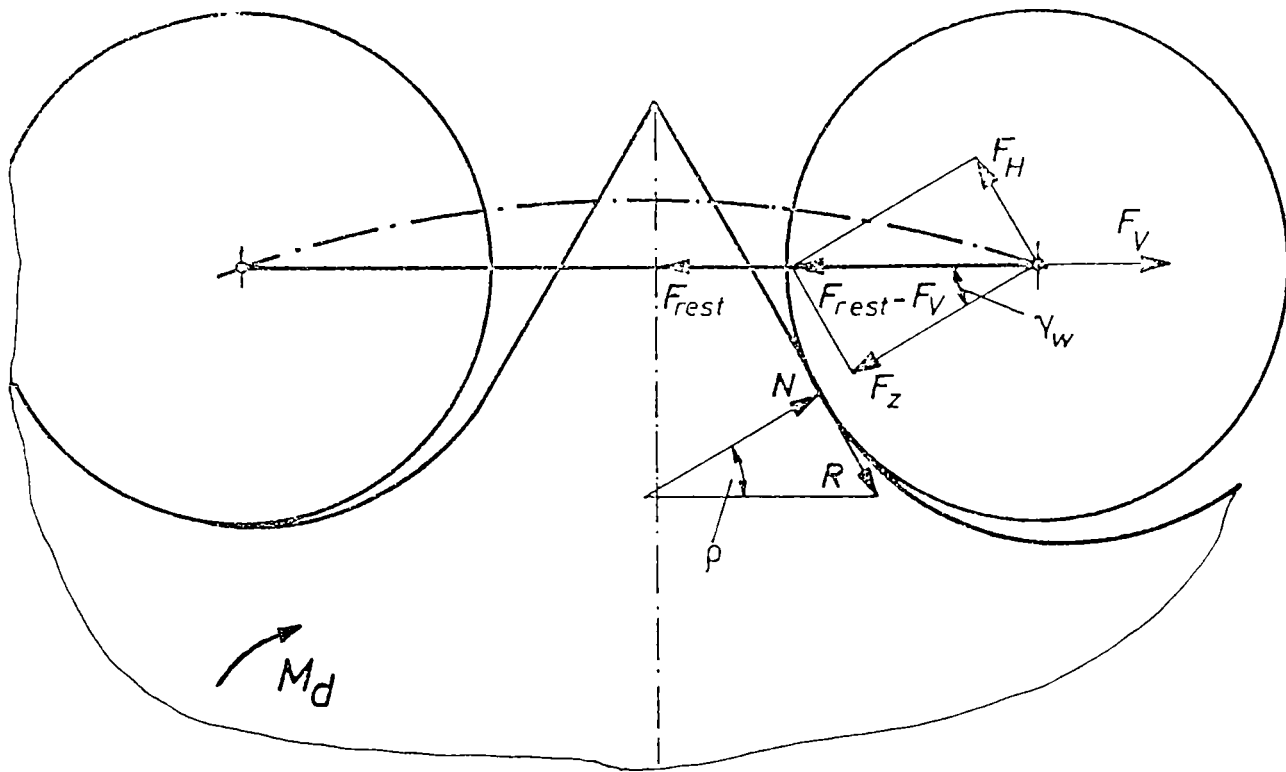


FIG. 2 PUTERI LA CONTACTUL DINTELUI CU ROLA

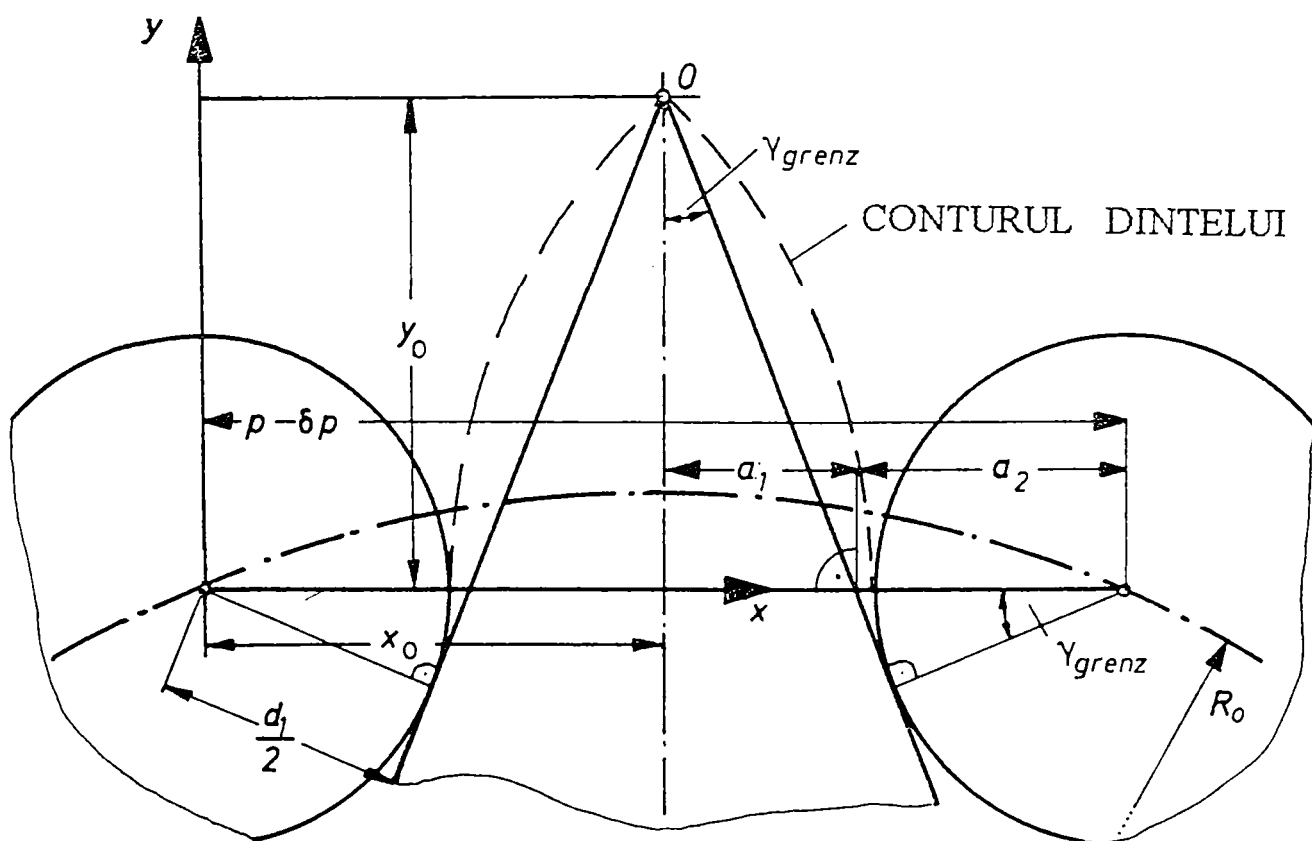
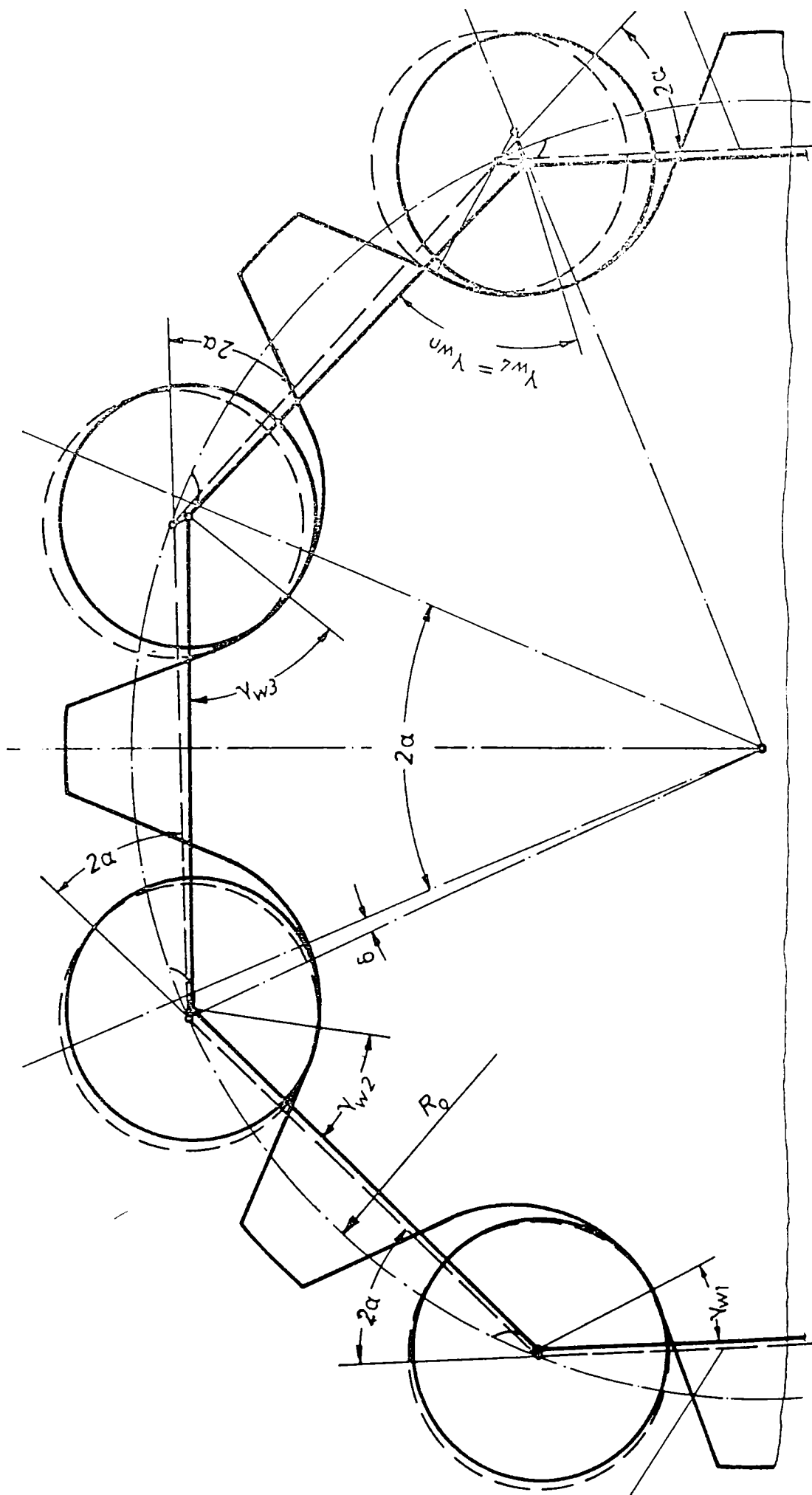


FIG. 3 γ GRENZ UNGHI DE CONTACT



DIRECTIA DE INTRARE IN ANGRENARE

DIRECTIA DE IESIRE DIN ANGRENARE

FIG. 4 MODIFICAREA PUNCTULUI DE CONTACT INTRE BOLT SI
DINTE ATATA TIMP CAT LANTUL ANGRENEAZA CU
ROATA

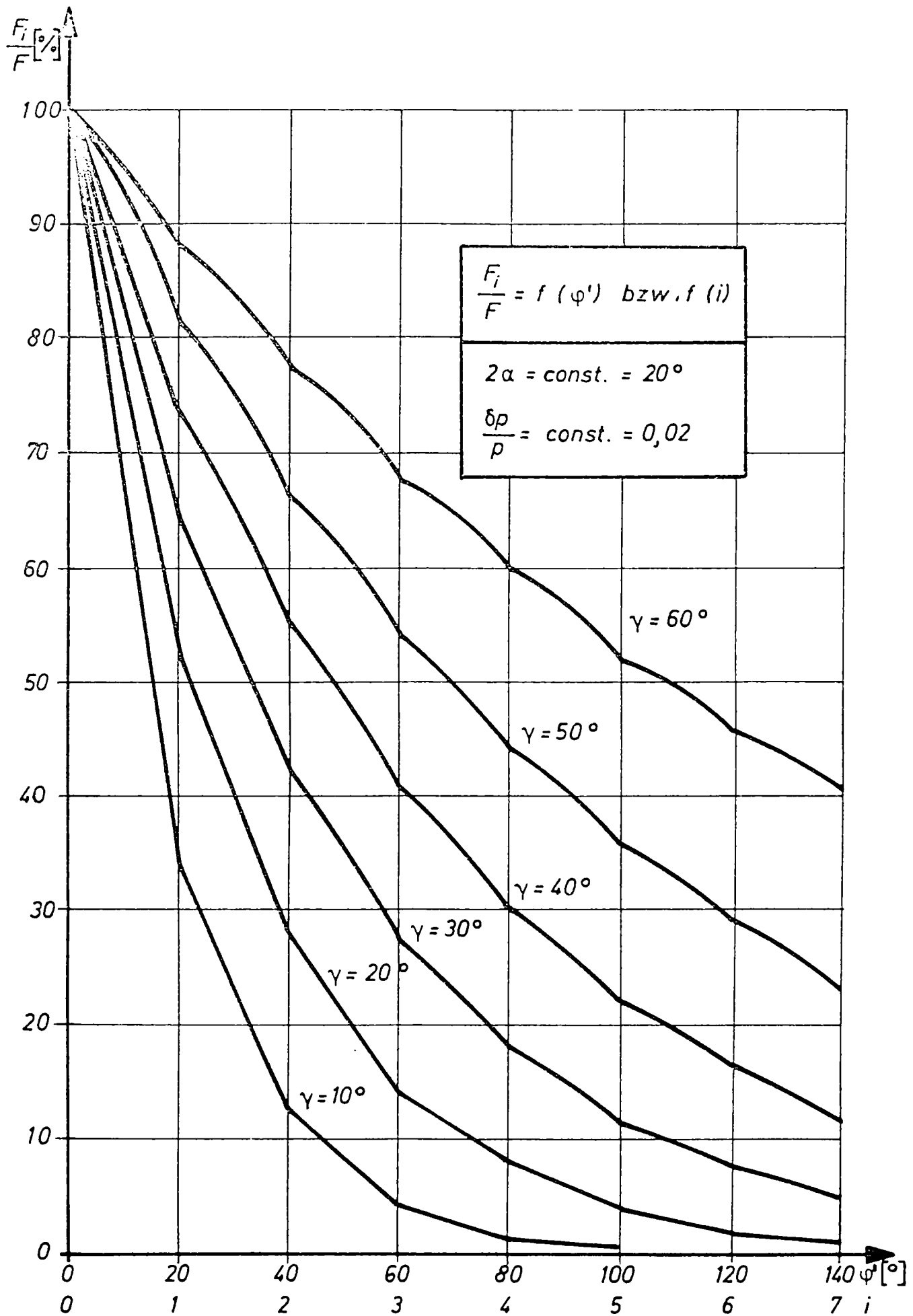


FIG. 5 EVOLUTIA PUTERII DE TRAGERE ASUPRA DINTELUI
 FUNCTIE DE UNGHIUL DE RASUCIRE φ'

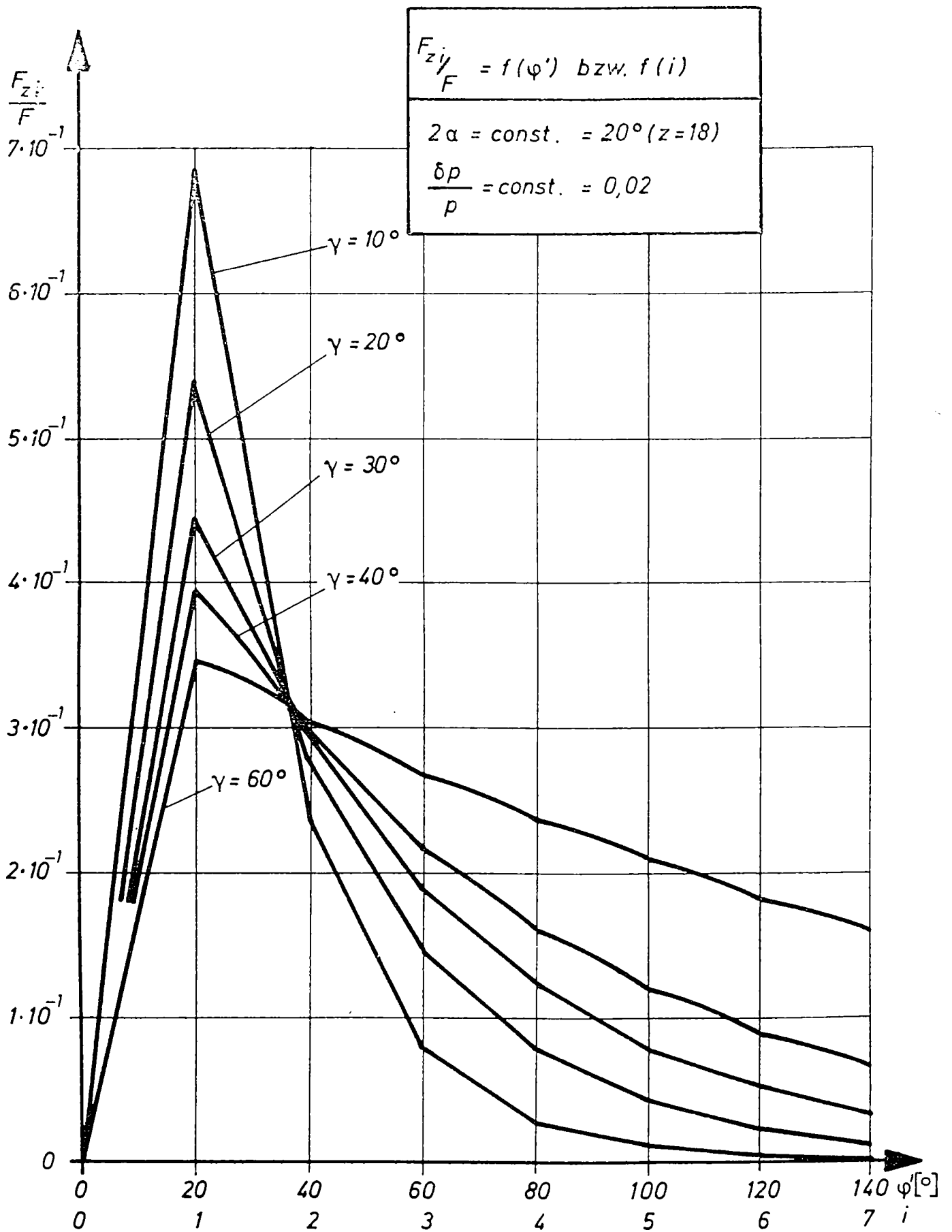


FIG. 6 EVOLUTIA PUTERII ASUPRA DINTELUI FUNCTIE DE UNGHIUL DE RASUCIRE φ'

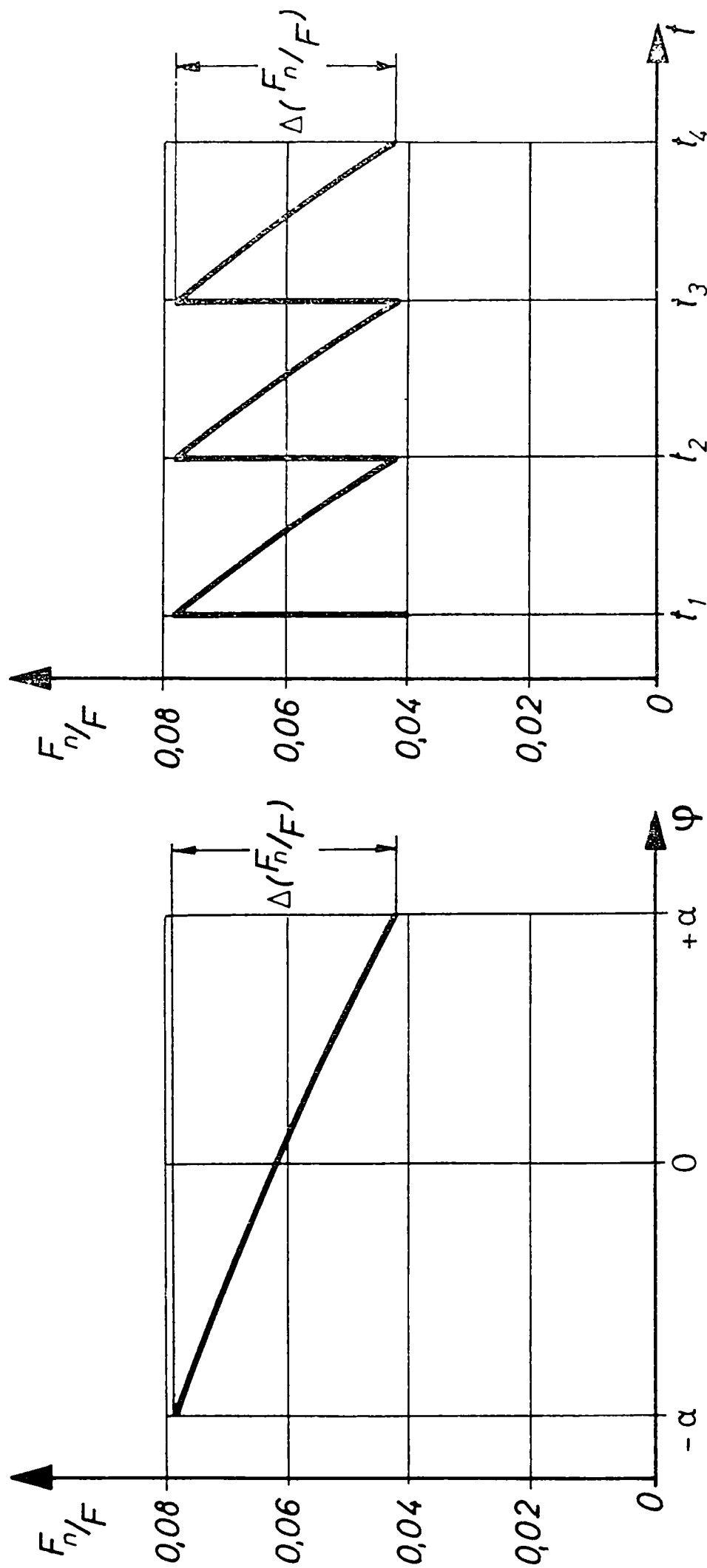


FIG. 7 CORELATIA INTRE FORȚA LONGITUDINALĂ
 F_n/F FUNCȚIE DE UNGHIIUL DE RĂSUCIRE
 ȘI TIMPUL t
 ($2\alpha=20$, $\gamma=20$, $d/p=0,02$, $n=5$)

B116

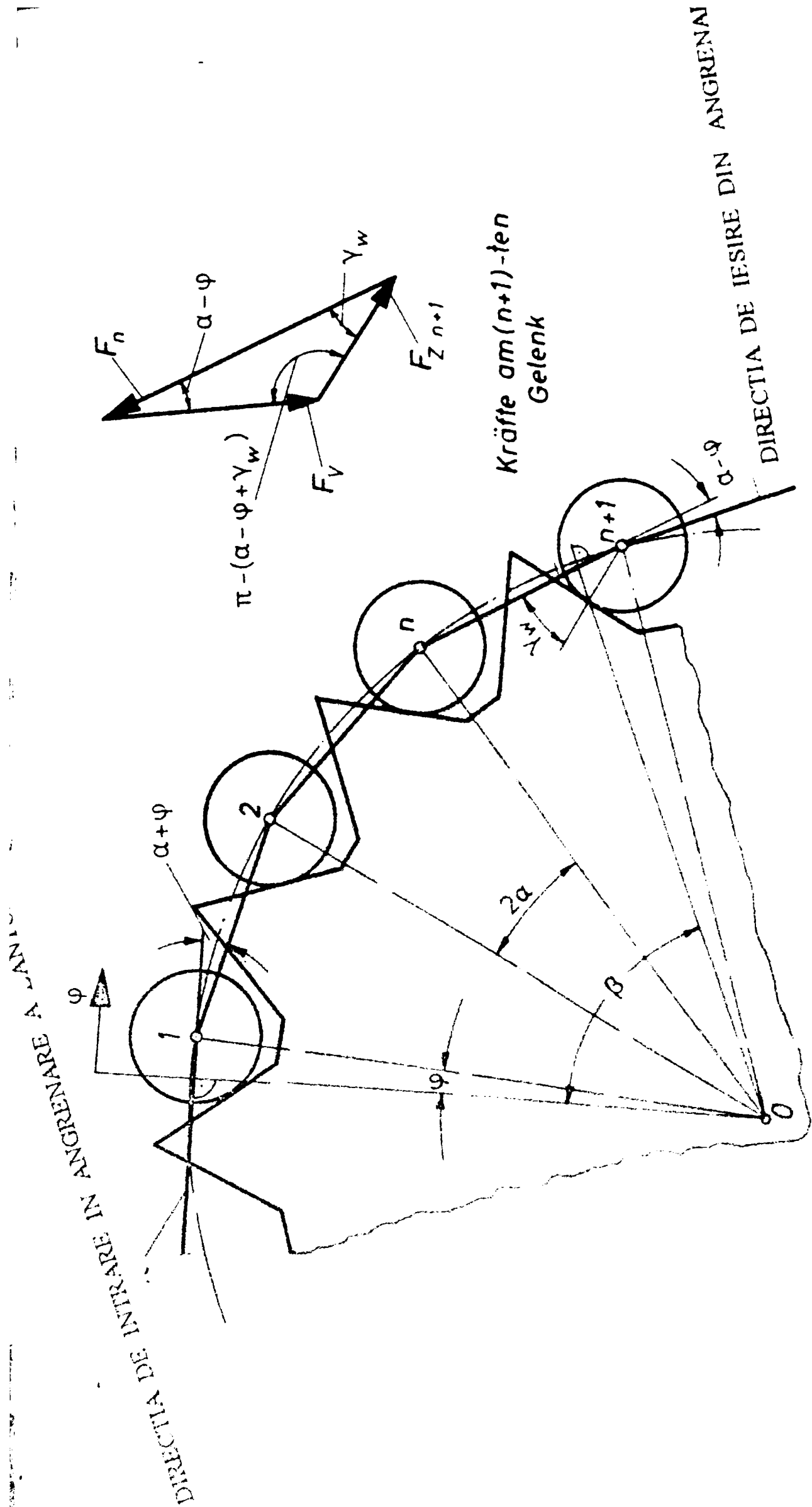


FIG. 8 FORTE IN LANT LA ZALA $n+1$

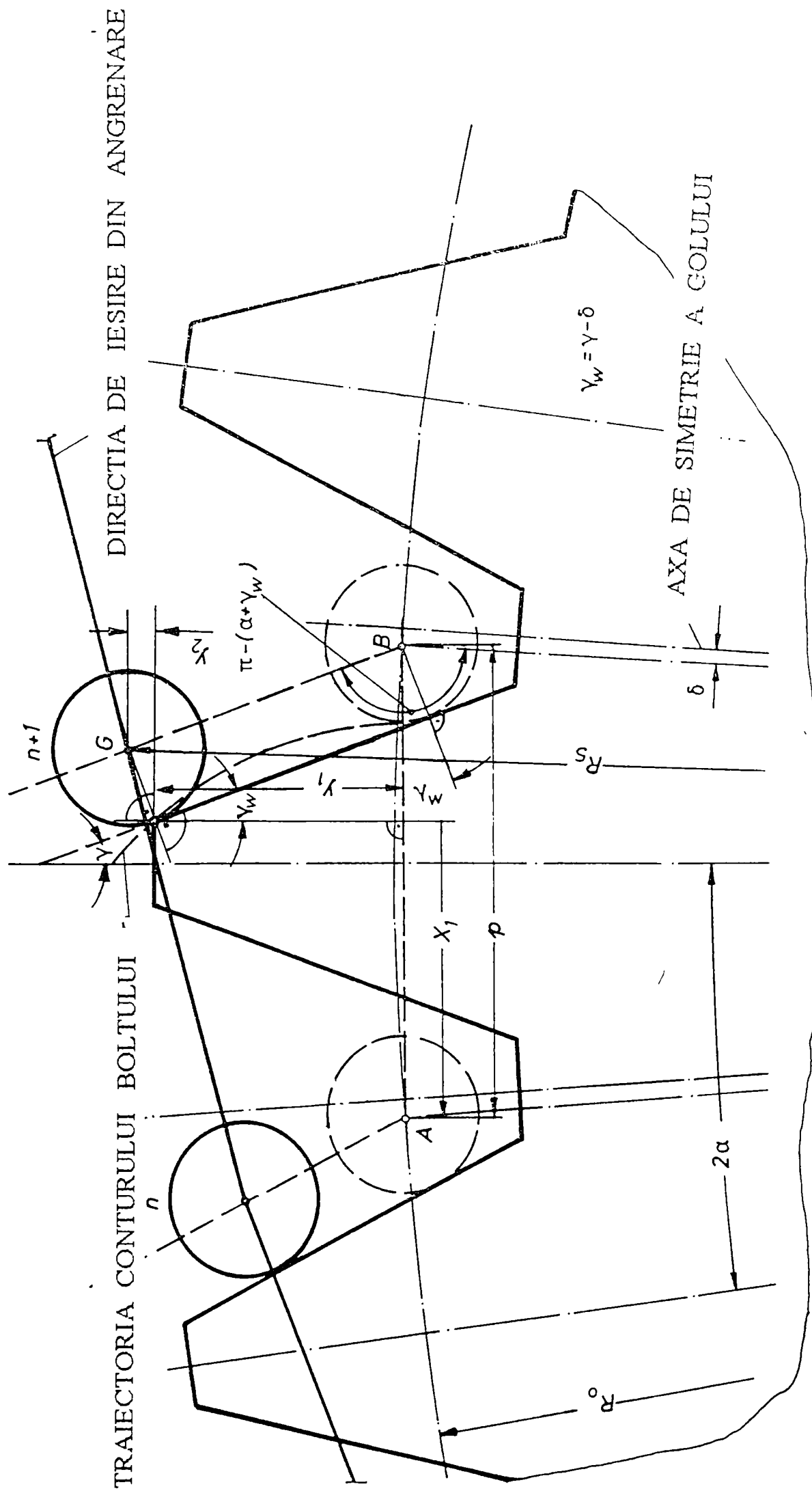


FIG. 9 POZITIA CEA MAI SUPERIOARA POSIBILA A BOLTULUI R_s

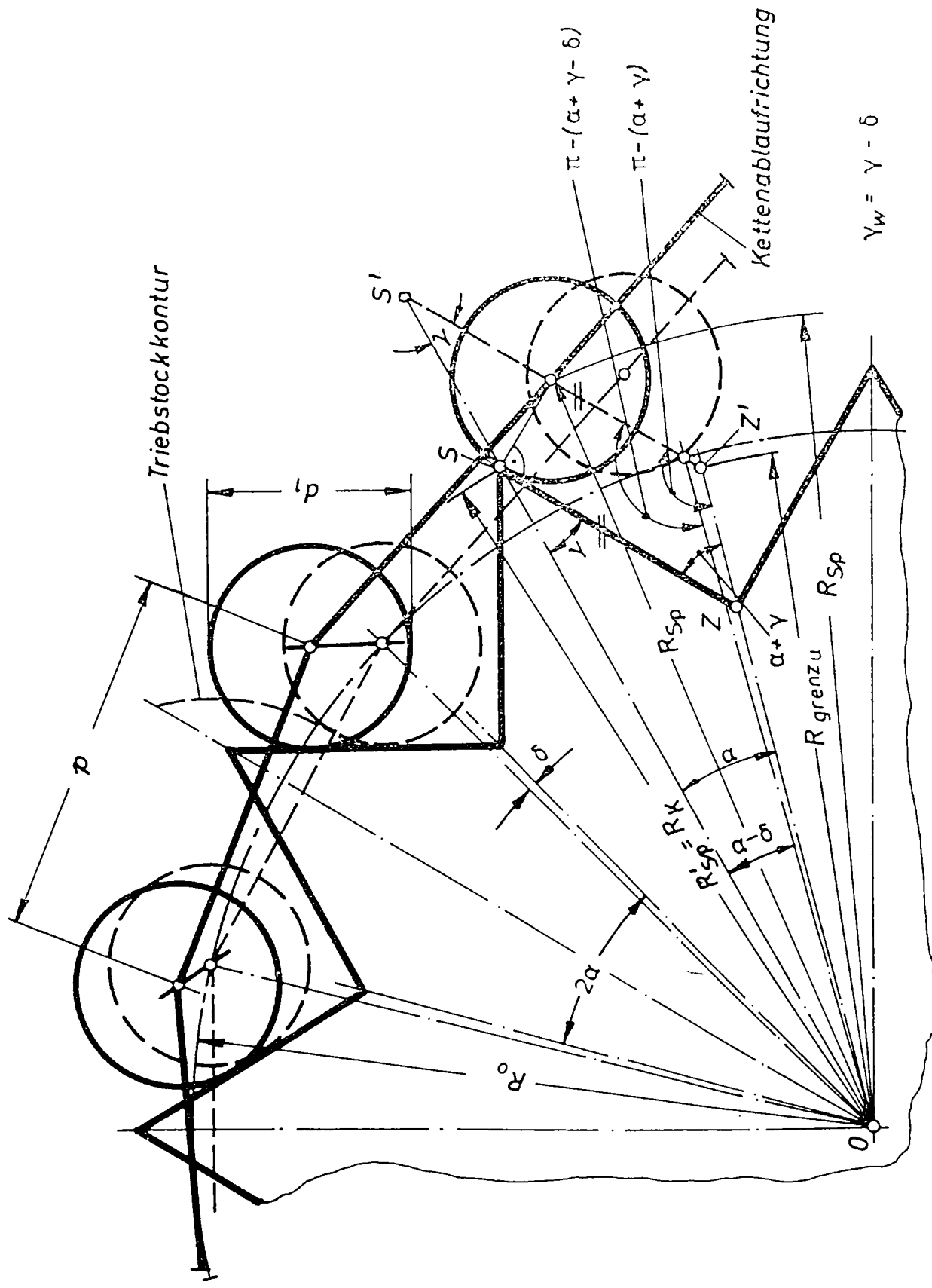


FIG. 10 Rsp POZITIA LIMITA SUPERIOARA A BOLTULUI

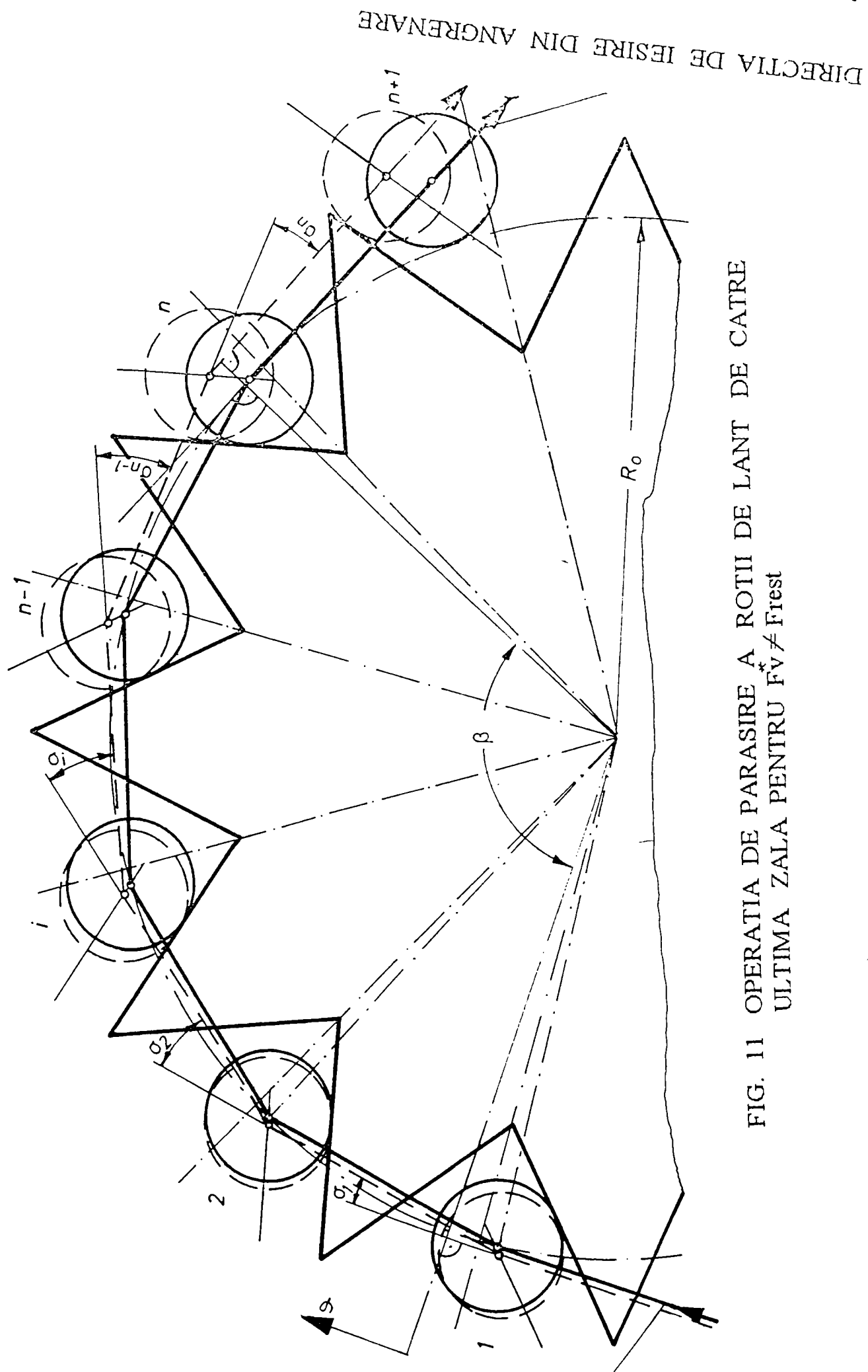


FIG. 11 OPERATIA DE PARASIRE A ROTII DE LANT DE CATRE
ULTIMA ZALA PENTRU $FV \neq Frest$

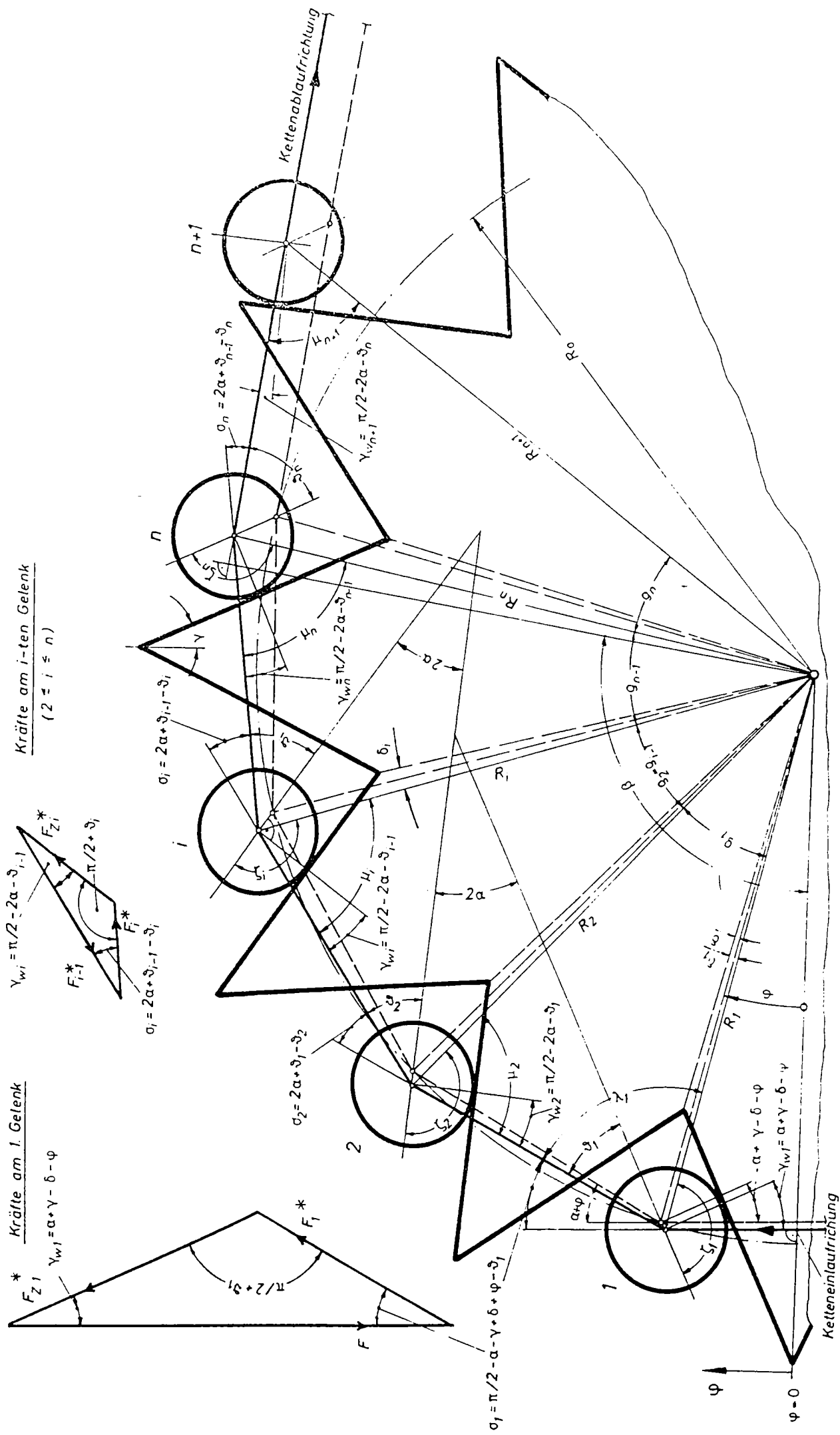
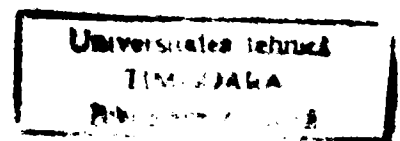


FIG.12 TRANSMITEREA PUTERII INTRE ROATA DE LANT SI LANT DUPA AL 5-LEA BOLT $F \neq F_{rest}$

*
* Problem : m25 Date : 12- 3-98 Time : 8:30:53
*

VIEW,0,0,1,
PT,1,0,0,0,
PT,2,6,4.65,0,
PT,3,6,-4.65,0,
PARASSIGN,R1,REAL,3.3,
PARASIGN,R2,REAL,5.5,
PT,4,6,20.65,0,
PLANE,Z,0,1,
CRPCIRCLE,1,1,2,R1,360,4,
CRPCIRCLE,5,1,2,R2,360,4,
CRPCIRCLE,9,4,2,16,360,4,
PTINTCC,5,12,12,1,
PTDEL,16,17,1,
PTINTCC,12,5,5,1,
CRARC,13,2,17,4,16,
CRARC,14,10,17,1,R2,
CRSYM,13,14,1,Y,1,0,
CRLINE,17,2,3,
SF2CR,1,6,2,0,
SF2CR,2,14,1,0,
SF2CR,3,16,3,0,
SFDEL,3,3,1,
CRUNDEL,3,3,1,
CRLINE,21,8,18,
CRUNDEL,16,16,1,
CRARC,22,18,11,1,R2,
CRBRK,4,4,1,2,0,
CRLINE,24,2,20,
CRLINE,25,20,3,
SF2CR,3,13,23,0,
SF2CR,4,15,4,0,
SF2CR,5,3,22,0,
SFPTCR,6,17,20,0,
CRBRK,1,3,2,2,0,
EGROUP,1,PLANE2D,0,1,0,0,0,0,0,0,
RCONST,1,1,1,1,2,
MPROP,1,EX,2.1E5,
MPROP,1,NUXY,0,
MPROP,1,NUXY,.3,
M_SF,1,5,1,8,6,6,1,1,
M_SF,6,6,1,8,6,6,1,1,
NMERGE,1,798,1,0.0001,0,1,0,
DCR,17,UX,0,17,1,UY,,
FND,121,FX,-27.3,133,2,
FND,256,FX,-27.3,258,1,
FND,539,FX,-27.3,543,2,
SCALE,0,
DCDEL,17,UY,17,1,,
DND,412,UY,0,412,1,,



SCALE,0,

SCALE,0,

C*

C* Problem : M25 Date : 12- 3-98 Time : 8:31:42

C*

C*

C* Problem : m25 Date : 12- 3-98 Time : 8:36:47

C*

SCALE,0,

.....
.....
*
*
* C O S M O S / M *
*
*
* VERSION: 1.60 *
*
*
* DISTRIBUTED BY: *
*
* STRUCTURAL RESEARCH AND ANALYSIS CORPORATION *
*
* 1661 LINCOLN BLVD #200 *
*
* SANTA MONICA, CALIFORNIA 90404 *
*
* TEL. NO. (213) 452-2158 *
*
* COPYRIGHT 1988 S. R. A. C. *
*
.....
.....

DATE: 12/ 3/1998 TIME: 0:20:31

TITLE : |
SUBTITLE : |

CONTROL INFORMATION

NUMBER OF LOAD CASES (NLCASE) = 1
SOLUTION MODE (MODEX) = 0
EQ. 0, STATIC ANALYSIS
EQ. 1, BUCKLING ANALYSIS
EQ. 2, DYNAMIC ANALYSIS
THERMAL LOADING FLAG (ITHERM) = 0
EQ. 0, NO THERMAL EFFECTS CONSIDERED
EQ. 1, ADD TEMPERATURE EFFECT
GRAVITY LOADING FLAG (IGRAV) = 0
EQ. 0, NO GRAVITY LOADING CONSIDERED
EQ. 1, ADD GRAVITY LOADING EFFECT
CENTRIFUGAL LOADING FLAG (ICNTRF) = 0
EQ. 0, NO CENTRIFUGAL LOADING CONSIDERED
EQ. 1, ADD CENTRIFUGAL LOADING EFFECT
IN-PLANE STIFFENING FLAG (INPLN) = 0
EQ. 0, NO IN-PLANE EFFECTS CONSIDERED
EQ. 1, IN-PLANE EFFECTS CONSIDERED
SOFT SPRING ADDITION FLAG (ISOFT) = 0
EQ. 0, NO SOFT SPRING OPTION
EQ. 1, SOFT SPRING ADDED

SAVE DECOMPOSED STIFFNESS MATRIX FLAG . . . (ISAVK) = 0
 EQ. 0, DO NOT SAVE DECOMPOSED K
 EQ. 1, SAVE DECOMPOSED K
 FORM STIFFNESS MATRIX FLAG(IFORMK) = 0
 EQ. 0, FORM STIFFNESS MATRIX
 EQ. 1, USE EXIST DECOMPOSED STIFFNESS MATRIX

TOTAL SYSTEM DATA

NUMBER OF EQUATIONS(NEQ) = 1402
 NUMBER OF MATRIX ELEMENTS(NWK) = 100697
 MAXIMUM HALF BANDWIDTH(MK) = 138
 MEAN HALF BANDWIDTH(MM) = 71
 NUMBER OF ELEMENTS(NUME) = 216
 NUMBER OF NODAL POINTS(NUMNP)= 708
 SIZE OF EACH BLOCK(MTBLK)= 8000
 NUMBER OF BLOCKS (NBLK) = 13

MAXIMUM DIAGONAL STIFFNESS MATRIX VALUE = .218865E+08
 MINIMUM DIAGONAL STIFFNESS MATRIX VALUE = .384914E+06

LOAD CASE NUMBER = 1

TOTAL STRAIN ENERGY = .568066E+00

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
1	-1.88306E-03	-4.02197E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
2	-2.28979E-03	-1.62092E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
3	-2.75020E-03	2.63699E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
4	-3.22130E-03	4.12609E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
5	-3.64422E-03	4.34344E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
6	-3.97836E-03	3.40840E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
7	-4.17948E-03	1.66266E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
8	-4.22928E-03	-4.99813E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
9	-4.11475E-03	-2.60191E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
10	-3.85178E-03	-4.16491E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
11	-3.46071E-03	-4.79512E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
12	-2.98856E-03	-4.15839E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
13	-2.47945E-03	-2.12951E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
14	-1.98948E-03	-4.81848E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
15	-2.83068E-03	1.95046E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
16	-3.68295E-03	3.86564E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
17	-4.19084E-03	1.52999E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
18	-4.13364E-03	-2.30992E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
19	-3.51458E-03	-4.10768E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
20	-2.56761E-03	-1.11445E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
21	-2.09179E-03	-5.57656E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
22	-2.47870E-03	-1.70788E-04	.00000	.00000	.00000	.00000

23	-2.91033E-03	1.14504E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
24	-3.33945E-03	2.80417E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
25	-3.72487E-03	3.25521E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
26	-4.02424E-03	2.67752E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
27	-4.20730E-03	1.34546E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
28	-4.25289E-03	-3.49674E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
29	-4.15420E-03	-1.97417E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
30	-3.91767E-03	-3.10802E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
31	-3.56521E-03	-3.34327E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
32	-3.12801E-03	-2.41148E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
33	-2.65227E-03	-1.42884E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
34	-2.19013E-03	-6.29235E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
35	-2.98779E-03	2.74252E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
36	-3.76805E-03	2.56754E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
37	-4.22686E-03	1.12778E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
38	-4.17556E-03	-1.61863E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
39	-3.61284E-03	-2.54831E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
40	-2.73374E-03	7.77240E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
41	-2.28598E-03	-6.97952E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
42	-2.65912E-03	-3.39472E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
43	-3.06350E-03	-6.49054E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
44	-3.45991E-03	1.09181E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
45	-3.81237E-03	1.82135E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
46	-4.08357E-03	1.67130E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
47	-4.24924E-03	8.88817E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
48	-4.28816E-03	-2.04426E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
49	-4.19781E-03	-1.24206E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
50	-3.98065E-03	-1.85554E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
51	-3.65805E-03	-1.71884E-04	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
52	-3.25552E-03	-5.83935E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
53	-2.81302E-03	1.66565E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
54	-2.38071E-03	-7.64159E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
55	-3.13813E-03	-1.59926E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
56	-3.85701E-03	1.04150E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
57	-4.27275E-03	6.38411E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
58	-4.22017E-03	-8.50539E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
59	-3.70181E-03	-8.72264E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
60	-2.89127E-03	2.52803E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
61	-2.47527E-03	-8.28918E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
62	-2.83346E-03	-5.11884E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
63	-3.21212E-03	-2.56507E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
64	-3.57885E-03	-7.74316E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
65	-3.90177E-03	2.39079E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
66	-4.14803E-03	5.60426E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
67	-4.29666E-03	3.82684E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
68	-4.32829E-03	-4.83164E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
69	-4.24235E-03	-4.43737E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
70	-4.04093E-03	-5.13267E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
71	-3.74459E-03	-9.63058E-07	.00000	.00000	.00000	.00000

72	-3.37587E-03	1.26282E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
73	-2.96912E-03	3.37673E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
74	-2.57164E-03	-8.93146E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
75	-3.28742E-03	-3.53925E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
76	-3.94710E-03	-5.77129E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
77	-4.32047E-03	1.24804E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
78	-4.26438E-03	-2.31390E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
79	-3.78789E-03	8.66942E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
80	-3.04814E-03	4.22606E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
81	-2.67106E-03	-9.58074E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
82	-3.01106E-03	-6.84169E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
83	-3.36497E-03	-4.51267E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
84	-3.69859E-03	-2.69105E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
85	-3.99203E-03	-1.40567E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
86	-4.20888E-03	-5.95528E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
87	-4.34130E-03	-1.36328E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
88	-4.36292E-03	1.31939E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
89	-4.28444E-03	4.11994E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
90	-4.09858E-03	8.90603E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
91	-3.83215E-03	1.75536E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
92	-3.49716E-03	3.13258E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
93	-3.12922E-03	5.09007E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
94	-2.77453E-03	-1.02194E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
95	-3.44652E-03	-5.45097E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
96	-4.03924E-03	-2.20553E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
97	-4.36288E-03	-3.87970E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
98	-4.30603E-03	8.39893E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
99	-3.87986E-03	2.62985E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
100	-3.21365E-03	5.96314E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
101	-2.88569E-03	-1.08985E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
102	-3.20766E-03	-8.59858E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
103	-3.53292E-03	-6.36796E-04	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
104	-3.82202E-03	-4.60497E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
105	-4.08433E-03	-2.97423E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
106	-4.25303E-03	-1.76369E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
107	-4.37846E-03	-6.33328E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
108	-4.37628E-03	3.18233E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
109	-4.32375E-03	1.24902E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
110	-4.15064E-03	2.32549E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
111	-3.92967E-03	3.49676E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
112	-3.62920E-03	5.09357E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
113	-3.30358E-03	6.89932E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
114	-3.03007E-03	-1.16402E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
115	-3.64350E-03	-7.24316E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
116	-4.14564E-03	-3.66687E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
117	-4.40760E-03	-8.67958E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
118	-4.35714E-03	1.58914E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
119	-4.00143E-03	4.32526E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
120	-3.42233E-03	7.92258E-04	.00000	.00000	.00000	.00000

121	-3.18929E-03	-1.24572E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
122	-3.41632E-03	-1.03686E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
123	-3.75630E-03	-8.03621E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
124	-3.92468E-03	-6.17468E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
125	-4.20086E-03	-4.16561E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
126	-4.25835E-03	-2.63988E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
127	-4.43293E-03	-1.04638E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
128	-4.35163E-03	4.27434E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
129	-4.38760E-03	1.79713E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
130	-4.17776E-03	3.51168E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
131	-4.07296E-03	5.05851E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
132	-3.75934E-03	7.14386E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
133	-3.55155E-03	9.09339E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
135	-1.69321E-03	-6.62365E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
136	-1.54823E-03	-9.27227E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
137	-1.45084E-03	-1.18716E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
138	-1.40054E-03	-1.42622E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
139	-1.39508E-03	-1.63432E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
140	-1.42783E-03	-1.79447E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
141	-1.48955E-03	-1.89774E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
142	-1.56530E-03	-1.93260E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
143	-1.63903E-03	-1.89756E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
144	-1.69283E-03	-1.79451E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
145	-1.71168E-03	-1.63016E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
146	-1.67578E-03	-1.41961E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
148	-1.64368E-03	-1.00112E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
149	-1.48089E-03	-1.48500E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
150	-1.48191E-03	-1.83068E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
151	-1.57503E-03	-1.94087E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
152	-1.63803E-03	-1.77248E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
153	-1.53556E-03	-1.36845E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
155	-1.89008E-03	-8.14407E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
156	-1.73351E-03	-1.07259E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
157	-1.62186E-03	-1.32006E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
158	-1.55426E-03	-1.54364E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
159	-1.52575E-03	-1.73013E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
160	-1.52866E-03	-1.86603E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
161	-1.55131E-03	-1.93921E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
162	-1.57811E-03	-1.94278E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
163	-1.59240E-03	-1.87379E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
164	-1.57582E-03	-1.73734E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
165	-1.51516E-03	-1.54226E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
166	-1.39929E-03	-1.30536E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
168	-1.81807E-03	-1.14125E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
169	-1.62067E-03	-1.60038E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
170	-1.56722E-03	-1.89809E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
171	-1.57227E-03	-1.93634E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
172	-1.50648E-03	-1.68964E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
173	-1.26735E-03	-1.23391E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

175	-2.07072E-03	-9.53678E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
176	-1.89862E-03	-1.20743E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
177	-1.76936E-03	-1.44610E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
178	-1.68033E-03	-1.65508E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
179	-1.62600E-03	-1.82016E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
180	-1.59662E-03	-1.92617E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
181	-1.57889E-03	-1.96048E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
182	-1.55500E-03	-1.91958E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
183	-1.50887E-03	-1.80476E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
184	-1.42603E-03	-1.62803E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
185	-1.30069E-03	-1.40447E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
186	-1.13534E-03	-1.15568E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
188	-1.97594E-03	-1.27104E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
189	-1.73365E-03	-1.70652E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
190	-1.61622E-03	-1.94817E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
191	-1.52474E-03	-1.89133E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
192	-1.33360E-03	-1.55454E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
193	-9.99266E-04	-1.07281E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
195	-2.24333E-03	-1.08350E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
196	-2.05177E-03	-1.33222E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
197	-1.89886E-03	-1.56127E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
198	-1.78124E-03	-1.75436E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
199	-1.69371E-03	-1.89471E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
200	-1.62495E-03	-1.96286E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
201	-1.55953E-03	-1.94639E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
202	-1.47785E-03	-1.84924E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
203	-1.36889E-03	-1.68368E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
204	-1.22585E-03	-1.47012E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
205	-1.05202E-03	-1.23054E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
206	-8.56687E-04	-9.87964E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
208	-2.12763E-03	-1.39112E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
209	-1.82378E-03	-1.79771E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
210	-1.62195E-03	-1.96843E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
211	-1.41293E-03	-1.79493E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
212	-1.10191E-03	-1.37826E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
213	-7.06597E-04	-9.03402E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
215	-2.41958E-03	-1.20850E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
216	-2.20575E-03	-1.44744E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
217	-2.01949E-03	-1.66143E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
218	-1.86259E-03	-1.83587E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
219	-1.72714E-03	-1.94391E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
220	-1.60381E-03	-1.96217E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
221	-1.47433E-03	-1.88308E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
222	-1.32502E-03	-1.72787E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
223	-1.15347E-03	-1.51909E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
224	-9.60912E-04	-1.28344E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
225	-7.56564E-04	-1.04450E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
226	-5.51941E-04	-8.22499E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
228	-2.28679E-03	-1.49888E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

229	-1.89587E-03	-1.86651E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
230	-1.56707E-03	-1.94269E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
231	-1.21388E-03	-1.65293E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
232	-8.05503E-04	-1.19010E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
233	-3.98807E-04	-7.46500E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
235	-2.61759E-03	-1.33783E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
236	-2.37589E-03	-1.54766E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
237	-2.14914E-03	-1.74351E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
238	-1.92886E-03	-1.88834E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
239	-1.71959E-03	-1.95347E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
240	-1.50333E-03	-1.90718E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
241	-1.29404E-03	-1.77150E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
242	-1.07702E-03	-1.57556E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
243	-8.57008E-04	-1.34414E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
244	-6.39884E-04	-1.10454E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
245	-4.36093E-04	-8.76644E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
246	-2.57426E-04	-6.76110E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
248	-2.49126E-03	-1.59398E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
249	-1.97307E-03	-1.89600E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
250	-1.41725E-03	-1.85938E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
251	-9.15521E-04	-1.50092E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
252	-4.71729E-04	-1.02938E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
253	-1.37039E-04	-6.07911E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
255	-2.83387E-03	-1.47296E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
256	-2.62518E-03	-1.64178E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
257	-2.31255E-03	-1.80223E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
258	-2.01992E-03	-1.88031E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
259	-1.61638E-03	-1.89678E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
260	-1.28492E-03	-1.80131E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
261	-9.93857E-04	-1.64565E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
262	-7.32599E-04	-1.44080E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
263	-5.04236E-04	-1.20939E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
264	-3.11297E-04	-9.69251E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
265	-1.58496E-04	-7.41542E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
266	-4.85850E-05	-5.36606E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
267	.00000	5.46640E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
268	-1.44893E-04	-2.97975E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
269	-2.91502E-04	-2.77975E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
270	-4.41770E-04	-7.03573E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
271	-5.95664E-04	-1.32788E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
272	-7.54389E-04	-2.17367E-04	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
273	-9.15798E-04	-3.26552E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
274	-1.07722E-03	-4.61796E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
275	-1.23511E-03	-6.23516E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
276	-1.37979E-03	-8.08450E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
277	-1.50790E-03	-1.01059E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
278	-1.60726E-03	-1.21883E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
280	-7.15197E-05	4.48813E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
281	-2.99257E-04	-6.14716E-06	.00000	.00000	.00000	.00000

282	-5.37099E-04	-1.18906E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
283	-7.89182E-04	-3.07376E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
284	-1.05410E-03	-5.86650E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
285	-1.31629E-03	-9.55606E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
287	-1.12180E-04	6.60755E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
288	-1.96089E-04	4.05446E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
289	-2.83396E-04	2.64845E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
290	-3.74296E-04	-4.81932E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
291	-4.69323E-04	-1.13286E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
292	-5.69284E-04	-1.94636E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
293	-6.74874E-04	-2.93656E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
294	-7.86453E-04	-4.13005E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
295	-9.04642E-04	-5.53385E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
296	-1.02769E-03	-7.16351E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
297	-1.15492E-03	-8.99441E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
298	-1.28054E-03	-1.09903E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
300	-1.23115E-04	7.01380E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
301	-2.49906E-04	1.15720E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
302	-3.96342E-04	-1.12865E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
303	-5.68290E-04	-2.82526E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
304	-7.72549E-04	-5.22629E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
305	-1.01087E-03	-8.44005E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
307	-1.11439E-04	6.08759E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
308	-1.54464E-04	3.05876E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
309	-2.03243E-04	-8.25108E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
310	-2.57875E-04	-5.66162E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
311	-3.19523E-04	-1.15633E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
312	-3.88558E-04	-1.87134E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
313	-4.66348E-04	-2.72520E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
314	-5.53456E-04	-3.74049E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
315	-6.50952E-04	-4.93208E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
316	-7.58957E-04	-6.31755E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
317	-8.77237E-04	-7.89687E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
318	-1.00377E-03	-9.65885E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
320	-8.10593E-05	4.07673E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
321	-1.46967E-04	-2.27591E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
322	-2.39562E-04	-1.20560E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
323	-3.65944E-04	-2.63550E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
324	-5.33598E-04	-4.65209E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
325	-7.46810E-04	-7.36173E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
327	-3.90271E-05	1.48593E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
328	-5.94242E-05	-9.79536E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
329	-8.57080E-05	-4.08576E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
330	-1.18440E-04	-7.95511E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
331	-1.58986E-04	-1.27206E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
332	-2.08058E-04	-1.85475E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
333	-2.67056E-04	-2.55757E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
334	-3.36727E-04	-3.39753E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
335	-4.18054E-04	-4.38689E-04	.00000	.00000	.00000	.00000

336	-5.11296E-04	-5.53544E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
337	-6.16410E-04	-6.84312E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
338	-7.32112E-04	-8.29991E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
340	8.16650E-06	-1.38068E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
341	-2.46922E-05	-5.98339E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
342	-8.13257E-05	-1.34849E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
343	-1.71253E-04	-2.49329E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
344	-3.03815E-04	-4.13995E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
345	-4.83984E-04	-6.34352E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
347	5.05083E-05	-3.74816E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
348	4.11014E-05	-5.40988E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
349	2.80977E-05	-7.62453E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
350	1.04299E-05	-1.04907E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
351	-1.32905E-05	-1.41444E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
352	-4.42189E-05	-1.87104E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
353	-8.40672E-05	-2.43210E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
354	-1.33765E-04	-3.10776E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
355	-1.94911E-04	-3.90653E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
356	-2.67613E-04	-4.82815E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
357	-3.52229E-04	-5.86676E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
358	-4.47706E-04	-7.00738E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
360	7.99544E-05	-4.93028E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
361	6.61285E-05	-8.40650E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
362	3.87271E-05	-1.42725E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
363	-1.20055E-05	-2.34276E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
364	-9.75081E-05	-3.66472E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
365	-2.26890E-04	-5.40572E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
367	9.19844E-05	-3.85326E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
368	8.93539E-05	-5.55501E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
369	8.54666E-05	-7.63810E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
370	7.93112E-05	-1.01784E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
371	7.03184E-05	-1.33086E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
372	5.71513E-05	-1.71238E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
373	3.86310E-05	-2.17498E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
374	1.33176E-05	-2.72574E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
375	-2.03183E-05	-3.37023E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
376	-6.34189E-05	-4.10626E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
377	-1.17414E-04	-4.92591E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
378	-1.82110E-04	-5.81817E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
380	9.03175E-05	-8.87702E-07	.00000	.00000	.00000	.00000
381	8.84842E-05	-4.81265E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
382	8.18437E-05	-1.07251E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
383	6.55676E-05	-1.87127E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
384	3.07276E-05	-2.96038E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
385	-3.35282E-05	-4.37343E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
387	8.07040E-05	6.30766E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
388	8.23930E-05	3.06056E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
389	8.30593E-05	-1.25002E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
390	8.25200E-05	-3.30811E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

391	8.13732E-05	-6.65795E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
392	7.90343E-05	-1.02600E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
393	7.50485E-05	-1.42973E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
394	6.84887E-05	-1.88491E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
395	5.81097E-05	-2.40902E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
396	4.27899E-05	-3.00838E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
397	2.08188E-05	-3.69528E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
398	-8.79262E-06	-4.47981E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
400	-1.55040E-03	1.34005E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
401	-1.48345E-03	1.14760E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
402	-1.38882E-03	9.49445E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
403	-1.26824E-03	7.58462E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
404	-1.13281E-03	5.84853E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
405	-9.86636E-04	4.33691E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
406	-8.37471E-04	3.07687E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
407	-6.89115E-04	2.06191E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
408	-5.43596E-04	1.27766E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
409	-4.02791E-04	6.99307E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
410	-2.65649E-04	3.05659E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
411	-1.31970E-04	7.68662E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
412	.00000	.00000	.00000	.00000	.00000	.00000
413	-1.44088E-03	1.31845E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
414	-1.24498E-03	9.26843E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
415	-1.00194E-03	5.72851E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
416	-7.50684E-04	3.03998E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
417	-5.09710E-04	1.23503E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
418	-2.83007E-04	1.68847E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
419	-6.73971E-05	-3.04376E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
420	-1.33767E-03	1.28974E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
421	-1.23623E-03	1.09546E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
422	-1.12456E-03	9.03809E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
423	-1.00800E-03	7.25006E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
424	-8.92021E-04	5.64041E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
425	-7.78553E-04	4.24269E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
426	-6.69597E-04	3.05279E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
427	-5.65500E-04	2.06675E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
428	-4.66233E-04	1.26204E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
429	-3.71588E-04	6.23441E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
430	-2.80977E-04	1.30394E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
431	-1.94107E-04	-2.31702E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
432	-1.10711E-04	-4.72691E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
433	-1.24103E-03	1.25604E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
434	-1.01832E-03	8.81194E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
435	-7.94840E-04	5.57157E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
436	-5.92717E-04	3.09274E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
437	-4.16513E-04	1.33855E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
438	-2.63445E-04	1.77561E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
439	-1.29630E-04	-5.08168E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
440	-1.14754E-03	1.21770E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
441	-1.03529E-03	1.03476E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
442	-9.21657E-04	8.58763E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
443	-8.10892E-04	6.96470E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
444	-7.05930E-04	5.50918E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
445	-6.08160E-04	4.23755E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
446	-5.18355E-04	3.14378E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
447	-4.36324E-04	2.21978E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
448	-3.61933E-04	1.44663E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
449	-2.94426E-04	8.10804E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
450	-2.33529E-04	2.93911E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
451	-1.78495E-04	-1.16765E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
452	-1.29176E-04	-4.32858E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
453	-1.05436E-03	1.17598E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
454	-8.29108E-04	8.35967E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
455	-6.20681E-04	5.44887E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
456	-4.44398E-04	3.19896E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
457	-3.03109E-04	1.57383E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
458	-1.93727E-04	4.58327E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
459	-1.11552E-04	-2.61645E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
460	-9.58658E-04	1.13153E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
461	-8.46810E-04	9.68701E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
462	-7.37215E-04	8.12819E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
463	-6.32883E-04	6.68594E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
464	-5.36077E-04	5.38588E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
465	-4.48077E-04	4.24225E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
466	-3.69574E-04	3.25424E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
467	-3.00546E-04	2.41581E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
468	-2.40808E-04	1.71268E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
469	-1.89629E-04	1.13238E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
470	-1.46539E-04	6.57803E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
471	-1.10541E-04	2.75546E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
472	-8.11613E-05	-2.82047E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
473	-8.57336E-04	1.08523E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
474	-6.42208E-04	7.89060E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
475	-4.49417E-04	5.32064E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
476	-2.92840E-04	3.31085E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
477	-1.75752E-04	1.86021E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
478	-9.42910E-05	8.76734E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
479	-4.15934E-05	2.49403E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
480	-7.48386E-04	1.03896E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
481	-6.43535E-04	8.99460E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
482	-5.42081E-04	7.65012E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
483	-4.46781E-04	6.39521E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
484	-3.59662E-04	5.25489E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
485	-2.82169E-04	4.24470E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
486	-2.14949E-04	3.37076E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
487	-1.57788E-04	2.62977E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
488	-1.10380E-04	2.01339E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
489	-7.17289E-05	1.50947E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
490	-4.09427E-05	1.10412E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
491	-1.67748E-05	7.82462E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
492	1.74040E-06	5.32256E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

493 -6.30453E-04 9.93859E-04 .00000 .00000 .00000 .00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
494	-4.35350E-04	7.41192E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
495	-2.67021E-04	5.18967E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
496	-1.37712E-04	3.43206E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
497	-4.79324E-05	2.16296E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
498	9.04810E-06	1.31502E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
499	4.24133E-05	7.89716E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
500	-5.03737E-04	9.52977E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
501	-4.10814E-04	8.32960E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
502	-3.23731E-04	7.17889E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
503	-2.44419E-04	6.10416E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
504	-1.74971E-04	5.12318E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
505	-1.15455E-04	4.24714E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
506	-6.60845E-05	3.48391E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
507	-2.58977E-05	2.83187E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
508	5.74442E-06	2.28622E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
509	3.01943E-05	1.83615E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
510	4.85535E-05	1.47019E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
511	6.20840E-05	1.17605E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
512	7.20527E-05	9.41433E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
513	-3.71521E-04	9.16859E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
514	-2.10941E-04	6.95236E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
515	-8.93650E-05	5.03430E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
516	-6.21498E-06	3.49292E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
517	4.45286E-05	2.33697E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
518	7.19783E-05	1.50789E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
519	8.52873E-05	9.15021E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
520	-2.38714E-04	8.88796E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
521	-1.67317E-04	7.75463E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
522	-1.08188E-04	6.70276E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
523	-5.89866E-05	5.74269E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
524	-1.97659E-05	4.87264E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
525	1.12260E-05	4.09165E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
526	3.43990E-05	3.39848E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
527	5.16309E-05	2.78455E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
528	6.35081E-05	2.24577E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
529	7.17756E-05	1.77079E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
530	7.70838E-05	1.34961E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
531	7.99184E-05	9.73540E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
534	-4.14763E-04	1.12668E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
535	-6.21732E-04	1.35740E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
536	-8.58690E-04	1.56432E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
537	-1.12109E-03	1.72496E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
538	-1.41482E-03	1.83197E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
539	-1.77317E-03	1.83378E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
540	-1.99800E-03	1.80307E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
541	-2.34944E-03	1.67898E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
542	-2.57458E-03	1.54256E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
543	-2.94486E-03	1.33749E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

544	-3.17759E-03	1.14307E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
547	-7.73971E-04	1.39251E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
548	-1.23119E-03	1.77363E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
549	-1.74313E-03	1.85561E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
550	-2.24560E-03	1.64036E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
551	-2.80360E-03	1.23869E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
554	-7.04040E-04	1.19683E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
555	-9.08340E-04	1.44034E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
556	-1.11077E-03	1.65552E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
557	-1.30780E-03	1.81578E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
558	-1.51025E-03	1.89123E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
559	-1.70754E-03	1.86201E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
560	-1.92220E-03	1.76646E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
561	-2.14422E-03	1.59596E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
562	-2.39930E-03	1.39212E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
563	-2.67674E-03	1.15001E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
564	-2.98038E-03	9.19576E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
567	-1.02404E-03	1.49207E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
568	-1.36698E-03	1.85054E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
569	-1.68661E-03	1.85720E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
570	-2.07113E-03	1.54743E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
571	-2.58223E-03	1.06812E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
574	-9.44778E-04	1.29910E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
575	-1.12198E-03	1.54527E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
576	-1.27523E-03	1.74659E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
577	-1.40636E-03	1.87613E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
578	-1.52810E-03	1.90633E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
579	-1.66045E-03	1.84333E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
580	-1.81290E-03	1.70020E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
581	-2.00028E-03	1.49667E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
582	-2.22492E-03	1.25216E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
583	-2.49386E-03	9.91767E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
584	-2.79675E-03	7.37185E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
587	-1.20535E-03	1.59616E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
588	-1.43118E-03	1.89312E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
589	-1.62648E-03	1.82079E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
590	-1.92795E-03	1.44199E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
591	-2.40760E-03	9.15602E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
594	-1.13707E-03	1.40407E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
595	-1.27536E-03	1.64207E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
596	-1.37399E-03	1.81512E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
597	-1.44418E-03	1.90252E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
598	-1.50892E-03	1.89239E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
599	-1.58802E-03	1.79263E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
600	-1.70004E-03	1.61726E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
601	-1.85606E-03	1.38537E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
602	-2.06376E-03	1.11888E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
603	-2.32352E-03	8.40680E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
604	-2.62937E-03	5.73659E-04	.00000	.00000	.00000	.00000

607	-1.33576E-03	1.68245E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
608	-1.44894E-03	1.90615E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
609	-1.54544E-03	1.76004E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
610	-1.78373E-03	1.32656E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
611	-2.24057E-03	7.65013E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
614	-1.29729E-03	1.49393E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
615	-1.38791E-03	1.71569E-03	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
616	-1.43022E-03	1.85591E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
617	-1.44574E-03	1.90416E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
618	-1.46095E-03	1.85642E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
619	-1.49840E-03	1.72361E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
620	-1.57737E-03	1.51969E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
621	-1.71004E-03	1.26465E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
622	-1.90350E-03	9.79468E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
623	-2.15757E-03	6.86925E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
624	-2.46531E-03	4.09013E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
627	-1.43449E-03	1.74216E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
628	-1.43629E-03	1.89728E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
629	-1.44698E-03	1.68350E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
630	-1.63416E-03	1.19878E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
631	-2.07347E-03	6.04688E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
634	-1.44408E-03	1.55952E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
635	-1.47606E-03	1.76127E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
636	-1.45952E-03	1.87237E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
637	-1.42132E-03	1.88676E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
638	-1.39052E-03	1.80552E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
639	-1.39115E-03	1.64053E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
640	-1.44186E-03	1.40775E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
641	-1.55560E-03	1.12821E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
642	-1.73757E-03	8.23337E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
643	-1.98773E-03	5.16702E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
644	-2.29714E-03	2.30192E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
647	-1.51558E-03	1.77377E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
648	-1.40206E-03	1.87266E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
649	-1.33112E-03	1.59414E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
650	-1.47366E-03	1.05142E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
651	-1.89903E-03	4.20992E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
654	-1.58895E-03	1.59592E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
655	-1.55248E-03	1.77972E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
656	-1.47301E-03	1.86994E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
657	-1.37980E-03	1.85693E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
658	-1.30329E-03	1.74615E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
659	-1.26735E-03	1.54582E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
660	-1.29223E-03	1.28045E-03	.00000	.00000	.00000	.00000
661	-1.38825E-03	9.68214E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
662	-1.56101E-03	6.40127E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
663	-1.80725E-03	3.16217E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
664	-2.11924E-03	2.61904E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
667	.00000	7.33724E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

668	.00000	1.03024E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
669	.00000	1.00562E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
670	.00000	7.84435E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
671	.00000	4.45872E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
672	.00000	7.66319E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
673	.00000	-2.89147E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
674	.00000	-6.18350E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
675	.00000	-8.39756E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
676	.00000	-8.77188E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
677	.00000	-6.17554E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
680	-1.87434E-05	1.03263E-04	.00000	.00000	.00000	.00000
681	4.44011E-06	7.06970E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
682	9.56324E-06	6.10452E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
683	4.32631E-06	-5.69563E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
684	-1.72638E-05	-8.74067E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
687	-6.25055E-05	9.20801E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
688	-2.69974E-05	9.59758E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
689	-2.38572E-06	8.35698E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
690	1.23423E-05	6.09079E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
691	1.96195E-05	3.34123E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
692	2.14371E-05	4.52030E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
693	1.88263E-05	-2.39880E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
694	1.10393E-05	-5.03350E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
695	-3.85465E-06	-7.11978E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
696	-2.78151E-05	-8.14035E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
697	-6.23053E-05	-7.52575E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
700	-2.33157E-05	8.13975E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
701	2.43442E-05	4.85983E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
702	3.51753E-05	3.12807E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
703	2.06673E-05	-4.11229E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
704	-2.94667E-05	-6.92865E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
707	-5.34220E-05	6.58084E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
708	-9.97435E-06	6.09121E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
709	2.04468E-05	4.93341E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
710	3.86163E-05	3.44912E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
711	4.77511E-05	1.84023E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
712	4.93633E-05	2.31776E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
713	4.45115E-05	-1.36810E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
714	3.20048E-05	-2.92071E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
715	1.00720E-05	-4.26445E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
716	-2.35504E-05	-5.16294E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
717	-6.93834E-05	-5.27278E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
720	1.08871E-05	3.63250E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
721	5.46321E-05	1.95240E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
722	6.33934E-05	2.60535E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
723	4.50695E-05	-1.45291E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
724	-1.03946E-05	-2.90456E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
727	3.98071E-06	1.33150E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
728	3.58450E-05	1.03960E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

729	5.74353E-05	7.46364E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
730	6.98683E-05	5.69707E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
731	7.57237E-05	4.83291E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
732	7.56745E-05	4.57271E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
733	7.02362E-05	3.92236E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
734	5.81420E-05	2.21885E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
735	3.81509E-05	-2.67896E-07	.00000	.00000	.00000	.00000
736	8.37280E-06	-2.99999E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
737	-3.16030E-05	-4.34613E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
740	6.01519E-05	-1.28010E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
741	8.27606E-05	-4.71566E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
742	8.53619E-05	8.86333E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
743	7.05239E-05	2.01837E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

DISPLACEMENTS

NODE	X-DISPL.	Y-DISPL.	Z-DISPL.	XX-ROT.	YY-ROT.	ZZ-ROT.
744	3.01900E-05	2.44328E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
747	6.78932E-05	-3.48190E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
748	8.01168E-05	-2.87606E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
749	8.74646E-05	-2.01386E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
750	9.14316E-05	-9.07780E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
751	9.26370E-05	3.21627E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
752	9.14702E-05	1.58416E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
753	8.77578E-05	2.77739E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
754	8.05531E-05	3.77910E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
755	6.91936E-05	4.57507E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
756	5.25422E-05	5.07192E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
757	3.00005E-05	5.33070E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
760	9.09631E-05	-3.15022E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
761	9.45790E-05	-4.82060E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
762	9.35114E-05	2.56583E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
763	8.71104E-05	5.32827E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
764	7.09944E-05	7.19031E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
767	9.27224E-05	-2.88084E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
768	9.33180E-05	-1.76635E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
769	9.32546E-05	-4.69875E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
770	9.31185E-05	9.03290E-06	.00000	.00000	.00000	.00000
771	9.24750E-05	2.33397E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
772	9.17868E-05	3.76577E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
773	9.06850E-05	5.14709E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
774	8.94186E-05	6.42616E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
775	8.68952E-05	7.52899E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
776	8.36063E-05	8.44073E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
777	7.82562E-05	9.05156E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
780	8.90958E-05	1.48502E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
781	8.79137E-05	3.24056E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
782	8.69805E-05	5.05077E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
783	8.66544E-05	6.75668E-05	.00000	.00000	.00000	.00000
784	8.63746E-05	8.16984E-05	.00000	.00000	.00000	.00000

SOLUTION TIME LOG IN SEC
FOR PROBLEM

TIME FOR INPUT PHASE = 1
 TIME FOR CALCULATION OF STRUCTURE STIFFNESS MATRIX= 4
 TRIANGULARIZATION OF STIFFNESS MATRIX..... = 3
 TIME FOR LOAD CASE SOLUTIONS = 0
 TOTAL SOLUTION TIME = 8

1

STRESS EVALUATION FOR STATIC ANALYSIS

STRESS OUTPUT FOR 2/D ELEMENT GROUP 1 CASE NO. 1
(PLANE STRESS)

ELEMENT NUMBER	STRESS OUTPUT NODE	SIGMA-X	SIGMA-Y	TAU-XY	SIGMA-Z	VON MISES	SIGMA-P+
1	1	.662526E+01	.205986E+01	.348895E+01	.000000E+00	.842665E+01	
	3	.113107E+02	.187682E+02	.156656E+02	.000000E+00	.316881E+02	
	23	.145699E+02	.120434E+02	.167785E+02	.000000E+00	.320377E+02	
	21	.132743E+02	-.375314E+01	.370950E+01	.000000E+00	.167748E+02	
	2	.896798E+01	.104140E+02	.957730E+01	.000000E+00	.192525E+02	
	15	.129403E+02	.154058E+02	.162221E+02	.000000E+00	.315421E+02	
	22	.139221E+02	.414511E+01	.102440E+02	.000000E+00	.216360E+02	
	14	.994976E+01	-.846640E+00	.359923E+01	.000000E+00	.121244E+02	
	CENTER	.114450E+02	.727957E+01	.991066E+01	.000000E+00	.198829E+02	194894E-
2	3	.139197E+02	.218853E+02	.171389E+02	.000000E+00	.353456E+02	
	5	.683579E+01	.458342E+02	.192137E+02	.000000E+00	.542373E+02	
	25	.586762E+01	.369938E+02	.199506E+02	.000000E+00	.487851E+02	
	23	.141870E+02	.132137E+02	.168581E+02	.000000E+00	.322645E+02	
	4	.103778E+02	.338597E+02	.181763E+02	.000000E+00	.435193E+02	
	16	.635170E+01	.414140E+02	.195821E+02	.000000E+00	.514081E+02	
	24	.100273E+02	.251037E+02	.184044E+02	.000000E+00	.386676E+02	
	15	.140533E+02	.175495E+02	.169985E+02	.000000E+00	.335515E+02	
	CENTER	.102025E+02	.294817E+02	.182903E+02	.000000E+00	.409400E+02	.405172E-
3	5	.810874E+01	.484757E+02	.201726E+02	.000000E+00	.569507E+02	
	7	.282230E+00	.654453E+02	.847701E+01	.000000E+00	.669349E+02	
	27	-.242823E+01	.547840E+02	.894190E+01	.000000E+00	.581385E+02	
	25	.592200E+01	.383040E+02	.191464E+02	.000000E+00	.487359E+02	
	6	.419548E+01	.569605E+02	.143248E+02	.000000E+00	.603219E+02	
	17	-.107300E+01	.601147E+02	.870946E+01	.000000E+00	.625059E+02	
	26	.174688E+01	.465440E+02	.140442E+02	.000000E+00	.517668E+02	
	16	.701537E+01	.433899E+02	.196595E+02	.000000E+00	.527920E+02	
	CENTER	.297118E+01	.517523E+02	.141845E+02	.000000E+00	.560086E+02	.555769E-
4							

7	.626356E+00	.664013E+02	.871438E+01	.000000E+00	.677920E+02
9	.575215E+00	.649584E+02	-.879623E+01	.000000E+00	.664431E+02
29	-.229172E+01	.533615E+02	-.809995E+01	.000000E+00	.563189E+02
27	-.256437E+01	.552609E+02	.795217E+01	.000000E+00	.582388E+02
8	.600786E+00	.656799E+02	-.409226E-01	.000000E+00	.653816E+02
18	-.858255E+00	.591600E+02	-.844809E+01	.000000E+00	.613638E+02
28	-.242805E+01	.543112E+02	-.738906E-01	.000000E+00	.555651E+02
17	-.969005E+00	.608311E+02	.833328E+01	.000000E+00	.629971E+02
CENTER	-.913630E+00	.599955E+02	-.574066E-01	.000000E+00	.604576E+02
5					
9	.308488E+00	.637576E+02	-.848349E+01	.000000E+00	.652792E+02
11	.794113E+01	.443152E+02	-.191975E+02	.000000E+00	.527316E+02
31	.596058E+01	.331666E+02	-.186001E+02	.000000E+00	.444495E+02
29	-.280063E+01	.528185E+02	-.925562E+01	.000000E+00	.565912E+02
10	.412481E+01	.540364E+02	-.138405E+02	.000000E+00	.573475E+02
19	.695086E+01	.387409E+02	-.188988E+02	.000000E+00	.484911E+02
30	.157997E+01	.429926E+02	-.139279E+02	.000000E+00	.486301E+02
18	-.124607E+01	.582881E+02	-.886956E+01	.000000E+00	.608908E+02
CENTER	.285239E+01	.485145E+02	-.138842E+02	.000000E+00	.529313E+02
6					
11	.673080E+01	.417121E+02	-.182955E+02	.000000E+00	.500861E+02
13	.121032E+02	.167355E+02	-.138391E+02	.000000E+00	.282591E+02
33	.142352E+02	.658615E+01	-.145440E+02	.000000E+00	.280507E+02
31	.612182E+01	.318374E+02	-.194301E+02	.000000E+00	.445957E+02
12	.941699E+01	.292238E+02	-.160673E+02	.000000E+00	.379735E+02
20	.131692E+02	.116608E+02	-.141915E+02	.000000E+00	.275688E+02
32	.101785E+02	.192118E+02	-.169870E+02	.000000E+00	.338057E+02
19	.642631E+01	.367747E+02	-.188628E+02	.000000E+00	.471675E+02
CENTER	.979775E+01	.242178E+02	-.165272E+02	.000000E+00	.355620E+02
7					
21	.133370E+02	-.342864E+01	.359048E+01	.000000E+00	.165539E+02
23	.146114E+02	.117542E+02	.169345E+02	.000000E+00	.322528E+02
43	.152777E+02	.252474E+01	.167778E+02	.000000E+00	.323372E+02
41	.201048E+02	-.655810E+01	.512458E+01	.000000E+00	.256485E+02
22	.139742E+02	.416280E+01	.102625E+02	.000000E+00	.216885E+02
35	.149446E+02	.713950E+01	.168561E+02	.000000E+00	.319375E+02
42	.176913E+02	-.201668E+01	.109512E+02	.000000E+00	.266929E+02
34	.167209E+02	-.499337E+01	.435753E+01	.000000E+00	.210945E+02
CENTER	.158327E+02	.107306E+01	.106068E+02	.000000E+00	.239239E+02
8					
23	.141900E+02	.127702E+02	.169372E+02	.000000E+00	.323083E+02
25	.613197E+01	.371445E+02	.198693E+02	.000000E+00	.487229E+02
45	.271067E+01	.217709E+02	.192889E+02	.000000E+00	.392237E+02
43	.153675E+02	.388500E+01	.168607E+02	.000000E+00	.323171E+02
24	.101610E+02	.249573E+02	.184032E+02	.000000E+00	.385819E+02
36	.442132E+01	.294577E+02	.195791E+02	.000000E+00	.436702E+02
44	.903908E+01	.128279E+02	.180748E+02	.000000E+00	.333227E+02
35	.147787E+02	.832759E+01	.168989E+02	.000000E+00	.319595E+02
CENTER	.960003E+01	.188926E+02	.182390E+02	.000000E+00	.355768E+02
9					
25	.572952E+01	.375941E+02	.195926E+02	.000000E+00	.488094E+02
27	-.239796E+01	.548354E+02	.862940E+01	.000000E+00	.580307E+02

47 -.751290E+01 .364365E+02 .836423E+01 .000000E+00 .432167E+02
 45 .275152E+01 .230564E+02 .187108E+02 .000000E+00 .390642E+02
 26 .166578E+01 .462147E+02 .141110E+02 .000000E+00 .515650E+02
 37 -.495543E+01 .456359E+02 .849682E+01 .000000E+00 .504968E+02
 46 -.238069E+01 .297465E+02 .135375E+02 .000000E+00 .388733E+02
 36 .424052E+01 .303253E+02 .191517E+02 .000000E+00 .436964E+02
 CENTER -.357457E+00 .379806E+02 .138243E+02 .000000E+00 .450506E+02 .424455E
 10
 27 -.241329E+01 .550733E+02 .836035E+01 .000000E+00 .581505E+02
 29 -.273582E+01 .529313E+02 -.855438E+01 .000000E+00 .563343E+02
 49 -.728856E+01 .354847E+02 -.834844E+01 .000000E+00 .421902E+02
 47 -.763746E+01 .368360E+02 .749166E+01 .000000E+00 .431849E+02
 28 -.257456E+01 .540023E+02 -.970143E-01 .000000E+00 .553348E+02
 38 -.501219E+01 .442080E+02 -.845141E+01 .000000E+00 .491460E+02
 48 -.746301E+01 .361604E+02 -.428391E+00 .000000E+00 .404189E+02
 37 -.502538E+01 .459547E+02 .792600E+01 .000000E+00 .505617E+02
 CENTER -.501878E+01 .450813E+02 -.262703E+00 .000000E+00 .477910E+02 .450827E
 11
 29 -.236578E+01 .530856E+02 -.894903E+01 .000000E+00 .564758E+02
 31 .555039E+01 .324155E+02 -.190687E+02 .000000E+00 .446374E+02
 51 .358656E+01 .193468E+02 -.186966E+02 .000000E+00 .369656E+02
 49 -.757169E+01 .347731E+02 -.931225E+01 .000000E+00 .423078E+02
 30 .159231E+01 .427505E+02 -.140088E+02 .000000E+00 .484852E+02
 39 .456848E+01 .258811E+02 -.188826E+02 .000000E+00 .405232E+02
 50 -.199257E+01 .270600E+02 -.140044E+02 .000000E+00 .371282E+02
 38 -.496874E+01 .439294E+02 -.913064E+01 .000000E+00 .492225E+02
 CENTER -.200130E+00 .349053E+02 -.140066E+02 .000000E+00 .425906E+02 .398088E
 12
 31 .621154E+01 .318685E+02 -.194868E+02 .000000E+00 .446704E+02
 33 .144909E+02 .695200E+01 -.142983E+02 .000000E+00 .277651E+02
 53 .163549E+02 -.425826E+00 -.152362E+02 .000000E+00 .311618E+02
 51 .354262E+01 .177737E+02 -.193133E+02 .000000E+00 .372088E+02
 32 .103512E+02 .194102E+02 -.168926E+02 .000000E+00 .337500E+02
 40 .154229E+02 .326309E+01 -.147673E+02 .000000E+00 .291960E+02
 52 .994878E+01 .867392E+01 -.172747E+02 .000000E+00 .313555E+02
 39 .487708E+01 .248211E+02 -.194000E+02 .000000E+00 .405944E+02
 CENTER .101500E+02 .140421E+02 -.170837E+02 .000000E+00 .321439E+02 .292902E
 13
 41 .202794E+02 -.660947E+01 .503083E+01 .000000E+00 .257857E+02
 43 .154806E+02 .243232E+01 .167967E+02 .000000E+00 .324700E+02
 63 .141316E+02 -.567596E+01 .157594E+02 .000000E+00 .325147E+02
 61 .250525E+02 -.709633E+01 .749007E+01 .000000E+00 .320011E+02
 42 .178800E+02 -.208858E+01 .109138E+02 .000000E+00 .268092E+02
 55 .148061E+02 -.162182E+01 .162781E+02 .000000E+00 .322613E+02
 62 .195920E+02 -.638615E+01 .116247E+02 .000000E+00 .309055E+02
 54 .226659E+02 -.685290E+01 .626045E+01 .000000E+00 .288724E+02
 CENTER .187360E+02 -.423736E+01 .112693E+02 .000000E+00 .287988E+02 .233409E
 14
 43 .151769E+02 .347463E+01 .169991E+02 .000000E+00 .325052E+02
 45 .306953E+01 .217668E+02 .192996E+02 .000000E+00 .391642E+02
 65 -.194140E+01 .414682E+01 .167649E+02 .000000E+00 .295330E+02
 63 .142007E+02 -.475153E+01 .159984E+02 .000000E+00 .325510E+02

44 .912322E+01 .126207E+02 .181494E+02 .000000E+00 .334002E+02
 56 .564068E+00 .129568E+02 .180323E+02 .000000E+00 .337102E+02
 64 .612968E+01 -.302356E+00 .163817E+02 .000000E+00 .290619E+02
 55 .146888E+02 -.638451E+00 .164988E+02 .000000E+00 .322828E+02
 CENTER .762645E+01 .615919E+01 .172655E+02 .000000E+00 .307151E+02 .241739E-
 15
 45 .251642E+01 .227042E+02 .189449E+02 .000000E+00 .392607E+02
 47 -.746906E+01 .364129E+02 .837737E+01 .000000E+00 .431763E+02
 67 -.136870E+02 .128427E+02 .693743E+01 .000000E+00 .259313E+02
 65 -.230020E+01 .512156E+01 .163779E+02 .000000E+00 .291206E+02
 46 -.247632E+01 .295585E+02 .136611E+02 .000000E+00 .388962E+02
 57 -.105780E+02 .246278E+02 .765740E+01 .000000E+00 .339830E+02
 66 -.799360E+01 .898214E+01 .116577E+02 .000000E+00 .249816E+02
 56 .108108E+00 .139129E+02 .176614E+02 .000000E+00 .335835E+02
 CENTER -.523496E+01 .192703E+02 .126594E+02 .000000E+00 .313115E+02 .246355E-
 16
 47 -.769283E+01 .367622E+02 .756971E+01 .000000E+00 .431897E+02
 49 -.760065E+01 .353077E+02 -.848925E+01 .000000E+00 .422962E+02
 69 -.132053E+02 .127880E+02 -.771403E+01 .000000E+00 .261782E+02
 67 -.139077E+02 .132176E+02 .602211E+01 .000000E+00 .257051E+02
 48 -.764674E+01 .360350E+02 -.459770E+00 .000000E+00 .404126E+02
 58 -.104030E+02 .240478E+02 -.810164E+01 .000000E+00 .336690E+02
 68 -.135565E+02 .130028E+02 -.845963E+00 .000000E+00 .230493E+02
 57 -.108003E+02 .249899E+02 .679591E+01 .000000E+00 .339057E+02
 CENTER -.106016E+02 .245189E+02 -.652867E+00 .000000E+00 .312216E+02 .245310E-
 17
 49 -.726116E+01 .348591E+02 -.929194E+01 .000000E+00 .421903E+02
 51 .317533E+01 .188962E+02 -.189803E+02 .000000E+00 .372546E+02
 71 -.357093E+00 .398756E+01 -.171838E+02 .000000E+00 .300550E+02
 69 -.130322E+02 .122608E+02 -.858861E+01 .000000E+00 .264810E+02
 50 -.204291E+01 .268776E+02 -.141361E+02 .000000E+00 .371615E+02
 59 .140912E+01 .114419E+02 -.180821E+02 .000000E+00 .331310E+02
 70 -.669463E+01 .812418E+01 -.128862E+02 .000000E+00 .257560E+02
 58 -.101467E+02 .235599E+02 -.894027E+01 .000000E+00 .337174E+02
 CENTER -.436877E+01 .175009E+02 -.135112E+02 .000000E+00 .308136E+02 .239477E-
 18
 51 .376635E+01 .177887E+02 -.193665E+02 .000000E+00 .372667E+02
 53 .165639E+02 -.391356E+00 -.151609E+02 .000000E+00 .311537E+02
 73 .163111E+02 -.564413E+01 -.153551E+02 .000000E+00 .331256E+02
 71 -.100024E+00 .282611E+01 -.175031E+02 .000000E+00 .304525E+02
 52 .101651E+02 .869868E+01 -.172637E+02 .000000E+00 .313796E+02
 60 .164375E+02 -.301774E+01 -.152580E+02 .000000E+00 .320518E+02
 72 .810553E+01 -.140901E+01 -.164291E+02 .000000E+00 .298136E+02
 59 .183317E+01 .103074E+02 -.184348E+02 .000000E+00 .333202E+02
 CENTER .913534E+01 .364484E+01 -.168464E+02 .000000E+00 .302464E+02 .234587E-
 19
 61 .252553E+02 -.748422E+01 .746972E+01 .000000E+00 .324076E+02
 63 .142635E+02 -.582553E+01 .157842E+02 .000000E+00 .326787E+02
 83 .981898E+01 -.958325E+01 .137919E+02 .000000E+00 .292062E+02
 81 .261614E+02 -.442638E+01 .108660E+02 .000000E+00 .342640E+02
 62 .197594E+02 -.665488E+01 .116269E+02 .000000E+00 .311733E+02
 75 .120413E+02 -.770439E+01 .147881E+02 .000000E+00 .308736E+02

82 .179902E+02 -.700481E+01 .123290E+02 .000000E+00 .308989E+02
 74 .257084E+02 -.595530E+01 .916786E+01 .000000E+00 .331909E+02
 CENTER .188748E+02 -.682984E+01 .119780E+02 .000000E+00 .310199E+02 .235910E+02
 20
 63 .144176E+02 -.478527E+01 .159869E+02 .000000E+00 .326574E+02
 65 -.209578E+01 .383550E+01 .169799E+02 .000000E+00 .298679E+02
 85 -.822082E+01 -.132829E+02 .108291E+02 .000000E+00 .220596E+02
 83 .808946E+01 -.100758E+02 .127468E+02 .000000E+00 .271277E+02
 64 .616089E+01 -.474884E+00 .164834E+02 .000000E+00 .292612E+02
 76 -.515830E+01 -.472370E+01 .139045E+02 .000000E+00 .245878E+02
 84 -.656774E-01 -.116793E+02 .117879E+02 .000000E+00 .235055E+02
 75 .112535E+02 -.743053E+01 .143669E+02 .000000E+00 .297438E+02
 CENTER .304760E+01 -.607712E+01 .141357E+02 .000000E+00 .257719E+02 .133390E+02
 21
 65 -.211074E+01 .507017E+01 .165422E+02 .000000E+00 .293563E+02
 67 -.140228E+02 .127623E+02 .701761E+01 .000000E+00 .261957E+02
 87 -.187058E+02 -.156261E+02 .414335E+01 .000000E+00 .187959E+02
 85 -.977724E+01 -.136131E+02 .911985E+01 .000000E+00 .199331E+02
 66 -.806676E+01 .891622E+01 .117799E+02 .000000E+00 .251554E+02
 77 -.163643E+02 -.143191E+01 .558048E+01 .000000E+00 .184346E+02
 86 -.142415E+02 -.146196E+02 .663160E+01 .000000E+00 .184468E+02
 76 -.594399E+01 -.427147E+01 .128310E+02 .000000E+00 .228493E+02
 CENTER -.111541E+02 -.285169E+01 .920575E+01 .000000E+00 .188408E+02 .309552E+02
 22
 67 -.141902E+02 .131872E+02 .611484E+01 .000000E+00 .259725E+02
 69 -.132165E+02 .128272E+02 -.785185E+01 .000000E+00 .263381E+02
 89 -.182787E+02 -.145678E+02 -.404212E+01 .000000E+00 .181402E+02
 87 -.193191E+02 -.154267E+02 .200476E+01 .000000E+00 .180344E+02
 68 -.137034E+02 .130072E+02 -.868507E+00 .000000E+00 .231835E+02
 78 -.157476E+02 -.870298E+00 -.594698E+01 .000000E+00 .184700E+02
 88 -.187989E+02 -.149972E+02 -.101868E+01 .000000E+00 .173060E+02
 77 -.167547E+02 -.111976E+01 .405980E+01 .000000E+00 .176821E+02
 CENTER -.162512E+02 -.995027E+00 -.943594E+00 .000000E+00 .158616E+02 -.936888E+02
 23
 69 -.133864E+02 .121285E+02 -.873840E+01 .000000E+00 .267905E+02
 71 -.169633E+00 .396177E+01 -.172741E+02 .000000E+00 .301924E+02
 91 -.659355E+01 -.115370E+02 -.114771E+02 .000000E+00 .222639E+02
 89 -.176702E+02 -.139548E+02 -.598397E+01 .000000E+00 .191785E+02
 70 -.677801E+01 .804515E+01 -.130063E+02 .000000E+00 .259361E+02
 79 -.338159E+01 -.378763E+01 -.143756E+02 .000000E+00 .251585E+02
 90 -.121319E+02 -.127459E+02 -.873055E+01 .000000E+00 .195877E+02
 78 -.155283E+02 -.913147E+00 -.736118E+01 .000000E+00 .197571E+02
 CENTER -.945495E+01 -.235039E+01 -.108684E+02 .000000E+00 .206655E+02 .553152E+02
 24
 71 -.119318E+00 .269715E+01 -.176620E+02 .000000E+00 .307156E+02
 73 .165329E+02 -.580123E+01 -.154137E+02 .000000E+00 .334013E+02
 93 .120581E+02 -.831154E+01 -.138662E+02 .000000E+00 .298583E+02
 91 -.527496E+01 -.110302E+02 -.128416E+02 .000000E+00 .242079E+02
 72 .820677E+01 -.155204E+01 -.165378E+02 .000000E+00 .300499E+02
 80 .142955E+02 -.705638E+01 -.146400E+02 .000000E+00 .315914E+02
 92 .339158E+01 -.967089E+01 -.133539E+02 .000000E+00 .259385E+02
 79 -.269714E+01 -.416655E+01 -.152518E+02 .000000E+00 .266692E+02

CENTER .579918E+01 -.561147E+01 -.149459E+02 .000000E+00 .277092E+02 .160917E
25
81 .266255E+02 -.501507E+01 .108345E+02 .000000E+00 .349250E+02
83 .907131E+01 -.985278E+01 .141391E+02 .000000E+00 .294701E+02
103 -.360673E+01 -.140800E+02 .772271E+01 .000000E+00 .184226E+02
101 .256329E+02 .101967E+02 .187753E+02 .000000E+00 .394611E+02
82 .178484E+02 -.743392E+01 .124868E+02 .000000E+00 .312133E+02
95 .273229E+01 -.119664E+02 .109309E+02 .000000E+00 .232768E+02
102 .110131E+02 -.194164E+01 .132490E+02 .000000E+00 .259432E+02
94 .261292E+02 .259083E+01 .148049E+02 .000000E+00 .357674E+02
CENTER .144307E+02 -.468778E+01 .128679E+02 .000000E+00 .281890E+02 .209015E
26
83 .979176E+01 -.955429E+01 .123915E+02 .000000E+00 .272280E+02
85 -.100199E+02 -.136470E+02 .111647E+02 .000000E+00 .228878E+02
105 -.170604E+02 -.359491E+02 -.462654E+00 .000000E+00 .311566E+02
103 -.394730E+01 -.221231E+01 .646361E+01 .000000E+00 .117080E+02
84 -.114081E+00 -.116007E+02 .117781E+02 .000000E+00 .234401E+02
96 -.135401E+02 -.247981E+02 .535104E+01 .000000E+00 .234182E+02
104 -.105038E+02 -.190807E+02 .300048E+01 .000000E+00 .173491E+02
95 .292223E+01 -.588330E+01 .942756E+01 .000000E+00 .180826E+02
CENTER -.530895E+01 -.153407E+02 .738930E+01 .000000E+00 .185980E+02 -.139393E
27
85 -.860855E+01 -.136581E+02 .917589E+01 .000000E+00 .198913E+02
87 -.197188E+02 -.158604E+02 .383079E+01 .000000E+00 .192784E+02
107 -.194375E+02 -.520293E+02 .184122E+01 .000000E+00 .456477E+02
105 -.191656E+02 -.262249E+02 -.749596E+01 .000000E+00 .268518E+02
86 -.141637E+02 -.147592E+02 .650334E+01 .000000E+00 .183379E+02
97 -.195781E+02 -.339448E+02 .283601E+01 .000000E+00 .299183E+02
106 -.193015E+02 -.391271E+02 -.282737E+01 .000000E+00 .342381E+02
96 -.138871E+02 -.199415E+02 .839963E+00 .000000E+00 .177680E+02
CENTER -.167326E+02 -.269431E+02 .183798E+01 .000000E+00 .237743E+02 -.164118E
28
87 -.197198E+02 -.158012E+02 .243294E+01 .000000E+00 .185664E+02
89 -.175420E+02 -.146347E+02 -.440103E+01 .000000E+00 .179800E+02
109 -.196410E+02 -.446633E+02 .748457E+01 .000000E+00 .408828E+02
107 -.211491E+02 -.482437E+02 -.883537E+01 .000000E+00 .445939E+02
88 -.186309E+02 -.152180E+02 -.984046E+00 .000000E+00 .172649E+02
98 -.185915E+02 -.296490E+02 .154177E+01 .000000E+00 .260887E+02
108 -.203951E+02 -.464535E+02 -.675403E+00 .000000E+00 .403464E+02
97 -.204344E+02 -.320225E+02 -.320122E+01 .000000E+00 .286249E+02
CENTER -.195130E+02 -.308357E+02 -.829725E+00 .000000E+00 .270549E+02 -.194525E
29
89 -.194246E+02 -.142451E+02 -.586919E+01 .000000E+00 .201711E+02
91 -.499981E+01 -.112199E+02 -.114579E+02 .000000E+00 .221052E+02
111 -.150312E+02 -.207260E+02 .231264E+01 .000000E+00 .189740E+02
109 -.197336E+02 -.480090E+02 -.215777E+01 .000000E+00 .419625E+02
90 -.122122E+02 -.127325E+02 -.866357E+01 .000000E+00 .195175E+02
99 -.100155E+02 -.159729E+02 -.457265E+01 .000000E+00 .160684E+02
110 -.173824E+02 -.343675E+02 .774394E-01 .000000E+00 .297641E+02
98 -.195791E+02 -.311271E+02 -.401348E+01 .000000E+00 .281268E+02
CENTER -.147973E+02 -.235500E+02 -.429306E+01 .000000E+00 .219175E+02 -.130432E
30

91 -.656863E+01 -.111664E+02 -.131639E+02 .000000E+00 .247862E+02
 93 .131991E+02 -.847529E+01 -.139698E+02 .000000E+00 .307145E+02
 113 .310477E+01 .203949E-01 -.105408E+02 .000000E+00 .185176E+02
 111 -.142481E+02 -.294789E+02 -.281655E+01 .000000E+00 .259960E+02
 92 .331525E+01 -.982086E+01 -.135669E+02 .000000E+00 .263093E+02
 100 .815195E+01 -.422745E+01 -.122553E+02 .000000E+00 .238614E+02
 112 -.557166E+01 -.147292E+02 -.667869E+01 .000000E+00 .173131E+02
 99 -.104084E+02 -.203226E+02 -.799024E+01 .000000E+00 .223908E+02
 CENTER -.112820E+01 -.122750E+02 -.101228E+02 .000000E+00 .211072E+02 .485405E
 31
 101 .256220E+02 .111543E+02 .191852E+02 .000000E+00 .399916E+02
 103 -.494261E+01 -.141414E+02 .769167E+01 .000000E+00 .182208E+02
 123 .267977E+02 .417879E+01 .100677E+02 .000000E+00 .304578E+02
 121 -.378702E+02 .160210E+02 .175969E+02 .000000E+00 .568023E+02
 102 .103397E+02 -.149355E+01 .134384E+02 .000000E+00 .258139E+02
 115 .109275E+02 -.498129E+01 .887971E+01 .000000E+00 .208616E+02
 122 -.553626E+01 .100999E+02 .138323E+02 .000000E+00 .276147E+02
 114 -.612408E+01 .135876E+02 .183911E+02 .000000E+00 .363323E+02
 CENTER .240173E+01 .430316E+01 .136354E+02 .000000E+00 .239107E+02 .170209E
 32
 103 -.146860E+01 -.182433E+01 .662500E+01 .000000E+00 .115964E+02
 105 -.197571E+02 -.358162E+02 -.741941E+00 .000000E+00 .310993E+02
 125 .193831E+02 -.428323E+02 .207400E+00 .000000E+00 .551422E+02
 123 -.717307E+02 -.377183E+01 -.202455E+02 .000000E+00 .782215E+02
 104 -.106128E+02 -.188202E+02 .294153E+01 .000000E+00 .171189E+02
 116 -.186999E+00 -.393242E+02 -.267271E+00 .000000E+00 .392338E+02
 124 -.261738E+02 -.233021E+02 -.100190E+02 .000000E+00 .303199E+02
 115 -.365997E+02 -.279808E+01 -.681023E+01 .000000E+00 .372034E+02
 CENTER -.183933E+02 -.210612E+02 -.353875E+01 .000000E+00 .207863E+02 -.159454E
 33
 105 -.181573E+02 -.261875E+02 -.843563E+01 .000000E+00 .274492E+02
 107 -.198830E+02 -.532613E+02 .143648E+01 .000000E+00 .466829E+02
 127 .493293E+01 -.766176E+02 .192860E+02 .000000E+00 .859557E+02
 125 -.574197E+02 -.464740E+02 -.468444E+02 .000000E+00 .968066E+02
 106 -.190202E+02 -.397244E+02 -.349958E+01 .000000E+00 .349424E+02
 117 -.747502E+01 -.649394E+02 .103612E+02 .000000E+00 .641065E+02
 126 -.262434E+02 -.615458E+02 -.137792E+02 .000000E+00 .585750E+02
 116 -.377885E+02 -.363307E+02 -.276400E+02 .000000E+00 .605551E+02
 CENTER -.226318E+02 -.506351E+02 -.863937E+01 .000000E+00 .464119E+02 -.201809E
 34
 107 -.217631E+02 -.495157E+02 -.922219E+01 .000000E+00 .458581E+02
 109 -.176652E+02 -.454084E+02 .818086E+01 .000000E+00 .421024E+02
 129 -.304469E+02 -.720897E+02 .418423E+02 .000000E+00 .958195E+02
 127 -.149738E+02 -.806954E+02 -.426414E+02 .000000E+00 .104797E+03
 108 -.197142E+02 -.474621E+02 -.520666E+00 .000000E+00 .413090E+02
 118 -.240561E+02 -.587490E+02 .250116E+02 .000000E+00 .670344E+02
 128 -.227104E+02 -.763925E+02 -.399535E+00 .000000E+00 .679496E+02
 117 -.183685E+02 -.651055E+02 -.259318E+02 .000000E+00 .734685E+02
 CENTER -.212123E+02 -.619273E+02 -.460101E+00 .000000E+00 .545157E+02 -.212071E
 35
 109 -.219017E+02 -.487183E+02 -.205486E+01 .000000E+00 .424124E+02
 111 -.133681E+02 -.202511E+02 .279453E+01 .000000E+00 .184803E+02

131 -.593035E+02 -.355967E+02 .417173E+02 .000000E+00 .888484E+02
129 .130065E+02 -.781725E+02 -.159224E+02 .000000E+00 .897631E+02
110 -.176349E+02 -.344847E+02 .369834E+00 .000000E+00 .298741E+02
119 -.363358E+02 -.279239E+02 .222559E+02 .000000E+00 .507088E+02
130 -.231485E+02 -.568846E+02 .128975E+02 .000000E+00 .543503E+02
118 -.444761E+01 -.634454E+02 -.898861E+01 .000000E+00 .632875E+02
CENTER -.203917E+02 -.456847E+02 .663366E+01 .000000E+00 .412715E+02 -.187575E
36
111 -.155263E+02 -.290212E+02 -.285049E+01 .000000E+00 .256336E+02
113 .415034E+01 -.130874E+00 -.113002E+02 .000000E+00 .200217E+02
133 -.581444E+02 .567746E+01 .155400E+02 .000000E+00 .668401E+02
131 .149515E+02 -.386878E+02 -.282569E+01 .000000E+00 .481943E+02
112 -.568799E+01 -.145760E+02 -.707534E+01 .000000E+00 .176660E+02
120 -.269970E+02 .277329E+01 .211990E+01 .000000E+00 .287208E+02
132 -.215964E+02 -.165052E+02 .635715E+01 .000000E+00 .224413E+02
119 -.287390E+00 -.338545E+02 -.283809E+01 .000000E+00 .340682E+02
CENTER -.136422E+02 -.155406E+02 -.359097E+00 .000000E+00 .146969E+02 -.135766E
37
1 .326056E+01 .945520E+00 .258360E+01 .000000E+00 .533547E+01
136 -.657390E+01 -.208461E+01 -.418826E+01 .000000E+00 .929958E+01
156 .473917E+01 -.487842E+01 -.390305E+01 .000000E+00 .107275E+02
21 .125853E+02 -.253661E+01 .356456E+01 .000000E+00 .153253E+02
135 -.165667E+01 -.569546E+00 -.802332E+00 .000000E+00 .201410E+01
148 -.917365E+00 -.348152E+01 -.404566E+01 .000000E+00 .767272E+01
155 .866222E+01 -.370751E+01 -.169247E+00 .000000E+00 .109991E+02
14 .792292E+01 -.795545E+00 .307408E+01 .000000E+00 .990244E+01
CENTER .350278E+01 -.213853E+01 -.485790E+00 .000000E+00 .500415E+01 .354430E
38
136 -.745246E+01 -.302866E+01 -.474249E+01 .000000E+00 .104697E+02
138 -.210426E+02 -.245897E+01 -.774412E+01 .000000E+00 .240210E+02
158 -.506789E+01 -.253818E+01 -.767172E+01 .000000E+00 .139939E+02
156 .466085E+01 -.503982E+01 -.386931E+01 .000000E+00 .107484E+02
137 -.142475E+02 -.274382E+01 -.624330E+01 .000000E+00 .169813E+02
149 -.130553E+02 -.249858E+01 -.770792E+01 .000000E+00 .179527E+02
157 -.203520E+00 -.378900E+01 -.577052E+01 .000000E+00 .106547E+02
148 -.139581E+01 -.403424E+01 -.430590E+01 .000000E+00 .825922E+01
CENTER -.722553E+01 -.326641E+01 -.600691E+01 .000000E+00 .121460E+02 .107871E
39
138 -.220555E+02 -.353282E+01 -.844092E+01 .000000E+00 .251944E+02
140 -.342238E+02 -.685211E+00 -.653263E+01 .000000E+00 .357255E+02
160 -.133023E+02 .178652E+01 -.531973E+01 .000000E+00 .169943E+02
158 -.550152E+01 -.276720E+01 -.775297E+01 .000000E+00 .142487E+02
139 -.281397E+02 -.210901E+01 -.748677E+01 .000000E+00 .300848E+02
150 -.237630E+02 .550654E+00 -.592618E+01 .000000E+00 .261425E+02
159 -.940191E+01 -.490340E+00 -.653635E+01 .000000E+00 .145670E+02
149 -.137785E+02 -.315001E+01 -.809694E+01 .000000E+00 .187896E+02
CENTER -.187708E+02 -.129968E+01 -.701156E+01 .000000E+00 .218431E+02 .116619E
40
140 -.355031E+02 -.178218E+01 -.695743E+01 .000000E+00 .366823E+02
142 -.383138E+02 .591508E+00 -.104824E+01 .000000E+00 .386556E+02
162 -.119043E+02 .351707E+01 .315587E+01 .000000E+00 .150276E+02
160 -.139142E+02 .207416E+01 -.501388E+01 .000000E+00 .173835E+02

141 -.369085E+02 -.595334E+00 -.400283E+01 .000000E+00 .372650E+02
151 -.251091E+02 .205429E+01 .105382E+01 .000000E+00 .262602E+02
161 -.129093E+02 .279561E+01 -.929003E+00 .000000E+00 .145994E+02
150 -.247087E+02 .145990E+00 -.598565E+01 .000000E+00 .268632E+02
CENTER -.249089E+02 .110014E+01 -.246592E+01 .000000E+00 .258323E+02 .133187E
41
142 -.389755E+02 -.165196E+00 -.893240E+00 .000000E+00 .389240E+02
144 -.273440E+02 -.109479E+00 .420892E+01 .000000E+00 .282464E+02
164 .424447E+01 -.118677E+01 .966367E+01 .000000E+00 .174534E+02
162 -.121964E+02 .411794E+01 .384125E+01 .000000E+00 .161307E+02
143 -.331598E+02 -.137337E+00 .165784E+01 .000000E+00 .332157E+02
152 -.115498E+02 -.648123E+00 .693630E+01 .000000E+00 .164520E+02
163 -.397598E+01 .146559E+01 .675246E+01 .000000E+00 .126716E+02
151 -.255860E+02 .197637E+01 .147400E+01 .000000E+00 .267513E+02
CENTER -.185679E+02 .664125E+00 .420515E+01 .000000E+00 .202630E+02 .154340E
42
144 -.279542E+02 -.593845E+00 .427139E+01 .000000E+00 .286344E+02
146 -.127754E+01 -.840638E+00 .825471E+00 .000000E+00 .181907E+01
166 .324605E+02 -.684825E+01 .103336E+02 .000000E+00 .405368E+02
164 .518788E+01 -.635002E+00 .102513E+02 .000000E+00 .185979E+02
145 -.146159E+02 -.717242E+00 .254843E+01 .000000E+00 .149378E+02
153 .155915E+02 -.384444E+01 .557953E+01 .000000E+00 .202783E+02
165 .188242E+02 -.374162E+01 .102925E+02 .000000E+00 .275061E+02
152 -.113832E+02 -.614424E+00 .726136E+01 .000000E+00 .167673E+02
CENTER .210416E+01 -.222943E+01 .642044E+01 .000000E+00 .117369E+02 .671358E
43
21 .125932E+02 -.301163E+01 .359254E+01 .000000E+00 .156302E+02
156 .473054E+01 -.488859E+01 -.391458E+01 .000000E+00 .107412E+02
176 .167111E+02 -.560306E+01 -.177835E+01 .000000E+00 .203415E+02
41 .195589E+02 -.601610E+01 .479269E+01 .000000E+00 .246033E+02
155 .866185E+01 -.395011E+01 -.161018E+00 .000000E+00 .111769E+02
168 .107208E+02 -.524583E+01 -.284646E+01 .000000E+00 .149332E+02
175 .181350E+02 -.580958E+01 .150717E+01 .000000E+00 .217899E+02
34 .160760E+02 -.451386E+01 .419261E+01 .000000E+00 .201026E+02
CENTER .133984E+02 -.487985E+01 .673076E+00 .000000E+00 .164339E+02 .134232E
44
156 .479991E+01 -.477956E+01 -.404692E+01 .000000E+00 .108608E+02
158 -.527811E+01 -.285462E+01 -.761465E+01 .000000E+00 .139603E+02
178 .124398E+02 -.693858E+00 -.537939E+01 .000000E+00 .158327E+02
176 .164964E+02 -.578626E+01 -.200368E+01 .000000E+00 .203251E+02
157 -.239096E+00 -.381709E+01 -.583078E+01 .000000E+00 .107568E+02
169 .358083E+01 -.177424E+01 -.649702E+01 .000000E+00 .122048E+02
177 .144681E+02 -.324006E+01 -.369153E+01 .000000E+00 .175381E+02
168 .106482E+02 -.528291E+01 -.302530E+01 .000000E+00 .150001E+02
CENTER .711450E+01 -.352858E+01 -.476116E+01 .000000E+00 .124971E+02 .893351E
45
158 -.553475E+01 -.262878E+01 -.782575E+01 .000000E+00 .143778E+02
160 -.134099E+02 .186398E+01 -.530449E+01 .000000E+00 .171087E+02
180 .901910E+01 .687327E+01 -.167830E+01 .000000E+00 .866287E+01
178 .117375E+02 -.853411E+00 -.575637E+01 .000000E+00 .157456E+02
159 -.947232E+01 -.382403E+00 -.656512E+01 .000000E+00 .146817E+02
170 -.219539E+01 .436862E+01 -.349139E+01 .000000E+00 .837048E+01

179 .103783E+02 .300993E+01 -.371733E+01 .000000E+00 .112689E+02
169 .310140E+01 -.174110E+01 -.679106E+01 .000000E+00 .125062E+02
CENTER .453004E+00 .131376E+01 -.514123E+01 .000000E+00 .897957E+01 .604259E
46
160 -.142223E+02 .176274E+01 -.496487E+01 .000000E+00 .174471E+02
162 -.118550E+02 .433371E+01 .324062E+01 .000000E+00 .155629E+02
182 .152868E+02 .688861E+01 .917057E+01 .000000E+00 .206913E+02
180 .818474E+01 .760044E+01 -.102917E+01 .000000E+00 .810720E+01
161 -.130386E+02 .304823E+01 -.862122E+00 .000000E+00 .148752E+02
171 .171588E+01 .561116E+01 .620560E+01 .000000E+00 .118461E+02
181 .117358E+02 .724452E+01 .407070E+01 .000000E+00 .124460E+02
170 -.301875E+01 .468159E+01 -.299702E+01 .000000E+00 .849171E+01
CENTER -.651435E+00 .514637E+01 .160429E+01 .000000E+00 .616306E+01 .556068E
47
162 -.123661E+02 .346496E+01 .372004E+01 .000000E+00 .157889E+02
164 .481057E+01 -.352540E+00 .104134E+02 .000000E+00 .187157E+02
184 .332057E+02 -.299579E+01 .156931E+02 .000000E+00 .441576E+02
182 .157359E+02 .721629E+01 .101602E+02 .000000E+00 .222671E+02
163 -.377776E+01 .155621E+01 .706671E+01 .000000E+00 .131296E+02
172 .190081E+02 -.167417E+01 .130532E+02 .000000E+00 .301180E+02
183 .244708E+02 .211025E+01 .129266E+02 .000000E+00 .324488E+02
171 .168492E+01 .534063E+01 .694010E+01 .000000E+00 .129173E+02
CENTER .103465E+02 .183323E+01 .999667E+01 .000000E+00 .197799E+02 .169551E
48
164 .497846E+01 -.927096E+00 .103905E+02 .000000E+00 .188188E+02
166 .325763E+02 -.688245E+01 .105735E+02 .000000E+00 .408434E+02
186 .498706E+02 -.108575E+02 .144743E+02 .000000E+00 .614407E+02
184 .348677E+02 -.303349E+01 .158408E+02 .000000E+00 .456456E+02
165 .187774E+02 -.390477E+01 .104820E+02 .000000E+00 .277628E+02
173 .412235E+02 -.886999E+01 .125239E+02 .000000E+00 .511297E+02
185 .423692E+02 -.694552E+01 .151576E+02 .000000E+00 .531688E+02
172 .199231E+02 -.198029E+01 .131156E+02 .000000E+00 .309251E+02
CENTER .305733E+02 -.542514E+01 .128198E+02 .000000E+00 .402872E+02 .346720E
49
41 .192593E+02 -.624129E+01 .493293E+01 .000000E+00 .245577E+02
176 .169477E+02 -.543119E+01 -.194894E+01 .000000E+00 .204978E+02
196 .283890E+02 -.416785E+01 .263468E+01 .000000E+00 .310234E+02
61 .243730E+02 -.716426E+01 .723892E+01 .000000E+00 .312600E+02
175 .181035E+02 -.583624E+01 .149199E+01 .000000E+00 .217746E+02
188 .226683E+02 -.479952E+01 .342871E+00 .000000E+00 .254173E+02
195 .263810E+02 -.566605E+01 .493680E+01 .000000E+00 .308326E+02
54 .218162E+02 -.670277E+01 .608592E+01 .000000E+00 .278965E+02
CENTER .222422E+02 -.575115E+01 .321440E+01 .000000E+00 .262051E+02 .226066E
50
176 .165231E+02 -.576001E+01 -.215620E+01 .000000E+00 .203792E+02
178 .121489E+02 -.108657E+01 -.532045E+01 .000000E+00 .157130E+02
198 .323563E+02 .291958E+01 -.770469E+00 .000000E+00 .310285E+02
196 .282648E+02 -.463002E+01 .241842E+01 .000000E+00 .311248E+02
177 .143360E+02 -.342329E+01 -.373833E+01 .000000E+00 .175568E+02
189 .222526E+02 .916505E+00 -.304546E+01 .000000E+00 .224377E+02
197 .303106E+02 -.855219E+00 .823975E+00 .000000E+00 .307802E+02
188 .223940E+02 -.519501E+01 .131112E+00 .000000E+00 .253942E+02

CENTER .223233E+02 -.213925E+01 -.145718E+01 .000000E+00 .236015E+02 .224098E
51
178 .116542E+02 -.525446E+00 -.590121E+01 .000000E+00 .157065E+02
180 .890996E+01 .727453E+01 -.164015E+01 .000000E+00 .869257E+01
200 .342353E+02 .132377E+02 .391214E+01 .000000E+00 .306596E+02
198 .313268E+02 .291345E+01 -.164636E+01 .000000E+00 .301117E+02
179 .102821E+02 .337454E+01 -.377068E+01 .000000E+00 .111833E+02
190 .215726E+02 .102561E+02 .113599E+01 .000000E+00 .187933E+02
199 .327810E+02 .807556E+01 .113289E+01 .000000E+00 .296469E+02
189 .214905E+02 .119400E+01 -.377378E+01 .000000E+00 .219165E+02
CENTER .215316E+02 .572505E+01 -.131889E+01 .000000E+00 .194508E+02 .216409E
52
180 .771085E+01 .705525E+01 -.948455E+00 .000000E+00 .758489E+01
182 .154505E+02 .782994E+01 .967649E+01 .000000E+00 .214465E+02
202 .439777E+02 .765277E+01 .149258E+02 .000000E+00 .482119E+02
200 .334347E+02 .145242E+02 .530349E+01 .000000E+00 .304565E+02
181 .115807E+02 .744259E+01 .436402E+01 .000000E+00 .126668E+02
191 .297141E+02 .774136E+01 .123011E+02 .000000E+00 .341582E+02
201 .387062E+02 .110885E+02 .101146E+02 .000000E+00 .387150E+02
190 .205728E+02 .107897E+02 .217752E+01 .000000E+00 .182183E+02
CENTER .251434E+02 .926554E+01 .723933E+01 .000000E+00 .253436E+02 .279485E
53
182 .158499E+02 .707864E+01 .103950E+02 .000000E+00 .226561E+02
184 .334864E+02 -.311979E+01 .159985E+02 .000000E+00 .447593E+02
204 .545783E+02 -.617868E+01 .163100E+02 .000000E+00 .644379E+02
202 .446348E+02 .668796E+01 .154410E+02 .000000E+00 .495354E+02
183 .246681E+02 .197943E+01 .131967E+02 .000000E+00 .329555E+02
192 .440324E+02 -.464923E+01 .161543E+02 .000000E+00 .542960E+02
203 .496066E+02 .254643E+00 .158755E+02 .000000E+00 .566069E+02
191 .302423E+02 .688330E+01 .129180E+02 .000000E+00 .354180E+02
CENTER .371373E+02 .111704E+01 .145361E+02 .000000E+00 .444167E+02 .422716E
54
184 .354438E+02 -.266024E+01 .164249E+02 .000000E+00 .465506E+02
186 .495174E+02 -.116194E+02 .141141E+02 .000000E+00 .613186E+02
206 .513929E+02 -.145368E+02 .101253E+02 .000000E+00 .625076E+02
204 .552525E+02 -.692463E+01 .158965E+02 .000000E+00 .651267E+02
185 .424806E+02 -.713980E+01 .152695E+02 .000000E+00 .534636E+02
193 .504552E+02 -.130781E+02 .121197E+02 .000000E+00 .617841E+02
205 .533227E+02 -.107307E+02 .130109E+02 .000000E+00 .635492E+02
192 .453482E+02 -.479243E+01 .161607E+02 .000000E+00 .555000E+02
CENTER .479017E+02 -.893525E+01 .141402E+02 .000000E+00 .583289E+02 .512252E
55
61 .241700E+02 -.719192E+01 .728969E+01 .000000E+00 .311314E+02
196 .287578E+02 -.362118E+01 .234221E+01 .000000E+00 .309954E+02
216 .383360E+02 -.401631E+00 .106926E+02 .000000E+00 .427575E+02
81 .268730E+02 -.422134E+01 .113314E+02 .000000E+00 .351940E+02
195 .264639E+02 -.540655E+01 .481595E+01 .000000E+00 .306957E+02
208 .335469E+02 -.201140E+01 .651743E+01 .000000E+00 .363916E+02
215 .326045E+02 -.231149E+01 .110120E+02 .000000E+00 .388272E+02
74 .255215E+02 -.570663E+01 .931053E+01 .000000E+00 .330093E+02
CENTER .295342E+02 -.385902E+01 .791398E+01 .000000E+00 .344823E+02 .313148E
56

196	.281253E+02	-.491608E+01	.233033E+01	.000000E+00	.311409E+02
198	.319982E+02	.224039E+01	-.813984E+00	.000000E+00	.309710E+02
218	.559599E+02	.670933E+01	.653416E+01	.000000E+00	.541217E+02
216	.410382E+02	-.508092E+00	.115901E+02	.000000E+00	.459155E+02
197	.300618E+02	-.133785E+01	.758171E+00	.000000E+00	.307805E+02
209	.439791E+02	.447486E+01	.286009E+01	.000000E+00	.422128E+02
217	.484990E+02	.310062E+01	.906211E+01	.000000E+00	.495758E+02
208	.345817E+02	-.271208E+01	.696019E+01	.000000E+00	.379786E+02
CENTER	.392804E+02	.881388E+00	.491014E+01	.000000E+00	.397673E+02 .398983E
57					
198	.309760E+02	.345442E+01	-.200667E+01	.000000E+00	.296061E+02
200	.340751E+02	.146517E+02	.436938E+01	.000000E+00	.305582E+02
220	.652699E+02	.175139E+02	.978205E+01	.000000E+00	.609166E+02
218	.568167E+02	.952093E+01	.617557E+01	.000000E+00	.537796E+02
199	.325256E+02	.905307E+01	.118135E+01	.000000E+00	.291479E+02
210	.496725E+02	.160828E+02	.707571E+01	.000000E+00	.455778E+02
219	.610433E+02	.135174E+02	.797881E+01	.000000E+00	.572262E+02
209	.438964E+02	.648767E+01	.208445E+01	.000000E+00	.411975E+02
CENTER	.467844E+02	.112852E+02	.458008E+01	.000000E+00	.430244E+02 .473658E
58					
200	.329947E+02	.136106E+02	.564128E+01	.000000E+00	.303363E+02
202	.441469E+02	.766636E+01	.155300E+02	.000000E+00	.489165E+02
222	.699446E+02	.348180E+01	.132903E+02	.000000E+00	.720468E+02
220	.669663E+02	.193542E+02	.127890E+02	.000000E+00	.636684E+02
201	.385708E+02	.106385E+02	.105857E+02	.000000E+00	.390732E+02
211	.570458E+02	.557408E+01	.144102E+02	.000000E+00	.599189E+02
221	.684555E+02	.114180E+02	.130397E+02	.000000E+00	.674166E+02
210	.499805E+02	.164824E+02	.921516E+01	.000000E+00	.469114E+02
CENTER	.535131E+02	.110282E+02	.118127E+02	.000000E+00	.530447E+02 .565767E
59					
202	.457453E+02	.764247E+01	.160744E+02	.000000E+00	.507601E+02
204	.544400E+02	-.763604E+01	.158511E+02	.000000E+00	.647418E+02
224	.597752E+02	-.914610E+01	.817470E+01	.000000E+00	.663619E+02
222	.702482E+02	.217645E+01	.130947E+02	.000000E+00	.728084E+02
203	.500926E+02	.321839E-02	.159627E+02	.000000E+00	.572148E+02
212	.571076E+02	-.839107E+01	.120129E+02	.000000E+00	.651445E+02
223	.650117E+02	-.348482E+01	.106347E+02	.000000E+00	.693146E+02
211	.579967E+02	.490946E+01	.145845E+02	.000000E+00	.611647E+02
CENTER	.575522E+02	-.174080E+01	.132987E+02	.000000E+00	.628175E+02 .603983E
60					
204	.562406E+02	-.669579E+01	.159084E+02	.000000E+00	.659063E+02
206	.508438E+02	-.149225E+02	.923657E+01	.000000E+00	.618258E+02
226	.341852E+02	-.154328E+02	.308373E+01	.000000E+00	.443046E+02
224	.596198E+02	-.944059E+01	.752512E+01	.000000E+00	.661542E+02
205	.535422E+02	-.108092E+02	.125725E+02	.000000E+00	.635339E+02
213	.425145E+02	-.151777E+02	.616015E+01	.000000E+00	.528863E+02
225	.469025E+02	-.124367E+02	.530442E+01	.000000E+00	.549749E+02
212	.579302E+02	-.806819E+01	.117167E+02	.000000E+00	.655763E+02
CENTER	.502224E+02	-.116229E+02	.893845E+01	.000000E+00	.589983E+02 .514883E
61					
81	.268450E+02	-.448757E+01	.113189E+02	.000000E+00	.352932E+02
216	.391476E+02	.826354E+00	.100733E+02	.000000E+00	.424886E+02

236	.507052E+02	.137866E+02	.281365E+02	.000000E+00	.666109E+02
101	.203785E+02	-.161819E+01	.142886E+02	.000000E+00	.326094E+02
215	.329963E+02	-.183061E+01	.106961E+02	.000000E+00	.386747E+02
228	.449264E+02	.730646E+01	.191049E+02	.000000E+00	.532776E+02
235	.355419E+02	.608419E+01	.212125E+02	.000000E+00	.493347E+02
94	.236118E+02	-.305288E+01	.128037E+02	.000000E+00	.336263E+02
CENTER	.342691E+02	.212679E+01	.159543E+02	.000000E+00	.432392E+02
62					
216	.401678E+02	-.199380E+01	.118460E+02	.000000E+00	.460271E+02
218	.560738E+02	.752414E+01	.604854E+01	.000000E+00	.537469E+02
238	.942322E+02	.134955E+02	.220144E+02	.000000E+00	.961459E+02
236	.475177E+02	.754671E+00	.250108E+02	.000000E+00	.640255E+02
217	.481208E+02	.276517E+01	.894726E+01	.000000E+00	.492986E+02
229	.751530E+02	.105098E+02	.140315E+02	.000000E+00	.745602E+02
237	.708749E+02	.712507E+01	.235126E+02	.000000E+00	.789149E+02
228	.438427E+02	-.619563E+00	.184284E+02	.000000E+00	.544844E+02
CENTER	.594978E+02	.494512E+01	.162299E+02	.000000E+00	.637217E+02
63					
218	.556058E+02	.943977E+01	.517362E+01	.000000E+00	.523116E+02
220	.644756E+02	.192610E+02	.117259E+02	.000000E+00	.608171E+02
240	.115214E+03	.189445E+02	.113971E+02	.000000E+00	.108813E+03
238	.902305E+02	.134989E+02	.193945E+02	.000000E+00	.907425E+02
219	.600407E+02	.143504E+02	.844976E+01	.000000E+00	.562442E+02
230	.898450E+02	.191027E+02	.115615E+02	.000000E+00	.843905E+02
239	.102722E+03	.162217E+02	.153958E+02	.000000E+00	.992966E+02
229	.729181E+02	.114693E+02	.122841E+02	.000000E+00	.711686E+02
CENTER	.813816E+02	.152860E+02	.119228E+02	.000000E+00	.777115E+02
64					
220	.680267E+02	.194646E+02	.136516E+02	.000000E+00	.651267E+02
222	.702557E+02	.173199E+01	.131845E+02	.000000E+00	.730662E+02
242	.824617E+02	.800978E+00	-.151954E+01	.000000E+00	.821064E+02
240	.105746E+03	.104994E+02	.835524E+01	.000000E+00	.101939E+03
221	.691412E+02	.105983E+02	.134180E+02	.000000E+00	.685578E+02
231	.763587E+02	.126648E+01	.583246E+01	.000000E+00	.764042E+02
241	.941039E+02	.565019E+01	.341785E+01	.000000E+00	.916014E+02
230	.868864E+02	.149820E+02	.110034E+02	.000000E+00	.826752E+02
CENTER	.816225E+02	.812424E+01	.841794E+01	.000000E+00	.792320E+02
65					
222	.716083E+02	.257768E+01	.130817E+02	.000000E+00	.739135E+02
224	.593161E+02	-.102570E+02	.692833E+01	.000000E+00	.661515E+02
244	.403215E+02	-.701046E+01	-.305069E+01	.000000E+00	.445596E+02
242	.816159E+02	.520570E+00	-.192515E+01	.000000E+00	.814252E+02
223	.654622E+02	-.383966E+01	.100050E+02	.000000E+00	.696541E+02
232	.498188E+02	-.863373E+01	.193882E+01	.000000E+00	.547527E+02
243	.609687E+02	-.324494E+01	-.248792E+01	.000000E+00	.628022E+02
231	.766121E+02	.154913E+01	.557825E+01	.000000E+00	.764623E+02
CENTER	.632155E+02	-.354230E+01	.375854E+01	.000000E+00	.653839E+02
66					
224	.602590E+02	-.936958E+01	.661409E+01	.000000E+00	.664438E+02
226	.329346E+02	-.145360E+02	.207490E+01	.000000E+00	.422805E+02
246	.121985E+01	-.156907E+02	.528956E+01	.000000E+00	.187288E+02
244	.401455E+02	-.630086E+01	-.298083E+01	.000000E+00	.439428E+02

225 .465968E+02 -.119528E+02 .434449E+01 .000000E+00 .541084E+02
 233 .170772E+02 -.151134E+02 .368223E+01 .000000E+00 .286150E+02
 245 .206827E+02 -.109958E+02 .115436E+01 .000000E+00 .279303E+02
 232 .502023E+02 -.783522E+01 .181663E+01 .000000E+00 .546343E+02
 CENTER .336397E+02 -.114743E+02 .274943E+01 .000000E+00 .408896E+02 .338067E
 67
 101 .207034E+02 -.226753E+01 .147640E+02 .000000E+00 .336845E+02
 236 .548455E+02 .117276E+02 .251435E+02 .000000E+00 .663245E+02
 256 .729495E+01 .180099E+02 .370215E+02 .000000E+00 .660150E+02
 121 .634489E+02 .277718E+02 .388223E+02 .000000E+00 .869279E+02
 235 .377745E+02 .473002E+01 .199537E+02 .000000E+00 .496494E+02
 248 .310702E+02 .148688E+02 .310825E+02 .000000E+00 .601899E+02
 255 .353719E+02 .228909E+02 .379219E+02 .000000E+00 .726614E+02
 114 .420762E+02 .127521E+02 .267931E+02 .000000E+00 .595825E+02
 CENTER .365732E+02 .138104E+02 .289378E+02 .000000E+00 .594595E+02 .562874E
 68
 236 .435915E+02 -.658507E-02 .269477E+02 .000000E+00 .638674E+02
 238 .945011E+02 .190608E+02 .227425E+02 .000000E+00 .951008E+02
 258 .125929E+03 .111657E+01 .488556E+02 .000000E+00 .151259E+03
 256 .759525E+02 .224083E+02 .559850E+02 .000000E+00 .118203E+03
 237 .690463E+02 .952708E+01 .248451E+02 .000000E+00 .777958E+02
 249 .110215E+03 .100887E+02 .357990E+02 .000000E+00 .122401E+03
 257 .100941E+03 .117624E+02 .524203E+02 .000000E+00 .131847E+03
 248 .597720E+02 .112009E+02 .414664E+02 .000000E+00 .904822E+02
 CENTER .849935E+02 .106448E+02 .386327E+02 .000000E+00 .104451E+03 .101433E
 69
 238 .885353E+02 .125636E+02 .171402E+02 .000000E+00 .881214E+02
 240 .112414E+03 .158847E+02 .106620E+02 .000000E+00 .106980E+03
 260 .141375E+03 .499086E+01 -.245372E+02 .000000E+00 .145302E+03
 258 .206871E+03 .963203E+01 .548803E+02 .000000E+00 .223453E+03
 239 .100475E+03 .142242E+02 .139011E+02 .000000E+00 .972010E+02
 250 .126895E+03 .104378E+02 -.693758E+01 .000000E+00 .122601E+03
 259 .174123E+03 .731145E+01 .151716E+02 .000000E+00 .172597E+03
 249 .147703E+03 .110978E+02 .360103E+02 .000000E+00 .155533E+03
 CENTER .137299E+03 .107678E+02 .145363E+02 .000000E+00 .134620E+03 .138947E
 70
 240 .111144E+03 .144525E+02 .143536E+02 .000000E+00 .107581E+03
 242 .826638E+02 -.233871E+01 -.391460E+01 .000000E+00 .841313E+02
 262 .654408E+02 .109912E+02 -.269769E+02 .000000E+00 .765983E+02
 260 .142674E+03 -.305376E+01 -.237397E+02 .000000E+00 .149972E+03
 241 .969038E+02 .605690E+01 .521950E+01 .000000E+00 .944554E+02
 251 .740523E+02 .432624E+01 -.154458E+02 .000000E+00 .767972E+02
 261 .104057E+03 .396871E+01 -.253583E+02 .000000E+00 .111175E+03
 250 .126909E+03 .569937E+01 -.469307E+01 .000000E+00 .124423E+03
 CENTER .100481E+03 .501280E+01 -.100694E+02 .000000E+00 .996091E+02 .101531E
 71
 242 .815913E+02 -.101039E+01 -.388277E+01 .000000E+00 .823762E+02
 244 .392937E+02 -.567921E+01 -.461043E+01 .000000E+00 .431645E+02
 264 -.252610E+01 .145260E+01 -.584957E+00 .000000E+00 .363141E+01
 262 .625398E+02 .105594E+02 -.267571E+02 .000000E+00 .742305E+02
 243 .604425E+02 -.334480E+01 -.424660E+01 .000000E+00 .626159E+02
 252 .183838E+02 -.211331E+01 -.259769E+01 .000000E+00 .200381E+02

263 .300068E+02 .600600E+01 -.136710E+02 .000000E+00 .362898E+02
 251 .720656E+02 .477451E+01 -.153199E+02 .000000E+00 .746744E+02
 CENTER .452247E+02 .133060E+01 -.895880E+01 .000000E+00 .471979E+02 .469827E
 72
 244 .392536E+02 -.637693E+01 -.402965E+01 .000000E+00 .433652E+02
 246 .844413E+00 -.132122E+02 .577940E+01 .000000E+00 .169303E+02
 266 -.229217E+02 -.256800E+02 .230606E+02 .000000E+00 .468147E+02
 264 -.470553E+01 -.288289E+00 -.200304E+00 .000000E+00 .458137E+01
 245 .200490E+02 -.979455E+01 .874874E+00 .000000E+00 .263925E+02
 253 -.110386E+02 -.194461E+02 .144200E+02 .000000E+00 .301522E+02
 265 -.138136E+02 -.129842E+02 .114302E+02 .000000E+00 .239163E+02
 252 .172740E+02 -.333261E+01 -.211498E+01 .000000E+00 .195060E+02
 CENTER .311769E+01 -.113894E+02 .615252E+01 .000000E+00 .169855E+02 .537558E
 73
 267 .816744E+02 .242748E+00 -.148909E+00 .000000E+00 .815537E+02
 269 .823900E+02 .321128E+00 -.408375E+01 .000000E+00 .825336E+02
 289 .548670E+02 .325288E+01 -.411736E+01 .000000E+00 .537899E+02
 287 .525094E+02 .395861E+01 -.177086E+01 .000000E+00 .507390E+02
 268 .820322E+02 .281938E+00 -.211633E+01 .000000E+00 .819736E+02
 281 .686285E+02 .178700E+01 -.410055E+01 .000000E+00 .681239E+02
 288 .536882E+02 .360575E+01 -.294411E+01 .000000E+00 .522287E+02
 280 .670919E+02 .210068E+01 -.959884E+00 .000000E+00 .660875E+02
 CENTER .678602E+02 .194384E+01 -.253022E+01 .000000E+00 .670528E+02 .679572E
 74
 269 .828057E+02 .437499E+00 -.417630E+01 .000000E+00 .829040E+02
 271 .830834E+02 .105593E+01 -.792610E+01 .000000E+00 .836942E+02
 291 .559018E+02 .194307E+01 -.451642E+01 .000000E+00 .555100E+02
 289 .545421E+02 .331809E+01 -.400908E+01 .000000E+00 .534144E+02
 270 .829446E+02 .746713E+00 -.605120E+01 .000000E+00 .832362E+02
 282 .694926E+02 .149950E+01 -.622126E+01 .000000E+00 .695944E+02
 290 .552219E+02 .263058E+01 -.426275E+01 .000000E+00 .544576E+02
 281 .686739E+02 .187779E+01 -.409269E+01 .000000E+00 .681243E+02
 CENTER .690832E+02 .168865E+01 -.515698E+01 .000000E+00 .688366E+02 .694756E
 75
 271 .837360E+02 .124937E+01 -.806458E+01 .000000E+00 .842839E+02
 273 .795347E+02 .189525E+01 -.108605E+02 .000000E+00 .808237E+02
 293 .558753E+02 -.322735E+00 -.240490E+01 .000000E+00 .561920E+02
 291 .554527E+02 .190373E+01 -.442616E+01 .000000E+00 .550620E+02
 272 .816353E+02 .157231E+01 -.946252E+01 .000000E+00 .825049E+02
 283 .677050E+02 .786256E+00 -.663268E+01 .000000E+00 .682886E+02
 292 .556640E+02 .790497E+00 -.341553E+01 .000000E+00 .555887E+02
 282 .695943E+02 .157655E+01 -.624537E+01 .000000E+00 .696645E+02
 CENTER .686497E+02 .118140E+01 -.643902E+01 .000000E+00 .689743E+02 .692587E
 76
 273 .799562E+02 .198727E+01 -.109496E+02 .000000E+00 .812264E+02
 275 .657621E+02 .248155E+01 -.110952E+02 .000000E+00 .673568E+02
 295 .543483E+02 -.359379E+01 .201858E+01 .000000E+00 .563400E+02
 293 .558882E+02 -.390565E+00 -.241227E+01 .000000E+00 .562399E+02
 274 .728591E+02 .223441E+01 -.110224E+02 .000000E+00 .742639E+02
 284 .600552E+02 -.556119E+00 -.453833E+01 .000000E+00 .608451E+02
 294 .551182E+02 -.199218E+01 -.196844E+00 .000000E+00 .561419E+02
 283 .679222E+02 .798352E+00 -.668094E+01 .000000E+00 .685109E+02

CENTER .639887E+02 .121116E+00 -.560964E+01 .000000E+00 .646624E+02 .644777E
77
275 .650695E+02 .214226E+01 -.111727E+02 .000000E+00 .668859E+02
277 .374619E+02 .220630E+01 -.675038E+01 .000000E+00 .382402E+02
297 .489861E+02 -.678277E+01 .699891E+01 .000000E+00 .540820E+02
295 .555045E+02 -.374396E+01 .212851E+01 .000000E+00 .575862E+02
276 .512657E+02 .217428E+01 -.896152E+01 .000000E+00 .525581E+02
285 .432240E+02 -.228823E+01 .124269E+00 .000000E+00 .444128E+02
296 .522453E+02 -.526337E+01 .456371E+01 .000000E+00 .556304E+02
284 .602870E+02 -.800851E+00 -.452208E+01 .000000E+00 .611947E+02
CENTER .517555E+02 -.154454E+01 -.219890E+01 .000000E+00 .526826E+02 .518461E
78
277 .352713E+02 .115547E+01 -.712767E+01 .000000E+00 .368383E+02
146 .622704E+00 .168819E+00 .106127E+01 .000000E+00 .192093E+01
166 .340958E+02 -.671331E+01 .983436E+01 .000000E+00 .415527E+02
297 .505696E+02 -.666871E+01 .766605E+01 .000000E+00 .558148E+02
278 .179470E+02 .662146E+00 -.303320E+01 .000000E+00 .183916E+02
153 .173592E+02 -.327224E+01 .544781E+01 .000000E+00 .213984E+02
298 .423327E+02 -.669101E+01 .875020E+01 .000000E+00 .484744E+02
285 .429205E+02 -.275662E+01 .269189E+00 .000000E+00 .443655E+02
CENTER .301398E+02 -.301443E+01 .285850E+01 .000000E+00 .321382E+02 .303845E
79
287 .522445E+02 .448952E+01 -.209455E+01 .000000E+00 .502817E+02
289 .545578E+02 .312999E+01 -.371149E+01 .000000E+00 .534501E+02
309 .303549E+02 .246695E+01 -.218673E+01 .000000E+00 .294443E+02
307 .265045E+02 .477856E+01 -.170268E+01 .000000E+00 .246448E+02
288 .534011E+02 .380976E+01 -.290302E+01 .000000E+00 .518463E+02
301 .424563E+02 .279847E+01 -.294911E+01 .000000E+00 .414446E+02
308 .284297E+02 .362276E+01 -.194471E+01 .000000E+00 .270134E+02
300 .393745E+02 .463404E+01 -.189862E+01 .000000E+00 .374189E+02
CENTER .409154E+02 .371626E+01 -.242386E+01 .000000E+00 .394139E+02 .410727E
80
289 .547690E+02 .315855E+01 -.384339E+01 .000000E+00 .536745E+02
291 .560524E+02 .156344E+01 -.418076E+01 .000000E+00 .557595E+02
311 .344014E+02 -.126347E+01 -.170357E+01 .000000E+00 .351742E+02
309 .302149E+02 .241977E+01 -.215849E+01 .000000E+00 .293199E+02
290 .554107E+02 .236099E+01 -.401207E+01 .000000E+00 .547119E+02
302 .452269E+02 .149989E+00 -.294216E+01 .000000E+00 .454388E+02
310 .323082E+02 .578154E+00 -.193103E+01 .000000E+00 .321972E+02
301 .424920E+02 .278916E+01 -.300094E+01 .000000E+00 .414951E+02
CENTER .438594E+02 .146957E+01 -.297155E+01 .000000E+00 .434493E+02 .440667E
81
291 .563806E+02 .158265E+01 -.423359E+01 .000000E+00 .560876E+02
293 .566503E+02 -.815261E+00 -.265435E+01 .000000E+00 .572472E+02
313 .391520E+02 -.550372E+01 .152984E+00 .000000E+00 .421749E+02
311 .343019E+02 -.128896E+01 -.171120E+01 .000000E+00 .350896E+02
292 .565154E+02 .383694E+00 -.344397E+01 .000000E+00 .566396E+02
303 .479011E+02 -.315949E+01 -.125068E+01 .000000E+00 .496038E+02
312 .367269E+02 -.339634E+01 -.779110E+00 .000000E+00 .385611E+02
302 .453412E+02 .146843E+00 -.297240E+01 .000000E+00 .455598E+02
CENTER .466212E+02 -.150632E+01 -.211154E+01 .000000E+00 .475332E+02 .467137E
82

293 .568044E+02 -.899863E+00 -.254098E+01 .000000E+00 .574286E+02
 295 .552959E+02 -.372686E+01 .118162E+01 .000000E+00 .572870E+02
 315 .445023E+02 -.958383E+01 .372080E+01 .000000E+00 .504017E+02
 313 .392516E+02 -.558137E+01 .103793E+00 .000000E+00 .423196E+02
 294 .560502E+02 -.231336E+01 -.679680E+00 .000000E+00 .572540E+02
 304 .498991E+02 -.665534E+01 .245121E+01 .000000E+00 .537060E+02
 314 .418769E+02 -.758260E+01 .191230E+01 .000000E+00 .462567E+02
 303 .480280E+02 -.324062E+01 -.121859E+01 .000000E+00 .497724E+02
 CENTER .489636E+02 -.494798E+01 .616309E+00 .000000E+00 .516268E+02 .489706E
 83
 295 .551386E+02 -.390315E+01 .151968E+01 .000000E+00 .572507E+02
 297 .491520E+02 -.643390E+01 .650079E+01 .000000E+00 .538548E+02
 317 .492734E+02 -.118181E+02 .885563E+01 .000000E+00 .581818E+02
 315 .449281E+02 -.984722E+01 .372364E+01 .000000E+00 .509855E+02
 296 .521453E+02 -.516853E+01 .401024E+01 .000000E+00 .553499E+02
 305 .492127E+02 -.912600E+01 .767821E+01 .000000E+00 .559567E+02
 316 .471008E+02 -.108327E+02 .628964E+01 .000000E+00 .544494E+02
 304 .500334E+02 -.687519E+01 .262166E+01 .000000E+00 .539927E+02
 CENTER .496231E+02 -.800059E+01 .514994E+01 .000000E+00 .548000E+02 .500797E
 84
 297 .490708E+02 -.663860E+01 .701150E+01 .000000E+00 .540857E+02
 166 .338717E+02 -.597302E+01 .108416E+02 .000000E+00 .416882E+02
 186 .492676E+02 -.113485E+02 .137249E+02 .000000E+00 .606657E+02
 317 .500037E+02 -.121943E+02 .914299E+01 .000000E+00 .592420E+02
 298 .414713E+02 -.630581E+01 .892653E+01 .000000E+00 .475414E+02
 173 .415697E+02 -.866077E+01 .122832E+02 .000000E+00 .511440E+02
 318 .496357E+02 -.117714E+02 .114339E+02 .000000E+00 .598227E+02
 305 .495373E+02 -.941647E+01 .807725E+01 .000000E+00 .566110E+02
 CENTER .455535E+02 -.903862E+01 .101802E+02 .000000E+00 .536607E+02 .473901E
 85
 307 .266668E+02 .535602E+01 -.187463E+01 .000000E+00 .246480E+02
 309 .304838E+02 .219785E+01 -.230656E+01 .000000E+00 .297162E+02
 329 .961863E+01 -.887121E+00 -.258273E+00 .000000E+00 .101014E+02
 327 .595147E+01 .197727E+01 -.145756E+00 .000000E+00 .525602E+01
 308 .285753E+02 .377694E+01 -.209060E+01 .000000E+00 .271293E+02
 321 .200512E+02 .655367E+00 -.128242E+01 .000000E+00 .198563E+02
 328 .778505E+01 .545075E+00 -.202014E+00 .000000E+00 .753546E+01
 320 .163092E+02 .366665E+01 -.101019E+01 .000000E+00 .149229E+02
 CENTER .181802E+02 .216101E+01 -.114631E+01 .000000E+00 .173160E+02 .182618E
 86
 309 .304379E+02 .213042E+01 -.234195E+01 .000000E+00 .297088E+02
 311 .347369E+02 -.134835E+01 -.197081E+01 .000000E+00 .355943E+02
 331 .143350E+02 -.500143E+01 -.280913E+00 .000000E+00 .173907E+02
 329 .964263E+01 -.907621E+00 -.291686E+00 .000000E+00 .101396E+02
 310 .325874E+02 .391036E+00 -.215638E+01 .000000E+00 .326082E+02
 322 .245359E+02 -.317489E+01 -.112586E+01 .000000E+00 .263400E+02
 330 .119888E+02 -.295453E+01 -.286300E+00 .000000E+00 .137160E+02
 321 .200403E+02 .611401E+00 -.131682E+01 .000000E+00 .198730E+02
 CENTER .222881E+02 -.128174E+01 -.122134E+01 .000000E+00 .230531E+02 .223512E
 87
 311 .346564E+02 -.144964E+01 -.198211E+01 .000000E+00 .355696E+02
 313 .395640E+02 -.556049E+01 -.294578E+00 .000000E+00 .426202E+02

333	.207260E+02	-.947359E+01	.277527E+00	.000000E+00	.267563E+02
331	.143614E+02	-.503144E+01	-.328160E+00	.000000E+00	.174398E+02
312	.371102E+02	-.350506E+01	-.113835E+01	.000000E+00	.390309E+02
323	.301450E+02	-.751704E+01	-.852530E-02	.000000E+00	.345229E+02
332	.175437E+02	-.725252E+01	-.253167E-01	.000000E+00	.220821E+02
322	.245089E+02	-.324054E+01	-.115514E+01	.000000E+00	.263555E+02
CENTER	.273270E+02	-.537879E+01	-.581831E+00	.000000E+00	.303924E+02
88					
313	.395373E+02	-.567152E+01	-.272242E+00	.000000E+00	.426594E+02
315	.448637E+02	-.960829E+01	.320282E+01	.000000E+00	.506647E+02
335	.291984E+02	-.134617E+02	.199424E+01	.000000E+00	.379309E+02
333	.207876E+02	-.953939E+01	.233964E+00	.000000E+00	.268624E+02
314	.422005E+02	-.763991E+01	.146529E+01	.000000E+00	.465629E+02
324	.370311E+02	-.115350E+02	.259853E+01	.000000E+00	.441788E+02
334	.249930E+02	-.115005E+02	.111410E+01	.000000E+00	.323739E+02
323	.301625E+02	-.760546E+01	-.191393E-01	.000000E+00	.345980E+02
CENTER	.335968E+02	-.957022E+01	.128970E+01	.000000E+00	.393300E+02
89					
315	.450549E+02	-.966804E+01	.333458E+01	.000000E+00	.509153E+02
317	.492526E+02	-.122183E+02	.831090E+01	.000000E+00	.581730E+02
337	.396299E+02	-.153379E+02	.521579E+01	.000000E+00	.499523E+02
335	.293216E+02	-.136091E+02	.196157E+01	.000000E+00	.381517E+02
316	.471538E+02	-.109432E+02	.582274E+01	.000000E+00	.544146E+02
325	.444412E+02	-.137781E+02	.676335E+01	.000000E+00	.539852E+02
336	.344758E+02	-.144735E+02	.358868E+01	.000000E+00	.439964E+02
324	.371883E+02	-.116386E+02	.264807E+01	.000000E+00	.444104E+02
CENTER	.408148E+02	-.127083E+02	.470571E+01	.000000E+00	.491168E+02
90					
317	.498433E+02	-.121521E+02	.871974E+01	.000000E+00	.588713E+02
186	.496221E+02	-.108905E+02	.137842E+02	.000000E+00	.607567E+02
206	.498682E+02	-.144781E+02	.940444E+01	.000000E+00	.606941E+02
337	.398922E+02	-.156296E+02	.529269E+01	.000000E+00	.504303E+02
318	.497327E+02	-.115213E+02	.112520E+02	.000000E+00	.596564E+02
193	.497451E+02	-.126843E+02	.115943E+02	.000000E+00	.605783E+02
338	.448802E+02	-.150538E+02	.734856E+01	.000000E+00	.554840E+02
325	.448678E+02	-.138908E+02	.700621E+01	.000000E+00	.545581E+02
CENTER	.473064E+02	-.132876E+02	.930027E+01	.000000E+00	.574676E+02
91					
327	.575452E+01	.285003E+01	-.199057E+00	.000000E+00	.499555E+01
329	.945272E+01	-.714672E+00	-.560152E+00	.000000E+00	.987733E+01
349	-.559838E+01	-.770712E+01	.418224E+01	.000000E+00	.100034E+02
347	-.707644E+01	-.577201E+01	.365752E+01	.000000E+00	.909281E+01
328	.760362E+01	.106768E+01	-.379605E+00	.000000E+00	.716025E+01
341	.192717E+01	-.421090E+01	.181104E+01	.000000E+00	.627697E+01
348	-.633741E+01	-.673957E+01	.391988E+01	.000000E+00	.943236E+01
340	-.660959E+00	-.146099E+01	.172923E+01	.000000E+00	.325214E+01
CENTER	.633106E+00	-.283594E+01	.177014E+01	.000000E+00	.443159E+01
92					
329	.929211E+01	-.798356E+00	-.523615E+00	.000000E+00	.975815E+01
331	.141146E+02	-.468200E+01	-.617950E+00	.000000E+00	.169816E+02
351	-.318624E+01	-.105939E+02	.416918E+01	.000000E+00	.118649E+02
349	-.542351E+01	-.764393E+01	.411246E+01	.000000E+00	.985516E+01

330 .117034E+02 -.274018E+01 -.570782E+00 .000000E+00 .133238E+02
 342 .546419E+01 -.763797E+01 .177561E+01 .000000E+00 .118063E+02
 350 -.430488E+01 -.911893E+01 .414082E+01 .000000E+00 .106710E+02
 341 .193430E+01 -.422114E+01 .179442E+01 .000000E+00 .627570E+01
 CENTER .369925E+01 -.592955E+01 .178502E+01 .000000E+00 .896313E+01 .401951E
 93
 331 .140535E+02 -.475305E+01 -.603724E+00 .000000E+00 .169701E+02
 333 .204076E+02 -.916048E+01 -.169167E+00 .000000E+00 .262186E+02
 353 .853632E+00 -.137612E+02 .385768E+01 .000000E+00 .157000E+02
 351 -.316592E+01 -.106163E+02 .410335E+01 .000000E+00 .118165E+02
 332 .172305E+02 -.695676E+01 -.386445E+00 .000000E+00 .215779E+02
 343 .106306E+02 -.114608E+02 .184426E+01 .000000E+00 .194010E+02
 352 -.115614E+01 -.121887E+02 .398052E+01 .000000E+00 .135404E+02
 342 .544379E+01 -.768465E+01 .174981E+01 .000000E+00 .118198E+02
 CENTER .803720E+01 -.957274E+01 .179704E+01 .000000E+00 .155840E+02 .821871E
 94
 333 .205004E+02 -.922243E+01 -.162269E+00 .000000E+00 .263527E+02
 335 .289009E+02 -.132273E+02 .141064E+01 .000000E+00 .373962E+02
 355 .777833E+01 -.161657E+02 .342388E+01 .000000E+00 .219714E+02
 353 .650992E+00 -.138801E+02 .382573E+01 .000000E+00 .156852E+02
 334 .247007E+02 -.112248E+02 .624184E+00 .000000E+00 .318520E+02
 344 .183396E+02 -.146965E+02 .241726E+01 .000000E+00 .289722E+02
 354 .421466E+01 -.150229E+02 .362480E+01 .000000E+00 .186061E+02
 343 .105757E+02 -.115513E+02 .183173E+01 .000000E+00 .194295E+02
 CENTER .144577E+02 -.131239E+02 .212449E+01 .000000E+00 .241773E+02 .146203E
 95
 335 .291050E+02 -.132623E+02 .146886E+01 .000000E+00 .376226E+02
 337 .394751E+02 -.153191E+02 .454930E+01 .000000E+00 .495961E+02
 357 .184196E+02 -.166905E+02 .296889E+01 .000000E+00 .308502E+02
 355 .756857E+01 -.162490E+02 .343658E+01 .000000E+00 .219026E+02
 336 .342900E+02 -.142907E+02 .300908E+01 .000000E+00 .435571E+02
 345 .289474E+02 -.160048E+02 .375910E+01 .000000E+00 .399974E+02
 356 .129941E+02 -.164698E+02 .320274E+01 .000000E+00 .261702E+02
 344 .183368E+02 -.147556E+02 .245272E+01 .000000E+00 .290273E+02
 CENTER .236421E+02 -.153802E+02 .310591E+01 .000000E+00 .344682E+02 .238877E
 96
 337 .396832E+02 -.153167E+02 .470650E+01 .000000E+00 .498360E+02
 206 .501553E+02 -.144968E+02 .891504E+01 .000000E+00 .607555E+02
 226 .329326E+02 -.147958E+02 .309352E+01 .000000E+00 .426549E+02
 357 .189012E+02 -.165894E+02 .304602E+01 .000000E+00 .312066E+02
 338 .449193E+02 -.149067E+02 .681077E+01 .000000E+00 .552151E+02
 213 .415439E+02 -.146463E+02 .600428E+01 .000000E+00 .515464E+02
 358 .259169E+02 -.156926E+02 .306977E+01 .000000E+00 .367820E+02
 345 .292922E+02 -.159530E+02 .387626E+01 .000000E+00 .403101E+02
 CENTER .354181E+02 -.152997E+02 .494027E+01 .000000E+00 .458653E+02 .358948E
 97
 347 -.731507E+01 -.546607E+01 .450661E+01 .000000E+00 .102143E+02
 349 -.564088E+01 -.755717E+01 .453774E+01 .000000E+00 .103959E+02
 369 -.723943E+01 -.209750E+02 .744945E+01 .000000E+00 .225165E+02
 367 -.591571E+01 -.203261E+02 .478424E+01 .000000E+00 .199141E+02
 348 -.647798E+01 -.651162E+01 .452217E+01 .000000E+00 .101751E+02
 361 -.644016E+01 -.142661E+02 .599359E+01 .000000E+00 .161521E+02

368 -.657757E+01 -.206506E+02 .611684E+01 .000000E+00 .211217E+02
 360 -.661539E+01 -.128961E+02 .464542E+01 .000000E+00 .137659E+02
 CENTER -.652777E+01 -.135811E+02 .531951E+01 .000000E+00 .149431E+02 -.367207E
 98
 349 -.596318E+01 -.770801E+01 .466105E+01 .000000E+00 .106857E+02
 351 -.348044E+01 -.103509E+02 .457606E+01 .000000E+00 .120851E+02
 371 -.856781E+01 -.225800E+02 .984264E+01 .000000E+00 .260851E+02
 369 -.687533E+01 -.208767E+02 .740290E+01 .000000E+00 .224495E+02
 350 -.472181E+01 -.902943E+01 .461856E+01 .000000E+00 .111886E+02
 362 -.602412E+01 -.164654E+02 .720935E+01 .000000E+00 .190823E+02
 370 -.772157E+01 -.217284E+02 .862277E+01 .000000E+00 .242286E+02
 361 -.641926E+01 -.142924E+02 .603198E+01 .000000E+00 .162138E+02
 CENTER -.622169E+01 -.153789E+02 .662066E+01 .000000E+00 .176362E+02 -.275064E
 99
 351 -.375409E+01 -.104767E+02 .466916E+01 .000000E+00 .122445E+02
 353 .875424E-01 -.133838E+02 .422241E+01 .000000E+00 .152902E+02
 373 -.997279E+01 -.242981E+02 .117915E+02 .000000E+00 .294049E+02
 371 -.825534E+01 -.225423E+02 .979612E+01 .000000E+00 .260404E+02
 352 -.183328E+01 -.119302E+02 .444578E+01 .000000E+00 .135320E+02
 363 -.494262E+01 -.188409E+02 .800694E+01 .000000E+00 .218774E+02
 372 -.911407E+01 -.234202E+02 .107938E+02 .000000E+00 .277063E+02
 362 -.600472E+01 -.165095E+02 .723264E+01 .000000E+00 .191421E+02
 CENTER -.547367E+01 -.176752E+02 .761979E+01 .000000E+00 .204893E+02 -.181327E
 100
 353 -.774069E-01 -.134712E+02 .425529E+01 .000000E+00 .153218E+02
 355 .648791E+01 -.156558E+02 .349032E+01 .000000E+00 .206232E+02
 375 -.105006E+02 -.241654E+02 .125259E+02 .000000E+00 .301857E+02
 373 -.967075E+01 -.242789E+02 .118264E+02 .000000E+00 .294582E+02
 354 .320525E+01 -.145635E+02 .387281E+01 .000000E+00 .177213E+02
 364 -.200634E+01 -.199106E+02 .800813E+01 .000000E+00 .235138E+02
 374 -.100857E+02 -.242221E+02 .121762E+02 .000000E+00 .298147E+02
 363 -.487408E+01 -.188750E+02 .804087E+01 .000000E+00 .219543E+02
 CENTER -.344021E+01 -.193928E+02 .802450E+01 .000000E+00 .226799E+02 -.102190E
 101
 355 .659679E+01 -.156714E+02 .344434E+01 .000000E+00 .206901E+02
 357 .174138E+02 -.157442E+02 .278579E+01 .000000E+00 .291303E+02
 377 -.724690E+01 -.208351E+02 .103905E+02 .000000E+00 .256811E+02
 375 -.104122E+02 -.240514E+02 .126483E+02 .000000E+00 .302720E+02
 356 .120053E+02 -.157078E+02 .311507E+01 .000000E+00 .246688E+02
 365 .508347E+01 -.182897E+02 .658815E+01 .000000E+00 .241566E+02
 376 -.882955E+01 -.224432E+02 .115194E+02 .000000E+00 .279569E+02
 364 -.190771E+01 -.198614E+02 .804632E+01 .000000E+00 .235468E+02
 CENTER .158788E+01 -.190755E+02 .731724E+01 .000000E+00 .236075E+02 .391659E
 102
 357 .179334E+02 -.155978E+02 .269009E+01 .000000E+00 .294335E+02
 226 .316283E+02 -.148835E+02 .214958E+01 .000000E+00 .413095E+02
 246 .456952E+01 -.142122E+02 .609408E+01 .000000E+00 .199806E+02
 377 -.802816E+01 -.208360E+02 .104319E+02 .000000E+00 .256474E+02
 358 .247809E+02 -.152406E+02 .241984E+01 .000000E+00 .352365E+02
 233 .180989E+02 -.145479E+02 .412183E+01 .000000E+00 .292144E+02
 378 -.172932E+01 -.175241E+02 .826297E+01 .000000E+00 .220139E+02
 365 .495263E+01 -.182169E+02 .656097E+01 .000000E+00 .239947E+02

CENTER .115258E+02 -.163824E+02 .534140E+01 .000000E+00 .259930E+02 .125132E
103
367 -.488901E+01 -.206058E+02 .432057E+01 .000000E+00 .200938E+02
369 -.547677E+01 -.216488E+02 .704465E+01 .000000E+00 .229996E+02
389 .307777E+00 -.318120E+02 .342201E+00 .000000E+00 .319725E+02
387 .290518E+00 -.318626E+02 -.398014E+01 .000000E+00 .327428E+02
368 -.518289E+01 -.211273E+02 .568261E+01 .000000E+00 .214616E+02
381 -.258450E+01 -.267304E+02 .369343E+01 .000000E+00 .263255E+02
388 .299148E+00 -.318373E+02 -.181897E+01 .000000E+00 .321427E+02
380 -.229925E+01 -.262342E+02 .170215E+00 .000000E+00 .251652E+02
CENTER -.244187E+01 -.264823E+02 .193182E+01 .000000E+00 .255696E+02 -.228763E
104
369 -.572195E+01 -.218268E+02 .721254E+01 .000000E+00 .232448E+02
371 -.687284E+01 -.236412E+02 .100259E+02 .000000E+00 .272986E+02
391 -.705612E+00 -.338669E+02 .519442E+01 .000000E+00 .347061E+02
389 .307005E+00 -.317394E+02 .300420E+00 .000000E+00 .318982E+02
370 -.629740E+01 -.227340E+02 .861920E+01 .000000E+00 .252230E+02
382 -.378923E+01 -.287541E+02 .761014E+01 .000000E+00 .300989E+02
390 -.199304E+00 -.328031E+02 .274742E+01 .000000E+00 .330484E+02
381 -.270747E+01 -.267831E+02 .375648E+01 .000000E+00 .263530E+02
CENTER -.324835E+01 -.277686E+02 .568331E+01 .000000E+00 .280775E+02 -.199512E
105
371 -.706438E+01 -.238108E+02 .101698E+02 .000000E+00 .275486E+02
373 -.860278E+01 -.253968E+02 .125492E+02 .000000E+00 .311924E+02
393 -.339519E+01 -.375566E+02 .110966E+02 .000000E+00 .407912E+02
391 -.925950E+00 -.339706E+02 .508470E+01 .000000E+00 .346550E+02
372 -.783358E+01 -.246038E+02 .113595E+02 .000000E+00 .293443E+02
383 -.599898E+01 -.314767E+02 .118229E+02 .000000E+00 .354582E+02
392 -.216057E+01 -.357636E+02 .809067E+01 .000000E+00 .374541E+02
382 -.399516E+01 -.288907E+02 .762724E+01 .000000E+00 .301618E+02
CENTER -.499707E+01 -.301837E+02 .972508E+01 .000000E+00 .326945E+02 -.167911E
106
373 -.880680E+01 -.256094E+02 .127751E+02 .000000E+00 .315828E+02
375 -.973832E+01 -.248929E+02 .138652E+02 .000000E+00 .323853E+02
395 -.828043E+01 -.394424E+02 .176698E+02 .000000E+00 .472687E+02
393 -.386900E+01 -.378781E+02 .109495E+02 .000000E+00 .407780E+02
374 -.927256E+01 -.252512E+02 .133201E+02 .000000E+00 .319646E+02
384 -.900938E+01 -.321677E+02 .157675E+02 .000000E+00 .396479E+02
394 -.607472E+01 -.386603E+02 .143096E+02 .000000E+00 .437146E+02
383 -.633790E+01 -.317438E+02 .118623E+02 .000000E+00 .356201E+02
CENTER -.767364E+01 -.319557E+02 .138149E+02 .000000E+00 .375152E+02 -.142295E
107
375 -.990841E+01 -.250220E+02 .140561E+02 .000000E+00 .326966E+02
377 -.824183E+01 -.207557E+02 .120436E+02 .000000E+00 .276189E+02
397 -.144983E+02 -.358137E+02 .223286E+02 .000000E+00 .496919E+02
395 -.898367E+01 -.397139E+02 .175766E+02 .000000E+00 .472010E+02
376 -.907512E+01 -.228889E+02 .130498E+02 .000000E+00 .301568E+02
385 -.113700E+02 -.282847E+02 .171861E+02 .000000E+00 .386496E+02
396 -.117410E+02 -.377638E+02 .199526E+02 .000000E+00 .481133E+02
384 -.944604E+01 -.323680E+02 .158163E+02 .000000E+00 .397697E+02
CENTER -.104080E+02 -.303263E+02 .165012E+02 .000000E+00 .391056E+02 -.109352E
108

377	-.738539E+01	-.205591E+02	.120112E+02	.000000E+00	.275352E+02
246	-.376658E+00	-.144923E+02	.634081E+01	.000000E+00	.180369E+02
266	-.190179E+02	-.267853E+02	.213401E+02	.000000E+00	.439992E+02
397	-.155977E+02	-.359232E+02	.222894E+02	.000000E+00	.496377E+02
378	-.388102E+01	-.175257E+02	.917599E+01	.000000E+00	.225120E+02
253	-.969728E+01	-.206388E+02	.138404E+02	.000000E+00	.299087E+02
398	-.173078E+02	-.313542E+02	.218147E+02	.000000E+00	.465578E+02
385	-.114915E+02	-.282412E+02	.171503E+02	.000000E+00	.385679E+02
CENTER	-.105944E+02	-.244400E+02	.154954E+02	.000000E+00	.342191E+02
109					
400	.999942E+00	.278082E+00	-.786090E+00	.000000E+00	.162879E+01
402	.325538E+02	.109827E+01	.710971E+01	.000000E+00	.343052E+02
422	.432648E+02	-.539702E+01	-.617628E+01	.000000E+00	.474227E+02
420	.251627E+02	-.543113E+01	-.820264E+01	.000000E+00	.316412E+02
401	.167769E+02	.688175E+00	.316181E+01	.000000E+00	.173315E+02
414	.379093E+02	-.214938E+01	.466717E+00	.000000E+00	.390368E+02
421	.342137E+02	-.541408E+01	-.718946E+01	.000000E+00	.392453E+02
413	.130813E+02	-.257652E+01	-.449436E+01	.000000E+00	.164943E+02
CENTER	.254953E+02	-.236295E+01	-.201382E+01	.000000E+00	.269815E+02
110					
402	.347592E+02	.208787E+01	.691349E+01	.000000E+00	.358243E+02
404	.602826E+02	.209320E+01	.107728E+02	.000000E+00	.621317E+02
424	.509522E+02	-.269070E+01	-.877716E+00	.000000E+00	.523715E+02
422	.420261E+02	-.534705E+01	-.571733E+01	.000000E+00	.460169E+02
403	.475209E+02	.209054E+01	.884313E+01	.000000E+00	.489680E+02
415	.556174E+02	-.298750E+00	.494752E+01	.000000E+00	.564219E+02
423	.464891E+02	-.401888E+01	-.329752E+01	.000000E+00	.489576E+02
414	.383926E+02	-.162959E+01	.598082E+00	.000000E+00	.392465E+02
CENTER	.470050E+02	-.964170E+00	.277280E+01	.000000E+00	.477366E+02
111					
404	.607701E+02	.230452E+01	.107103E+02	.000000E+00	.624692E+02
406	.737291E+02	.183765E+01	.102815E+02	.000000E+00	.749733E+02
426	.536285E+02	.433476E-01	.322506E+01	.000000E+00	.538971E+02
424	.502885E+02	-.251117E+01	-.843369E+00	.000000E+00	.516106E+02
405	.672496E+02	.207109E+01	.104959E+02	.000000E+00	.686878E+02
416	.636788E+02	.940500E+00	.675327E+01	.000000E+00	.642869E+02
425	.519585E+02	-.123391E+01	.119084E+01	.000000E+00	.526267E+02
415	.555293E+02	-.103326E+00	.493348E+01	.000000E+00	.562340E+02
CENTER	.596040E+02	.418587E+00	.584338E+01	.000000E+00	.602520E+02
112					
406	.732697E+02	.169915E+01	.101705E+02	.000000E+00	.745464E+02
408	.767629E+02	.108260E+01	.742299E+01	.000000E+00	.773040E+02
428	.542143E+02	.178328E+01	.480484E+01	.000000E+00	.539902E+02
426	.536813E+02	.141515E+00	.322667E+01	.000000E+00	.539012E+02
407	.750163E+02	.139087E+01	.879677E+01	.000000E+00	.758761E+02
417	.654886E+02	.143294E+01	.611392E+01	.000000E+00	.656438E+02
427	.539478E+02	.962396E+00	.401576E+01	.000000E+00	.539235E+02
416	.634755E+02	.920332E+00	.669860E+01	.000000E+00	.640795E+02
CENTER	.644820E+02	.117664E+01	.640626E+01	.000000E+00	.648580E+02

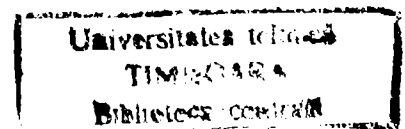
STRESS OUTPUT FOR 2/D ELEMENT GROUP 2 CASE NO. 1

(PLANE STRESS)

ELEMENT NUMBER	STRESS NODE	OUTPUT SIGMA-X	SIGMA-Y	TAU-XY	SIGMA-Z	VON MISES	SIGMA-P+
113							
408	.761927E+02	.885555E+00	.727081E+01	.000000E+00	.767934E+02		
410	.755806E+02	.369721E+00	.375041E+01	.000000E+00	.756757E+02		
430	.535802E+02	.272928E+01	.412055E+01	.000000E+00	.527540E+02		
428	.544851E+02	.182383E+01	.489355E+01	.000000E+00	.542626E+02		
409	.758866E+02	.627638E+00	.551061E+01	.000000E+00	.761751E+02		
418	.645804E+02	.154950E+01	.393548E+01	.000000E+00	.641827E+02		
429	.540327E+02	.227655E+01	.450705E+01	.000000E+00	.535037E+02		
417	.653389E+02	.135469E+01	.608218E+01	.000000E+00	.655246E+02		
CENTER	.649596E+02	.145210E+01	.500883E+01	.000000E+00	.648290E+02	.653523E	
114							
410	.752576E+02	.252739E+00	.365721E+01	.000000E+00	.753982E+02		
412	.743993E+02	.691801E-01	.166856E+00	.000000E+00	.743653E+02		
432	.518421E+02	.320425E+01	.170761E+01	.000000E+00	.504034E+02		
430	.537308E+02	.266804E+01	.420722E+01	.000000E+00	.529515E+02		
411	.748285E+02	.160960E+00	.191203E+01	.000000E+00	.748215E+02		
419	.631207E+02	.163671E+01	.937234E+00	.000000E+00	.623396E+02		
431	.527865E+02	.293614E+01	.295742E+01	.000000E+00	.516360E+02		
418	.644942E+02	.146039E+01	.393221E+01	.000000E+00	.641392E+02		
CENTER	.638075E+02	.154855E+01	.243472E+01	.000000E+00	.631883E+02	.639025E	
115							
420	.253190E+02	-.468249E+01	-.918110E+01	.000000E+00	.321622E+02		
422	.421141E+02	-.549579E+01	-.562249E+01	.000000E+00	.461529E+02		
442	.450856E+02	-.102075E+02	-.984589E+01	.000000E+00	.537396E+02		
440	.394597E+02	-.894748E+01	-.133595E+02	.000000E+00	.502556E+02		
421	.337165E+02	-.508914E+01	-.740179E+01	.000000E+00	.387124E+02		
434	.435999E+02	-.785164E+01	-.773419E+01	.000000E+00	.498435E+02		
441	.422727E+02	-.957749E+01	-.116027E+02	.000000E+00	.518405E+02		
433	.323893E+02	-.681498E+01	-.112703E+02	.000000E+00	.411984E+02		
CENTER	.379946E+02	-.733331E+01	-.950226E+01	.000000E+00	.452424E+02	.399060E	
116							
422	.422042E+02	-.512260E+01	-.526704E+01	.000000E+00	.459005E+02		
424	.509509E+02	-.286057E+01	-.613846E+00	.000000E+00	.524505E+02		
444	.438695E+02	-.833514E+01	-.449600E+01	.000000E+00	.491967E+02		
442	.444780E+02	-.985043E+01	-.959876E+01	.000000E+00	.528192E+02		
423	.465776E+02	-.399159E+01	-.294044E+01	.000000E+00	.489618E+02		
435	.474102E+02	-.559786E+01	-.255492E+01	.000000E+00	.506364E+02		
443	.441738E+02	-.909279E+01	-.704738E+01	.000000E+00	.508396E+02		
434	.433411E+02	-.748651E+01	-.743290E+01	.000000E+00	.492414E+02		
CENTER	.453757E+02	-.654219E+01	-.499391E+01	.000000E+00	.497335E+02	.458517E	
117							
424	.508945E+02	-.267624E+01	-.340096E+00	.000000E+00	.522873E+02		
426	.543095E+02	-.279059E+00	.316334E+01	.000000E+00	.547246E+02		
446	.406083E+02	-.462719E+01	-.360102E+00	.000000E+00	.431130E+02		
444	.435396E+02	-.807843E+01	-.445473E+01	.000000E+00	.487054E+02		
425	.526020E+02	-.147765E+01	.141162E+01	.000000E+00	.534122E+02		

436 .474589E+02 -.245312E+01 .140162E+01 .000000E+00 .487922E+02
 445 .420739E+02 -.635281E+01 -.240742E+01 .000000E+00 .457739E+02
 435 .472170E+02 -.537733E+01 -.239742E+01 .000000E+00 .502942E+02
 CENTER .473380E+02 -.391523E+01 -.497899E+00 .000000E+00 .494196E+02 .473428E
 118
 426 .540936E+02 -.200138E+00 .324970E+01 .000000E+00 .544855E+02
 428 .547315E+02 .162855E+01 .461848E+01 .000000E+00 .545257E+02
 448 .370705E+02 -.917202E+00 .191736E+01 .000000E+00 .376842E+02
 446 .405269E+02 -.454216E+01 -.363964E+00 .000000E+00 .429830E+02
 427 .544126E+02 .714206E+00 .393409E+01 .000000E+00 .544868E+02
 437 .459010E+02 .355674E+00 .326792E+01 .000000E+00 .460732E+02
 447 .387987E+02 -.272968E+01 .776697E+00 .000000E+00 .402555E+02
 436 .473103E+02 -.237115E+01 .144287E+01 .000000E+00 .486036E+02
 CENTER .466057E+02 -.100774E+01 .235539E+01 .000000E+00 .472939E+02 .467219E
 119
 428 .544794E+02 .162751E+01 .456922E+01 .000000E+00 .542644E+02
 430 .536107E+02 .269598E+01 .399387E+01 .000000E+00 .527702E+02
 450 .337645E+02 .219929E+01 .255796E+01 .000000E+00 .330189E+02
 448 .371293E+02 -.888432E+00 .192999E+01 .000000E+00 .377297E+02
 429 .540450E+02 .216174E+01 .428155E+01 .000000E+00 .535136E+02
 438 .436876E+02 .244763E+01 .327592E+01 .000000E+00 .428936E+02
 449 .354469E+02 .655429E+00 .224398E+01 .000000E+00 .353381E+02
 437 .458043E+02 .369537E+00 .324960E+01 .000000E+00 .459666E+02
 CENTER .447460E+02 .140859E+01 .326276E+01 .000000E+00 .444195E+02 .449902E
 120
 430 .534701E+02 .269035E+01 .389316E+01 .000000E+00 .526109E+02
 432 .515193E+02 .358171E+01 .209121E+01 .000000E+00 .499566E+02
 452 .305112E+02 .416531E+01 .200735E+01 .000000E+00 .288667E+02
 450 .338653E+02 .223815E+01 .258005E+01 .000000E+00 .331065E+02
 431 .524947E+02 .313603E+01 .299218E+01 .000000E+00 .512617E+02
 439 .410153E+02 .387351E+01 .204928E+01 .000000E+00 .393825E+02
 451 .321883E+02 .320173E+01 .229370E+01 .000000E+00 .309687E+02
 438 .436677E+02 .246425E+01 .323661E+01 .000000E+00 .428574E+02
 CENTER .423415E+02 .316888E+01 .264294E+01 .000000E+00 .411050E+02 .425190E
 121
 440 .397645E+02 -.830196E+01 -.136090E+02 .000000E+00 .503575E+02
 442 .449153E+02 -.102919E+02 -.964071E+01 .000000E+00 .535201E+02
 462 .424530E+02 -.137652E+02 -.869329E+01 .000000E+00 .529418E+02
 460 .465520E+02 -.112958E+02 -.127909E+02 .000000E+00 .575443E+02
 441 .423399E+02 -.929695E+01 -.116249E+02 .000000E+00 .517508E+02
 454 .436842E+02 -.120286E+02 -.916700E+01 .000000E+00 .532030E+02
 461 .445025E+02 -.125305E+02 -.107421E+02 .000000E+00 .551481E+02
 453 .431582E+02 -.979889E+01 -.132000E+02 .000000E+00 .538913E+02
 CENTER .434212E+02 -.109137E+02 -.111835E+02 .000000E+00 .534192E+02 .456330E
 122
 442 .445063E+02 -.101436E+02 -.931201E+01 .000000E+00 .528705E+02
 444 .440594E+02 -.825390E+01 -.434703E+01 .000000E+00 .492921E+02
 464 .352211E+02 -.126885E+02 -.425929E+01 .000000E+00 .436216E+02
 462 .421956E+02 -.134365E+02 -.858556E+01 .000000E+00 .524318E+02
 443 .442828E+02 -.919876E+01 -.682952E+01 .000000E+00 .509201E+02
 455 .396403E+02 -.104712E+02 -.430316E+01 .000000E+00 .463856E+02
 463 .387083E+02 -.130625E+02 -.642242E+01 .000000E+00 .479409E+02

454 .433509E+02 -.117900E+02 -.894879E+01 .000000E+00 .526275E+02
 CENTER .414956E+02 -.111306E+02 -.662597E+01 .000000E+00 .493898E+02 .423170E
 123
 444 .438842E+02 -.813192E+01 -.419253E+01 .000000E+00 .490055E+02
 446 .409294E+02 -.477418E+01 -.223818E+00 .000000E+00 .435151E+02
 466 .279985E+02 -.920011E+01 -.112640E+01 .000000E+00 .336148E+02
 464 .350639E+02 -.125201E+02 -.423931E+01 .000000E+00 .433491E+02
 445 .424068E+02 -.645305E+01 -.220817E+01 .000000E+00 .461330E+02
 456 .344639E+02 -.698714E+01 -.675109E+00 .000000E+00 .384546E+02
 465 .315312E+02 -.108601E+02 -.268285E+01 .000000E+00 .384211E+02
 455 .394740E+02 -.103260E+02 -.421592E+01 .000000E+00 .461059E+02
 CENTER .369690E+02 -.865659E+01 -.244551E+01 .000000E+00 .421854E+02 .370997E
 124
 446 .409087E+02 -.465477E+01 -.182185E+00 .000000E+00 .434248E+02
 448 .374005E+02 -.109712E+01 .199772E+01 .000000E+00 .381183E+02
 468 .218126E+02 -.495828E+01 .495140E+00 .000000E+00 .246833E+02
 466 .279134E+02 -.911407E+01 -.114067E+01 .000000E+00 .334744E+02
 447 .391546E+02 -.287595E+01 .907768E+00 .000000E+00 .406993E+02
 457 .296065E+02 -.302770E+01 .124643E+01 .000000E+00 .313052E+02
 467 .248630E+02 -.703617E+01 -.322765E+00 .000000E+00 .290333E+02
 456 .344111E+02 -.688442E+01 -.661428E+00 .000000E+00 .383371E+02
 CENTER .320088E+02 -.495606E+01 .292501E+00 .000000E+00 .347566E+02 .320111E
 125
 448 .374283E+02 -.100718E+01 .197910E+01 .000000E+00 .380964E+02
 450 .339584E+02 .196134E+01 .259773E+01 .000000E+00 .333266E+02
 470 .168237E+02 -.913389E+00 .100663E+01 .000000E+00 .173862E+02
 468 .217806E+02 -.490364E+01 .468297E+00 .000000E+00 .246151E+02
 449 .356933E+02 .477079E+00 .228841E+01 .000000E+00 .356781E+02
 458 .253911E+02 .523974E+00 .180218E+01 .000000E+00 .253263E+02
 469 .193022E+02 -.290851E+01 .737461E+00 .000000E+00 .209477E+02
 457 .296044E+02 -.295541E+01 .122370E+01 .000000E+00 .312593E+02
 CENTER .274978E+02 -.121572E+01 .151294E+01 .000000E+00 .282471E+02 .275773E
 126
 450 .339583E+02 .200987E+01 .254312E+01 .000000E+00 .332920E+02
 452 .305907E+02 .461580E+01 .211645E+01 .000000E+00 .287982E+02
 472 .126935E+02 .207197E+01 .987942E+00 .000000E+00 .119182E+02
 470 .168315E+02 -.867717E+00 .982651E+00 .000000E+00 .173653E+02
 451 .322745E+02 .331283E+01 .232978E+01 .000000E+00 .310158E+02
 459 .216421E+02 .334388E+01 .155219E+01 .000000E+00 .203573E+02
 471 .147625E+02 .602128E+00 .985296E+00 .000000E+00 .145711E+02
 458 .253949E+02 .571077E+00 .176289E+01 .000000E+00 .252991E+02
 CENTER .235185E+02 .195748E+01 .165754E+01 .000000E+00 .227850E+02 .236452E
 127
 460 .468740E+02 -.114263E+02 -.127064E+02 .000000E+00 .578592E+02
 462 .426598E+02 -.136681E+02 -.847341E+01 .000000E+00 .529637E+02
 482 .329256E+02 -.151578E+02 -.515210E+01 .000000E+00 .435037E+02
 480 .442842E+02 -.119453E+02 -.741472E+01 .000000E+00 .528933E+02
 461 .447669E+02 -.125472E+02 -.105899E+02 .000000E+00 .553141E+02
 474 .377927E+02 -.144129E+02 -.681276E+01 .000000E+00 .481661E+02
 481 .386049E+02 -.135516E+02 -.628341E+01 .000000E+00 .481205E+02
 473 .455791E+02 -.116858E+02 -.100605E+02 .000000E+00 .552294E+02
 CENTER .416859E+02 -.130494E+02 -.843665E+01 .000000E+00 .516286E+02 .429568E



128

462 .423386E+02 -.136156E+02 -.827901E+01 .000000E+00 .525360E+02
464 .354138E+02 -.126347E+02 -.402287E+01 .000000E+00 .437008E+02
484 .216492E+02 -.152637E+02 -.318604E+01 .000000E+00 .325971E+02
482 .326060E+02 -.150778E+02 -.508976E+01 .000000E+00 .431259E+02
463 .388762E+02 -.131251E+02 -.615094E+01 .000000E+00 .480353E+02
475 .285315E+02 -.139492E+02 -.360446E+01 .000000E+00 .380210E+02
483 .271276E+02 -.151708E+02 -.413790E+01 .000000E+00 .378018E+02
474 .374723E+02 -.143467E+02 -.668439E+01 .000000E+00 .477666E+02
CENTER .330019E+02 -.141479E+02 -.514442E+01 .000000E+00 .428438E+02 .335567E

129

464 .352962E+02 -.125043E+02 -.391709E+01 .000000E+00 .434692E+02
466 .281353E+02 -.918294E+01 -.830694E+00 .000000E+00 .337099E+02
486 .125613E+02 -.130654E+02 -.210418E+01 .000000E+00 .224920E+02
484 .214677E+02 -.152334E+02 -.316921E+01 .000000E+00 .324048E+02
465 .317158E+02 -.108436E+02 -.237389E+01 .000000E+00 .385266E+02
476 .203483E+02 -.111241E+02 -.146744E+01 .000000E+00 .277600E+02
485 .170145E+02 -.141494E+02 -.263670E+01 .000000E+00 .274098E+02
475 .283819E+02 -.138689E+02 -.354315E+01 .000000E+00 .378043E+02
CENTER .243651E+02 -.124965E+02 -.250529E+01 .000000E+00 .327587E+02 .245346E

130

466 .280732E+02 -.906760E+01 -.804652E+00 .000000E+00 .335682E+02
468 .219020E+02 -.491179E+01 .762364E+00 .000000E+00 .247617E+02
488 .612580E+01 -.960498E+01 -.174267E+01 .000000E+00 .140617E+02
486 .125796E+02 -.129769E+02 -.212077E+01 .000000E+00 .224363E+02
467 .249876E+02 -.698969E+01 -.211444E-01 .000000E+00 .291186E+02
477 .140139E+02 -.725839E+01 -.490154E+00 .000000E+00 .187487E+02
487 .935272E+01 -.112910E+02 -.193172E+01 .000000E+00 .182141E+02
476 .203264E+02 -.110223E+02 -.146271E+01 .000000E+00 .276607E+02
CENTER .171701E+02 -.914033E+01 -.976432E+00 .000000E+00 .231983E+02 .172063E

131

468 .219236E+02 -.481525E+01 .760713E+00 .000000E+00 .247212E+02
470 .168294E+02 -.991760E+00 .125385E+01 .000000E+00 .174819E+02
490 .170866E+01 -.604370E+01 -.180979E+01 .000000E+00 .772000E+01
488 .610236E+01 -.955163E+01 -.180574E+01 .000000E+00 .140193E+02
469 .193765E+02 -.290351E+01 .100728E+01 .000000E+00 .210519E+02
478 .926901E+01 -.351773E+01 -.277966E+00 .000000E+00 .114511E+02
489 .390551E+01 -.779766E+01 -.180776E+01 .000000E+00 .107849E+02
477 .140130E+02 -.718344E+01 -.522512E+00 .000000E+00 .186935E+02
CENTER .116410E+02 -.535058E+01 -.400239E+00 .000000E+00 .150635E+02 .116504E

132

470 .168971E+02 -.906765E+00 .125698E+01 .000000E+00 .175042E+02
472 .128091E+02 .261769E+01 .109072E+01 .000000E+00 .118729E+02
492 -.161552E+01 -.353738E+01 -.177966E+01 .000000E+00 .434854E+01
490 .164531E+01 -.605860E+01 -.188389E+01 .000000E+00 .774784E+01
471 .148531E+02 .855464E+00 .117385E+01 .000000E+00 .145868E+02
479 .559681E+01 -.459843E+00 -.344471E+00 .000000E+00 .587072E+01
491 .148948E-01 -.479799E+01 -.183178E+01 .000000E+00 .575835E+01
478 .927120E+01 -.348268E+01 -.313455E+00 .000000E+00 .114310E+02
CENTER .743400E+01 -.197126E+01 -.328963E+00 .000000E+00 .860984E+01 .744549E

133

480 .448054E+02 -.126495E+02 -.695244E+01 .000000E+00 .536592E+02

482 .330235E+02 -.148625E+02 -.458883E+01 .000000E+00 .431906E+02
 502 .123278E+02 -.143184E+02 -.388562E+01 .000000E+00 .240582E+02
 500 .280925E+02 -.889464E+01 -.117418E+01 .000000E+00 .335009E+02
 481 .389144E+02 -.137560E+02 -.577063E+01 .000000E+00 .483608E+02
 494 .226756E+02 -.145904E+02 -.423722E+01 .000000E+00 .333433E+02
 501 .202101E+02 -.116065E+02 -.252990E+01 .000000E+00 .282300E+02
 493 .364490E+02 -.107721E+02 -.406331E+01 .000000E+00 .434365E+02
 CENTER .295623E+02 -.126813E+02 -.415027E+01 .000000E+00 .382270E+02 .299662E
 134
 482 .326808E+02 -.147913E+02 -.453217E+01 .000000E+00 .427999E+02
 484 .215286E+02 -.150637E+02 -.265537E+01 .000000E+00 .321846E+02
 504 .974464E+00 -.174373E+02 -.663580E+01 .000000E+00 .213097E+02
 502 .125968E+02 -.141275E+02 -.388166E+01 .000000E+00 .241129E+02
 483 .271047E+02 -.149275E+02 -.359377E+01 .000000E+00 .374279E+02
 495 .112515E+02 -.162505E+02 -.464558E+01 .000000E+00 .252638E+02
 503 .678565E+01 -.157824E+02 -.525873E+01 .000000E+00 .220269E+02
 494 .226388E+02 -.144594E+02 -.420692E+01 .000000E+00 .331968E+02
 CENTER .169452E+02 -.153549E+02 -.442625E+01 .000000E+00 .290152E+02 .175408E
 135
 484 .212885E+02 -.149766E+02 -.264843E+01 .000000E+00 .318963E+02
 486 .122892E+02 -.126693E+02 -.172881E+01 .000000E+00 .218219E+02
 506 -.468145E+01 -.187822E+02 -.805474E+01 .000000E+00 .219407E+02
 504 .130777E+01 -.173831E+02 -.663131E+01 .000000E+00 .214135E+02
 485 .167888E+02 -.138229E+02 -.218862E+01 .000000E+00 .268213E+02
 496 .380385E+01 -.157258E+02 -.489177E+01 .000000E+00 .198337E+02
 505 -.168684E+01 -.180826E+02 -.734303E+01 .000000E+00 .214729E+02
 495 .112981E+02 -.161798E+02 -.463987E+01 .000000E+00 .252353E+02
 CENTER .755099E+01 -.159528E+02 -.476582E+01 .000000E+00 .223631E+02 .848058E
 136
 486 .122000E+02 -.126088E+02 -.171518E+01 .000000E+00 .216905E+02
 488 .573898E+01 -.917505E+01 -.154668E+01 .000000E+00 .133022E+02
 508 -.718938E+01 -.180124E+02 -.823781E+01 .000000E+00 .212184E+02
 506 -.450916E+01 -.186833E+02 -.800610E+01 .000000E+00 .218505E+02
 487 .896951E+01 -.108920E+02 -.163093E+01 .000000E+00 .174574E+02
 497 -.725198E+00 -.135938E+02 -.489224E+01 .000000E+00 .157245E+02
 507 -.584927E+01 -.183479E+02 -.812195E+01 .000000E+00 .214810E+02
 496 .384545E+01 -.156461E+02 -.486064E+01 .000000E+00 .197644E+02
 CENTER .156012E+01 -.146199E+02 -.487644E+01 .000000E+00 .176160E+02 .291617E
 137
 488 .575769E+01 -.910170E+01 -.151406E+01 .000000E+00 .132391E+02
 490 .114793E+01 -.573055E+01 -.166592E+01 .000000E+00 .700436E+01
 510 -.790513E+01 -.164882E+02 -.783162E+01 .000000E+00 .196980E+02
 508 -.707859E+01 -.178804E+02 -.822679E+01 .000000E+00 .211255E+02
 489 .345281E+01 -.741612E+01 -.158999E+01 .000000E+00 .100056E+02
 498 -.337860E+01 -.111094E+02 -.474877E+01 .000000E+00 .128433E+02
 509 -.749186E+01 -.171843E+02 -.802921E+01 .000000E+00 .203983E+02
 497 -.660451E+00 -.134911E+02 -.487043E+01 .000000E+00 .156428E+02
 CENTER -.201952E+01 -.123002E+02 -.480960E+01 .000000E+00 .141396E+02 -.120311E
 138
 490 .125427E+01 -.565022E+01 -.162845E+01 .000000E+00 .696711E+01
 492 -.191132E+01 -.258870E+01 -.200956E+01 .000000E+00 .418589E+01
 512 -.795818E+01 -.155739E+02 -.674539E+01 .000000E+00 .178449E+02

510 -.798887E+01 -.163694E+02 -.780424E+01 .000000E+00 .195889E+02
 491 -.328528E+00 -.411946E+01 -.181901E+01 .000000E+00 .506467E+01
 499 -.493475E+01 -.908132E+01 -.437748E+01 .000000E+00 .109314E+02
 511 -.797352E+01 -.159717E+02 -.727482E+01 .000000E+00 .187107E+02
 498 -.336730E+01 -.110098E+02 -.471635E+01 .000000E+00 .127363E+02
 CENTER -.415103E+01 -.100456E+02 -.454691E+01 .000000E+00 .117673E+02 -.167973E
 139
 500 .290230E+02 -.980741E+01 -.253988E+00 .000000E+00 .349765E+02
 502 .117032E+02 -.128646E+02 -.273085E+01 .000000E+00 .218035E+02
 522 -.172558E+02 -.155502E+02 -.152600E+02 .000000E+00 .311423E+02
 520 -.689615E+01 -.317361E+01 -.291196E+01 .000000E+00 .782187E+01
 501 .203631E+02 -.113360E+02 -.149242E+01 .000000E+00 .279406E+02
 514 -.277629E+01 -.142074E+02 -.899543E+01 .000000E+00 .203191E+02
 521 -.120760E+02 -.936189E+01 -.908598E+01 .000000E+00 .191856E+02
 513 .110634E+02 -.649051E+01 -.158297E+01 .000000E+00 .156157E+02
 CENTER .414357E+01 -.103489E+02 -.528920E+01 .000000E+00 .158455E+02 .586860E
 140
 502 .107701E+02 -.131474E+02 -.300591E+01 .000000E+00 .213906E+02
 504 .253268E+00 -.163925E+02 -.645470E+01 .000000E+00 .199479E+02
 524 -.176755E+02 -.269340E+02 -.207726E+02 .000000E+00 .430848E+02
 522 -.164880E+02 -.155243E+02 -.152360E+02 .000000E+00 .308756E+02
 503 .551168E+01 -.147700E+02 -.473030E+01 .000000E+00 .199265E+02
 515 -.871110E+01 -.216633E+02 -.136137E+02 .000000E+00 .302070E+02
 523 -.170817E+02 -.212292E+02 -.180043E+02 .000000E+00 .367736E+02
 514 -.285895E+01 -.143359E+02 -.912095E+01 .000000E+00 .205495E+02
 CENTER -.578503E+01 -.179996E+02 -.113673E+02 .000000E+00 .253174E+02 .101174E
 141
 504 -.492490E-01 -.165132E+02 -.653450E+01 .000000E+00 .199994E+02
 506 -.555742E+01 -.180347E+02 -.839755E+01 .000000E+00 .216210E+02
 526 -.131701E+02 -.343946E+02 -.202082E+02 .000000E+00 .461365E+02
 524 -.170501E+02 -.270285E+02 -.206997E+02 .000000E+00 .429632E+02
 505 -.280334E+01 -.172740E+02 -.746603E+01 .000000E+00 .206167E+02
 516 -.936375E+01 -.262147E+02 -.143029E+02 .000000E+00 .338103E+02
 525 -.151101E+02 -.307115E+02 -.204539E+02 .000000E+00 .443007E+02
 515 -.854968E+01 -.217708E+02 -.136171E+02 .000000E+00 .302855E+02
 CENTER -.895671E+01 -.239928E+02 -.139600E+02 .000000E+00 .320253E+02 -.619075E
 142
 506 -.568086E+01 -.180372E+02 -.832384E+01 .000000E+00 .215175E+02
 508 -.777620E+01 -.175886E+02 -.898379E+01 .000000E+00 .217987E+02
 528 -.777652E+01 -.364440E+02 -.158252E+02 .000000E+00 .430876E+02
 526 -.126400E+02 -.343231E+02 -.201018E+02 .000000E+00 .460027E+02
 507 -.672853E+01 -.178129E+02 -.865382E+01 .000000E+00 .216190E+02
 517 -.777636E+01 -.270163E+02 -.124045E+02 .000000E+00 .322781E+02
 527 -.102083E+02 -.353835E+02 -.179635E+02 .000000E+00 .443064E+02
 516 -.916043E+01 -.261801E+02 -.142128E+02 .000000E+00 .336972E+02
 CENTER -.846840E+01 -.265982E+02 -.133087E+02 .000000E+00 .329438E+02 -.143073E
 143
 508 -.789215E+01 -.175974E+02 -.893504E+01 .000000E+00 .217388E+02
 510 -.820567E+01 -.165148E+02 -.877924E+01 .000000E+00 .208754E+02
 530 -.359564E+01 -.350103E+02 -.102077E+02 .000000E+00 .377540E+02
 528 -.741923E+01 -.362079E+02 -.157244E+02 .000000E+00 .428858E+02
 509 -.804891E+01 -.170561E+02 -.885714E+01 .000000E+00 .213016E+02

518 -.590066E+01 -.257626E+02 -.949349E+01 .000000E+00 .285813E+02
 529 -.550743E+01 -.356091E+02 -.129661E+02 .000000E+00 .400822E+02
 517 -.765569E+01 -.269027E+02 -.123297E+02 .000000E+00 .321321E+02
 CENTER -.677817E+01 -.263326E+02 -.109116E+02 .000000E+00 .302994E+02 -.190421E
 144
 510 -.815778E+01 -.166115E+02 -.871252E+01 .000000E+00 .208495E+02
 512 -.813600E+01 -.161997E+02 -.763428E+01 .000000E+00 .192788E+02
 387 -.622018E+00 -.322653E+02 -.531854E+01 .000000E+00 .332600E+02
 530 -.349729E+01 -.348680E+02 -.101371E+02 .000000E+00 .376079E+02
 511 -.814689E+01 -.164056E+02 -.817340E+01 .000000E+00 .200568E+02
 519 -.437901E+01 -.242325E+02 -.647641E+01 .000000E+00 .250221E+02
 531 -.205966E+01 -.335666E+02 -.772783E+01 .000000E+00 .352276E+02
 518 -.582754E+01 -.257397E+02 -.942482E+01 .000000E+00 .285128E+02
 CENTER -.510327E+01 -.249861E+02 -.795062E+01 .000000E+00 .266922E+02 -.231504E
 145
 520 -.751137E+01 -.206757E+01 -.305655E+01 .000000E+00 .855527E+01
 535 .498617E+02 .965373E+01 .219301E+02 .000000E+00 .595048E+02
 555 .657700E+02 -.234037E+01 .195598E+01 .000000E+00 .670565E+02
 500 .279322E+02 -.891144E+01 .311091E+00 .000000E+00 .332990E+02
 534 .211752E+02 .379308E+01 .943679E+01 .000000E+00 .254876E+02
 547 .578159E+02 .365668E+01 .119431E+02 .000000E+00 .597708E+02
 554 .468511E+02 -.562591E+01 .113354E+01 .000000E+00 .499411E+02
 513 .102104E+02 -.548951E+01 -.137273E+01 .000000E+00 .140032E+02
 CENTER .340131E+02 -.916411E+00 .528516E+01 .000000E+00 .356750E+02 .347953E
 146
 535 .532010E+02 .986413E+01 .225893E+02 .000000E+00 .627192E+02
 537 .125234E+03 -.261958E+01 .213114E+02 .000000E+00 .131837E+03
 557 .970233E+02 .119134E+02 -.110945E+02 .000000E+00 .936421E+02
 555 .666208E+02 -.382710E+01 .200266E+01 .000000E+00 .687021E+02
 536 .892173E+02 .362227E+01 .219504E+02 .000000E+00 .953684E+02
 548 .111128E+03 .464690E+01 .510848E+01 .000000E+00 .109238E+03
 556 .818221E+02 .404314E+01 -.454590E+01 .000000E+00 .802644E+02
 547 .599109E+02 .301852E+01 .122960E+02 .000000E+00 .622187E+02
 CENTER .855197E+02 .383271E+01 .870223E+01 .000000E+00 .850160E+02 .864364E
 147
 537 .123389E+03 .505090E+01 .216613E+02 .000000E+00 .126629E+03
 539 .186900E+03 .639362E+01 -.448769E+02 .000000E+00 .199548E+03
 559 .814832E+02 .656454E+01 -.188448E+02 .000000E+00 .849299E+02
 557 .999289E+02 .142766E+02 -.759064E+01 .000000E+00 .945294E+02
 538 .155145E+03 .572226E+01 -.116078E+02 .000000E+00 .153685E+03
 549 .134192E+03 .647908E+01 -.318608E+02 .000000E+00 .142216E+03
 558 .907060E+02 .104206E+02 -.132177E+02 .000000E+00 .889668E+02
 548 .111659E+03 .966375E+01 .703535E+01 .000000E+00 .107845E+03
 CENTER .122925E+03 .807141E+01 -.124127E+02 .000000E+00 .121020E+03 .124252E
 148
 539 .791414E+02 -.253805E+01 -.270391E+02 .000000E+00 .930806E+02
 541 .134581E+03 .249249E+02 -.624389E+02 .000000E+00 .164544E+03
 561 .517811E+02 .581066E+01 -.218230E+02 .000000E+00 .619910E+02
 559 .950083E+02 .192394E+02 -.211545E+02 .000000E+00 .944000E+02
 540 .106861E+03 .111934E+02 -.447390E+02 .000000E+00 .127880E+03
 550 .931813E+02 .153678E+02 -.421309E+02 .000000E+00 .113190E+03
 560 .733947E+02 .125250E+02 -.214887E+02 .000000E+00 .775221E+02

549 .870748E+02 .835069E+01 -.240968E+02 .000000E+00 .930945E+02
 CENTER .901280E+02 .118592E+02 -.331139E+02 .000000E+00 .102394E+03 .102258E
 149
 541 .301194E+02 .191377E+02 -.361602E+02 .000000E+00 .679683E+02
 543 .673542E+02 .292431E+02 -.512189E+02 .000000E+00 .106265E+03
 563 .244256E+02 -.868238E+00 -.164046E+02 .000000E+00 .377611E+02
 561 .608690E+02 .166806E+02 -.272374E+02 .000000E+00 .720665E+02
 542 .487368E+02 .241904E+02 -.436895E+02 .000000E+00 .866477E+02
 551 .458899E+02 .141874E+02 -.338117E+02 .000000E+00 .713149E+02
 562 .426473E+02 .790617E+01 -.218210E+02 .000000E+00 .545215E+02
 550 .454942E+02 .179091E+02 -.316988E+02 .000000E+00 .677506E+02
 CENTER .456921E+02 .160483E+02 -.327553E+02 .000000E+00 .695036E+02 .668229E
 150
 543 -.257270E+02 .252078E+02 -.183493E+02 .000000E+00 .543685E+02
 133 .252432E+02 .691816E+01 -.203731E+02 .000000E+00 .419003E+02
 113 .267755E+01 -.122706E+02 -.100723E+02 .000000E+00 .222474E+02
 563 .294389E+02 .115981E+02 -.212318E+02 .000000E+00 .448564E+02
 544 -.241894E+00 .160630E+02 -.193612E+02 .000000E+00 .372362E+02
 120 .139604E+02 -.267621E+01 -.152227E+02 .000000E+00 .305713E+02
 564 .160582E+02 -.336229E+00 -.156521E+02 .000000E+00 .315965E+02
 551 .185593E+01 .184030E+02 -.197906E+02 .000000E+00 .385092E+02
 CENTER .790816E+01 .786339E+01 -.175066E+02 .000000E+00 .313310E+02 .253924E
 151
 500 .281663E+02 -.992549E+01 -.494255E+00 .000000E+00 .342367E+02
 555 .655046E+02 -.133966E+01 .656621E+00 .000000E+00 .661944E+02
 575 .598848E+02 -.170961E+01 -.125429E+02 .000000E+00 .645249E+02
 480 .454971E+02 -.130235E+02 -.719002E+01 .000000E+00 .546555E+02
 554 .468354E+02 -.563258E+01 .811833E-01 .000000E+00 .498910E+02
 567 .626947E+02 -.152463E+01 -.594313E+01 .000000E+00 .643001E+02
 574 .526910E+02 -.736655E+01 -.986645E+01 .000000E+00 .592520E+02
 493 .368317E+02 -.114745E+02 -.384214E+01 .000000E+00 .442171E+02
 CENTER .497632E+02 .649957E+01 .489263E+01 .000000E+00 .539803E+02 .501855E
 152
 555 .665783E+02 -.101593E+01 .434240E+00 .000000E+00 .670962E+02
 557 .933579E+02 .861012E+01 -.701434E+01 .000000E+00 .901865E+02
 577 .604244E+02 .142136E+02 -.132796E+02 .000000E+00 .593576E+02
 575 .587531E+02 -.231387E+01 -.125903E+02 .000000E+00 .637870E+02
 556 .799681E+02 .379710E+01 -.329005E+01 .000000E+00 .783463E+02
 568 .768911E+02 .114119E+02 -.101470E+02 .000000E+00 .739857E+02
 576 .595888E+02 .594988E+01 -.129349E+02 .000000E+00 .611033E+02
 567 .626657E+02 -.166490E+01 -.607804E+01 .000000E+00 .643811E+02
 CENTER .697784E+02 .487349E+01 .811250E+01 .000000E+00 .689214E+02 .707770E
 153
 557 .101051E+03 .159234E+02 -.944990E+01 .000000E+00 .955180E+02
 559 .844734E+02 .756871E+01 -.163629E+02 .000000E+00 .857725E+02
 579 .540939E+02 .117468E+02 -.803680E+01 .000000E+00 .512101E+02
 577 .579471E+02 .145169E+02 -.117182E+02 .000000E+00 .560298E+02
 558 .927622E+02 .117461E+02 -.129064E+02 .000000E+00 .902936E+02
 569 .692836E+02 .965775E+01 -.121998E+02 .000000E+00 .683438E+02
 578 .560205E+02 .131318E+02 -.987748E+01 .000000E+00 .535517E+02
 568 .794991E+02 .152201E+02 -.105840E+02 .000000E+00 .753514E+02
 CENTER .743914E+02 .124389E+02 .113919E+02 .000000E+00 .717829E+02 .764197E

154

559 .929279E+02 .166386E+02 -.231413E+02 .000000E+00 .947249E+02
561 .527750E+02 .585727E+01 -.218364E+02 .000000E+00 .627764E+02
581 .425059E+02 .349817E+01 -.984365E+01 .000000E+00 .442831E+02
579 .522901E+02 .103747E+02 -.807006E+01 .000000E+00 .499477E+02
560 .728514E+02 .112480E+02 -.224889E+02 .000000E+00 .783050E+02
570 .476405E+02 .467772E+01 -.158400E+02 .000000E+00 .531165E+02
580 .473980E+02 .693643E+01 -.895685E+01 .000000E+00 .469744E+02
569 .726090E+02 .135067E+02 -.156057E+02 .000000E+00 .721416E+02
CENTER .601247E+02 .909220E+01 -.157229E+02 .000000E+00 .623908E+02 .645799E

155

561 .623066E+02 .169424E+02 -.266592E+02 .000000E+00 .724271E+02
563 .238272E+02 -.304065E+00 -.177786E+02 .000000E+00 .390296E+02
583 .289119E+02 -.446215E+01 -.123873E+02 .000000E+00 .380152E+02
581 .413564E+02 .331203E+01 -.853242E+01 .000000E+00 .424589E+02
562 .430669E+02 .831917E+01 -.222189E+02 .000000E+00 .551972E+02
571 .263696E+02 -.238311E+01 -.150830E+02 .000000E+00 .380311E+02
582 .351342E+02 -.575060E+00 -.104599E+02 .000000E+00 .397891E+02
570 .518315E+02 .101272E+02 -.175958E+02 .000000E+00 .565066E+02
CENTER .391005E+02 .387206E+01 -.163394E+02 .000000E+00 .468335E+02 .455121E

156

563 .294552E+02 .115523E+02 -.210854E+02 .000000E+00 .446606E+02
113 .167761E+01 -.118193E+02 -.104782E+02 .000000E+00 .221747E+02
93 .131475E+02 -.856153E+01 -.148416E+02 .000000E+00 .319302E+02
583 .285147E+02 -.440095E+01 -.112925E+02 .000000E+00 .366129E+02
564 .155664E+02 -.133489E+00 -.157818E+02 .000000E+00 .314898E+02
100 .741255E+01 -.101904E+02 -.126599E+02 .000000E+00 .267422E+02
584 .208311E+02 -.648124E+01 -.130670E+02 .000000E+00 .335141E+02
571 .289850E+02 .357568E+01 -.161889E+02 .000000E+00 .391856E+02
CENTER .181988E+02 -.330736E+01 -.144244E+02 .000000E+00 .320393E+02 .254371E

157

480 .455894E+02 -.126594E+02 -.783738E+01 .000000E+00 .547728E+02
575 .587389E+02 -.227113E+01 -.122309E+02 .000000E+00 .635422E+02
595 .421712E+02 .870031E+00 -.165154E+02 .000000E+00 .506039E+02
460 .473565E+02 -.121094E+02 -.132649E+02 .000000E+00 .590813E+02
574 .521641E+02 -.746528E+01 -.100341E+02 .000000E+00 .588923E+02
587 .504551E+02 -.700547E+00 -.143732E+02 .000000E+00 .565802E+02
594 .447638E+02 -.561969E+01 -.148901E+02 .000000E+00 .543331E+02
473 .464729E+02 -.123844E+02 -.105511E+02 .000000E+00 .567682E+02
CENTER .484640E+02 -.654249E+01 -.124621E+02 .000000E+00 .563432E+02 .511557E

158

575 .586991E+02 -.110999E+01 -.127035E+02 .000000E+00 .632148E+02
577 .601582E+02 .145469E+02 -.130362E+02 .000000E+00 .588671E+02
597 .295661E+02 .115932E+02 -.914930E+01 .000000E+00 .302807E+02
595 .402287E+02 .791410E+00 -.161321E+02 .000000E+00 .486608E+02
576 .594286E+02 .671845E+01 -.128699E+02 .000000E+00 .606179E+02
588 .448622E+02 .130701E+02 -.110927E+02 .000000E+00 .443422E+02
596 .348974E+02 .619232E+01 -.126407E+02 .000000E+00 .389800E+02
587 .494639E+02 -.159289E+00 -.144178E+02 .000000E+00 .554815E+02
CENTER .471630E+02 .645539E+01 -.127553E+02 .000000E+00 .494940E+02 .508295E

159

577 .582044E+02 .131426E+02 -.102185E+02 .000000E+00 .557564E+02

579 .546675E+02 .116584E+02 -.853859E+01 .000000E+00 .520177E+02
599 .270078E+02 .700907E+01 -.360779E+00 .000000E+00 .242825E+02
597 .301528E+02 .121362E+02 -.789530E+01 .000000E+00 .296234E+02
578 .564359E+02 .124005E+02 -.937854E+01 .000000E+00 .538779E+02
589 .408377E+02 .933374E+01 -.444968E+01 .000000E+00 .378558E+02
598 .285803E+02 .957262E+01 -.412804E+01 .000000E+00 .261916E+02
588 .441786E+02 .126394E+02 -.905690E+01 .000000E+00 .424169E+02
CENTER .425081E+02 .109866E+02 -.675329E+01 .000000E+00 .399681E+02 .438940E
160
579 .525968E+02 .100748E+02 -.822837E+01 .000000E+00 .504097E+02
581 .428964E+02 .386153E+01 -.984280E+01 .000000E+00 .444973E+02
601 .273063E+02 -.201910E+01 -.805176E+00 .000000E+00 .284041E+02
599 .280456E+02 .654794E+01 -.676187E+00 .000000E+00 .254394E+02
580 .477466E+02 .696816E+01 -.903559E+01 .000000E+00 .473340E+02
590 .351014E+02 .921215E+00 -.532399E+01 .000000E+00 .358560E+02
600 .276760E+02 .226442E+01 -.740682E+00 .000000E+00 .266470E+02
589 .403212E+02 .831137E+01 -.445228E+01 .000000E+00 .376726E+02
CENTER .377113E+02 .461629E+01 -.488813E+01 .000000E+00 .366203E+02 .384182E
161
581 .410579E+02 .256037E+01 -.911066E+01 .000000E+00 .428508E+02
583 .294407E+02 -.370201E+01 -.122602E+02 .000000E+00 .379525E+02
603 .249774E+02 -.786134E+01 -.720366E+01 .000000E+00 .322134E+02
601 .283305E+02 -.178456E+01 -.102722E+01 .000000E+00 .293177E+02
582 .352493E+02 -.570818E+00 -.106855E+02 .000000E+00 .400686E+02
591 .272090E+02 -.578167E+01 -.973195E+01 .000000E+00 .348598E+02
602 .266539E+02 -.482295E+01 -.411544E+01 .000000E+00 .302168E+02
590 .346942E+02 .387908E+00 -.506894E+01 .000000E+00 .356014E+02
CENTER .309516E+02 -.269688E+01 -.740045E+01 .000000E+00 .348288E+02 .325073E
162
583 .276746E+02 -.431931E+01 -.116387E+02 .000000E+00 .362001E+02
93 .135488E+02 -.842712E+01 -.146930E+02 .000000E+00 .318813E+02
73 .164051E+02 -.631793E+01 -.148746E+02 .000000E+00 .328093E+02
603 .256004E+02 -.740645E+01 -.757028E+01 .000000E+00 .327379E+02
584 .206117E+02 -.637322E+01 -.131658E+02 .000000E+00 .334192E+02
80 .149770E+02 -.737253E+01 -.147838E+02 .000000E+00 .323228E+02
604 .210028E+02 -.686219E+01 -.112224E+02 .000000E+00 .317830E+02
591 .266375E+02 -.586288E+01 -.960448E+01 .000000E+00 .343051E+02
CENTER .208072E+02 -.661770E+01 -.121941E+02 .000000E+00 .325657E+02 .254449E
163
460 .475412E+02 -.114071E+02 -.136078E+02 .000000E+00 .590603E+02
595 .413355E+02 -.216900E-01 -.159103E+02 .000000E+00 .496883E+02
615 .190866E+02 .132264E+01 -.135203E+02 .000000E+00 .298194E+02
440 .391876E+02 -.903550E+01 -.139211E+02 .000000E+00 .505250E+02
594 .444384E+02 -.571438E+01 -.147591E+02 .000000E+00 .539893E+02
607 .302110E+02 .650476E+00 -.147153E+02 .000000E+00 .392823E+02
614 .291371E+02 -.385643E+01 -.137207E+02 .000000E+00 .392553E+02
453 .433644E+02 -.102213E+02 -.137645E+02 .000000E+00 .547409E+02
CENTER .367877E+02 -.478541E+01 -.142399E+02 .000000E+00 .464823E+02 .411975E
164
595 .403424E+02 .136490E+01 -.160354E+02 .000000E+00 .484325E+02
597 .296989E+02 .117966E+02 -.883360E+01 .000000E+00 .300821E+02
617 .459324E+01 .732841E+01 -.380609E+01 .000000E+00 .919789E+01

615 .176303E+02 .203018E+01 -.129417E+02 .000000E+00 .279574E+02
596 .350206E+02 .658076E+01 -.124345E+02 .000000E+00 .387703E+02
608 .171461E+02 .956252E+01 -.631984E+01 .000000E+00 .184741E+02
616 .111118E+02 .467929E+01 -.837388E+01 .000000E+00 .174281E+02
607 .289863E+02 .169754E+01 -.144885E+02 .000000E+00 .377311E+02
CENTER .230662E+02 .563003E+01 -.104042E+02 .000000E+00 .275432E+02 .279221E
165
597 .302377E+02 .113016E+02 -.748676E+01 .000000E+00 .294698E+02
599 .272724E+02 .688881E+01 -.573587E+00 .000000E+00 .245835E+02
619 .618111E+01 .262120E+01 .453505E+01 .000000E+00 .951709E+01
617 .517409E+01 .749872E+01 -.288814E+01 .000000E+00 .832028E+01
598 .287551E+02 .909523E+01 -.403017E+01 .000000E+00 .263964E+02
609 .167267E+02 .475500E+01 .198073E+01 .000000E+00 .153176E+02
618 .567760E+01 .505996E+01 .823455E+00 .000000E+00 .558070E+01
608 .177059E+02 .940019E+01 -.518745E+01 .000000E+00 .177807E+02
CENTER .172163E+02 .707759E+01 -.160336E+01 .000000E+00 .152432E+02 .174638E
166
599 .283114E+02 .662255E+01 -.658534E+00 .000000E+00 .256749E+02
601 .274291E+02 -.195800E+01 -.958867E+00 .000000E+00 .285071E+02
621 .139352E+02 -.447121E+01 .376511E+01 .000000E+00 .178611E+02
619 .700454E+01 .210692E+01 .457268E+01 .000000E+00 .100734E+02
600 .278702E+02 .233228E+01 -.808700E+00 .000000E+00 .268170E+02
610 .206822E+02 -.321460E+01 .140312E+01 .000000E+00 .225937E+02
620 .104699E+02 -.118214E+01 .416890E+01 .000000E+00 .132488E+02
609 .176580E+02 .436474E+01 .195707E+01 .000000E+00 .162872E+02
CENTER .191701E+02 .575066E+00 .168010E+01 .000000E+00 .191119E+02 .193206E
167
601 .282301E+02 -.199760E+01 -.121055E+01 .000000E+00 .293550E+02
603 .250133E+02 -.755521E+01 -.724292E+01 .000000E+00 .320797E+02
623 .191729E+02 -.709808E+01 -.441129E+01 .000000E+00 .247478E+02
621 .147107E+02 -.472724E+01 .355280E+01 .000000E+00 .186054E+02
602 .266217E+02 -.477640E+01 -.422674E+01 .000000E+00 .302040E+02
611 .220931E+02 -.732664E+01 -.582711E+01 .000000E+00 .283817E+02
622 .169418E+02 -.591266E+01 -.429243E+00 .000000E+00 .205599E+02
610 .214704E+02 -.336242E+01 .117113E+01 .000000E+00 .234220E+02
CENTER .217818E+02 -.534453E+01 -.232799E+01 .000000E+00 .252127E+02 .219801E
168
603 .254132E+02 -.730349E+01 -.762799E+01 .000000E+00 .325474E+02
73 .164238E+02 -.633026E+01 -.148582E+02 .000000E+00 .328036E+02
53 .162874E+02 -.973178E+00 -.146242E+02 .000000E+00 .303921E+02
623 .196897E+02 -.700774E+01 -.475507E+01 .000000E+00 .253497E+02
604 .209185E+02 -.681687E+01 -.112431E+02 .000000E+00 .317155E+02
60 .163556E+02 -.365172E+01 -.147412E+02 .000000E+00 .315036E+02
624 .179886E+02 -.399046E+01 -.968965E+01 .000000E+00 .263242E+02
611 .225515E+02 -.715562E+01 -.619153E+01 .000000E+00 .289162E+02
CENTER .194535E+02 -.540367E+01 -.104664E+02 .000000E+00 .290068E+02 .232735E
169
440 .393555E+02 -.871801E+01 -.140152E+02 .000000E+00 .505692E+02
615 .190269E+02 .141636E+01 -.131755E+02 .000000E+00 .292893E+02
635 -.615603E+01 .568183E+00 -.812192E+01 .000000E+00 .154795E+02
420 .234092E+02 -.554370E+01 -.899191E+01 .000000E+00 .308392E+02
614 .291912E+02 -.365083E+01 -.135954E+02 .000000E+00 .390708E+02

627 .643544E+01 .992273E+00 -.106487E+02 .000000E+00 .193958E+02
 634 .862657E+01 -.248776E+01 -.855692E+01 .000000E+00 .179368E+02
 433 .313823E+02 -.713086E+01 -.115036E+02 .000000E+00 .406999E+02
 CENTER .189089E+02 -.306929E+01 -.110761E+02 .000000E+00 .281611E+02 .235224E
 170
 615 .173493E+02 .134852E+01 -.125907E+02 .000000E+00 .274772E+02
 617 .480254E+01 .781637E+01 -.374832E+01 .000000E+00 .942186E+01
 637 -.179018E+02 .288002E+01 .856997E+00 .000000E+00 .195584E+02
 635 -.576611E+01 .174759E+01 -.794434E+01 .000000E+00 .153531E+02
 616 .110759E+02 .458245E+01 -.816950E+01 .000000E+00 .171214E+02
 628 -.654964E+01 .534819E+01 -.144566E+01 .000000E+00 .106207E+02
 636 -.118340E+02 .231381E+01 -.354367E+01 .000000E+00 .145069E+02
 627 .579159E+01 .154806E+01 -.102675E+02 .000000E+00 .185267E+02
 CENTER -.379026E+00 .344813E+01 -.585659E+01 .000000E+00 .107814E+02 .769583E
 171
 617 .526197E+01 .718665E+01 -.278473E+01 .000000E+00 .804889E+01
 619 .626540E+01 .246781E+01 .442707E+01 .000000E+00 .941703E+01
 639 -.121301E+02 -.900039E+00 .769460E+01 .000000E+00 .177385E+02
 637 -.171492E+02 .321922E+01 .138292E+01 .000000E+00 .191155E+02
 618 .576369E+01 .482723E+01 .821169E+00 .000000E+00 .554279E+01
 629 -.293236E+01 .783886E+00 .606084E+01 .000000E+00 .110324E+02
 638 -.146396E+02 .115959E+01 .453876E+01 .000000E+00 .171593E+02
 628 -.594359E+01 .520294E+01 -.700909E+00 .000000E+00 .973626E+01
 CENTER -.443798E+01 .299341E+01 .267996E+01 .000000E+00 .796790E+01 .385905E
 172
 619 .720057E+01 .232170E+01 .459834E+01 .000000E+00 .101958E+02
 621 .139036E+02 -.461189E+01 .362433E+01 .000000E+00 .178356E+02
 641 .948666E+00 -.505234E+01 .611589E+01 .000000E+00 .119763E+02
 639 -.116277E+02 -.120139E+01 .784164E+01 .000000E+00 .175257E+02
 620 .105521E+02 -.114510E+01 .411134E+01 .000000E+00 .132458E+02
 630 .742614E+01 -.483211E+01 .487011E+01 .000000E+00 .136211E+02
 640 -.533952E+01 -.312687E+01 .697877E+01 .000000E+00 .129500E+02
 629 -.221357E+01 .560151E+00 .621999E+01 .000000E+00 .110688E+02
 CENTER .260629E+01 -.213598E+01 .554505E+01 .000000E+00 .104482E+02 .626589E
 173
 621 .147213E+02 -.464605E+01 .351424E+01 .000000E+00 .185405E+02
 623 .190791E+02 -.705479E+01 -.448257E+01 .000000E+00 .246710E+02
 643 .118402E+02 -.389636E+01 -.276343E+01 .000000E+00 .149805E+02
 641 .124838E+01 -.553227E+01 .605566E+01 .000000E+00 .122100E+02
 622 .169002E+02 -.585042E+01 -.484166E+00 .000000E+00 .204798E+02
 631 .154596E+02 -.547557E+01 -.362300E+01 .000000E+00 .198245E+02
 642 .654430E+01 -.471431E+01 .164612E+01 .000000E+00 .101997E+02
 630 .798485E+01 -.508916E+01 .478495E+01 .000000E+00 .141061E+02
 CENTER .117222E+02 -.528237E+01 .580976E+00 .000000E+00 .151079E+02 .117421E
 174
 623 .194538E+02 -.709334E+01 -.484414E+01 .000000E+00 .252419E+02
 53 .166360E+02 -.683991E+00 -.144281E+02 .000000E+00 .302177E+02
 33 .140632E+02 .634779E+01 -.140004E+02 .000000E+00 .271446E+02
 643 .119521E+02 -.410799E+01 -.293036E+01 .000000E+00 .153163E+02
 624 .180449E+02 -.388866E+01 -.963611E+01 .000000E+00 .262578E+02
 40 .153496E+02 .283190E+01 -.142142E+02 .000000E+00 .283953E+02
 644 .130077E+02 .111990E+01 -.846535E+01 .000000E+00 .192581E+02

631 .157030E+02 -.560066E+01 -.388725E+01 .000000E+00 .202788E+02
 CENTER .155263E+02 -.138438E+01 -.905073E+01 .000000E+00 .225881E+02 .194568E
 175
 420 .233732E+02 -.579048E+01 -.894716E+01 .000000E+00 .309084E+02
 635 -.576647E+01 .135228E+01 -.829250E+01 .000000E+00 .157853E+02
 655 -.300032E+02 -.479550E+00 -.344541E+01 .000000E+00 .303586E+02
 400 -.165498E+01 -.785472E+00 -.122366E+01 .000000E+00 .255891E+01
 634 .880335E+01 -.221910E+01 -.861983E+01 .000000E+00 .180240E+02
 647 -.178848E+02 .436366E+00 -.586895E+01 .000000E+00 .207653E+02
 654 -.158291E+02 -.632511E+00 -.233453E+01 .000000E+00 .160405E+02
 413 .108591E+02 -.328797E+01 -.508541E+01 .000000E+00 .155570E+02
 CENTER -.351287E+01 -.142580E+01 -.547718E+01 .000000E+00 .996810E+01 .310637E
 176
 635 -.628869E+01 .503407E+00 -.727355E+01 .000000E+00 .142014E+02
 637 -.176644E+02 .368092E+01 .685573E+00 .000000E+00 .197993E+02
 657 -.384281E+02 -.684987E+00 .429905E+01 .000000E+00 .388113E+02
 655 -.296371E+02 .364728E+00 -.334193E+01 .000000E+00 .303777E+02
 636 -.119766E+02 .209216E+01 -.329399E+01 .000000E+00 .143326E+02
 648 -.280463E+02 .149797E+01 .249231E+01 .000000E+00 .291459E+02
 656 -.340326E+02 -.160129E+00 .478562E+00 .000000E+00 .339630E+02
 647 -.179629E+02 .434067E+00 -.530774E+01 .000000E+00 .203757E+02
 CENTER -.230046E+02 .966018E+00 -.140771E+01 .000000E+00 .236286E+02 .104840E
 177
 637 -.171322E+02 .297963E+01 .135392E+01 .000000E+00 .189456E+02
 639 -.121194E+02 -.948048E+00 .762792E+01 .000000E+00 .176308E+02
 659 -.293557E+02 -.362900E+01 .989841E+01 .000000E+00 .325934E+02
 657 -.372168E+02 .242060E+00 .421516E+01 .000000E+00 .380455E+02
 638 -.146258E+02 .101579E+01 .449092E+01 .000000E+00 .170384E+02
 649 -.207376E+02 -.228852E+01 .876317E+01 .000000E+00 .248637E+02
 658 -.332863E+02 -.169347E+01 .705679E+01 .000000E+00 .346968E+02
 648 -.271745E+02 .161085E+01 .278454E+01 .000000E+00 .284268E+02
 CENTER -.239560E+02 -.338838E+00 .577385E+01 .000000E+00 .258051E+02 .997158E
 178
 639 -.114552E+02 -.937484E+00 .788723E+01 .000000E+00 .175496E+02
 641 .835705E+00 -.528957E+01 .598742E+01 .000000E+00 .118594E+02
 661 -.123845E+02 -.509633E+01 .763671E+01 .000000E+00 .170643E+02
 659 -.277504E+02 -.229863E+01 .917339E+01 .000000E+00 .310489E+02
 640 -.530976E+01 -.311353E+01 .693733E+01 .000000E+00 .128738E+02
 650 -.577442E+01 -.519295E+01 .681207E+01 .000000E+00 .130206E+02
 660 -.200675E+02 -.369748E+01 .840505E+01 .000000E+00 .235396E+02
 649 -.196028E+02 -.161806E+01 .853031E+01 .000000E+00 .239472E+02
 CENTER -.126886E+02 -.340550E+01 .767119E+01 .000000E+00 .174908E+02 .919052E
 179
 641 .137464E+01 -.527979E+01 .611273E+01 .000000E+00 .122115E+02
 643 .115852E+02 -.408108E+01 -.292136E+01 .000000E+00 .149585E+02
 663 .264229E+01 .906162E-01 -.145868E+01 .000000E+00 .362405E+01
 661 -.109453E+02 -.346030E+01 .671647E+01 .000000E+00 .151404E+02
 642 .647994E+01 -.468044E+01 .159569E+01 .000000E+00 .100928E+02
 651 .711376E+01 -.199523E+01 -.219002E+01 .000000E+00 .911969E+01
 662 -.415150E+01 -.168484E+01 .262889E+01 .000000E+00 .581483E+01
 650 -.478532E+01 -.437005E+01 .641460E+01 .000000E+00 .120219E+02
 CENTER .116422E+01 -.318264E+01 .211229E+01 .000000E+00 .534558E+01 .202156E

180
643 .117889E+02 -.437782E+01 -.301881E+01 .000000E+00 .153978E+02
33 .144706E+02 .710781E+01 -.136326E+02 .000000E+00 .267322E+02
13 .915762E+01 .139156E+02 -.126146E+02 .000000E+00 .250490E+02
663 .422127E+01 .204032E+01 -.239422E+01 .000000E+00 .552866E+01
644 .131298E+02 .136499E+01 -.832570E+01 .000000E+00 .190862E+02
20 .118141E+02 .105117E+02 -.131236E+02 .000000E+00 .253489E+02
664 .668944E+01 .797796E+01 -.750439E+01 .000000E+00 .149658E+02
651 .800509E+01 -.116875E+01 -.270651E+01 .000000E+00 .983764E+01
CENTER .990961E+01 .467148E+01 -.791505E+01 .000000E+00 .161764E+02 .156277E+01
181
267 .804295E+02 .638689E+00 -.180726E+00 .000000E+00 .801127E+02
668 .304879E+02 .659073E+01 .692542E-01 .000000E+00 .277854E+02
688 .146747E+02 .738177E+01 -.570404E+00 .000000E+00 .127471E+02
287 .514859E+02 .424408E+01 -.187226E+01 .000000E+00 .496066E+02
667 .554587E+02 .361471E+01 -.557360E-01 .000000E+00 .537427E+02
680 .225813E+02 .698625E+01 -.250575E+00 .000000E+00 .200288E+02
687 .330803E+02 .581292E+01 -.122133E+01 .000000E+00 .306639E+02
280 .659577E+02 .244138E+01 -.102649E+01 .000000E+00 .647959E+02
CENTER .442695E+02 .471382E+01 -.638534E+00 .000000E+00 .421255E+02 .442798E+01
182
668 .290623E+02 .679428E+01 -.216465E+00 .000000E+00 .263337E+02
670 -.279926E+01 .804163E+01 .534575E-01 .000000E+00 .974796E+01
690 -.664059E+01 .745983E+01 .270798E+00 .000000E+00 .122272E+02
688 .148391E+02 .721469E+01 -.434640E+00 .000000E+00 .128747E+02
669 .131315E+02 .741795E+01 -.815039E-01 .000000E+00 .114050E+02
681 -.471992E+01 .775073E+01 .162128E+00 .000000E+00 .109093E+02
689 .409924E+01 .733726E+01 -.819210E-01 .000000E+00 .637041E+01
680 .219507E+02 .700449E+01 -.325553E+00 .000000E+00 .194283E+02
CENTER .861538E+01 .737761E+01 -.817125E-01 .000000E+00 .806926E+01 .862075E+01
183
670 -.306160E+01 .792457E+01 .287297E-02 .000000E+00 .982008E+01
672 -.127258E+02 .672453E+01 .271346E-01 .000000E+00 .171097E+02
692 -.122763E+02 .615226E+01 .136606E+00 .000000E+00 .162524E+02
690 -.608107E+01 .712470E+01 .285046E+00 .000000E+00 .114591E+02
671 -.789368E+01 .732455E+01 .150038E-01 .000000E+00 .131825E+02
682 -.125010E+02 .643839E+01 .818704E-01 .000000E+00 .166804E+02
691 -.917869E+01 .663848E+01 .210826E+00 .000000E+00 .137617E+02
681 -.457134E+01 .752463E+01 .143960E+00 .000000E+00 .105819E+02
CENTER -.853619E+01 .698151E+01 .112915E+00 .000000E+00 .134626E+02 .698233E+01
184
672 -.127291E+02 .669717E+01 -.127464E-01 .000000E+00 .170919E+02
674 -.387694E+01 .734220E+01 -.295432E-01 .000000E+00 .986947E+01
694 -.543303E+01 .678192E+01 -.182561E+00 .000000E+00 .106047E+02
692 -.121864E+02 .616241E+01 -.313754E-01 .000000E+00 .161736E+02
673 -.830304E+01 .701969E+01 -.211448E-01 .000000E+00 .132854E+02
683 -.465499E+01 .706206E+01 -.106052E+00 .000000E+00 .102200E+02
693 -.880973E+01 .647216E+01 -.106968E+00 .000000E+00 .132873E+02
682 -.124578E+02 .642979E+01 -.220609E-01 .000000E+00 .166325E+02
CENTER -.855638E+01 .674592E+01 -.640565E-01 .000000E+00 .132835E+02 .674619E+01
185
674 -.369147E+01 .755062E+01 -.259094E-01 .000000E+00 .992541E+01

676	.257061E+02	.627842E+01	.128636E+00	.000000E+00	.232138E+02
696	.156604E+02	.661884E+01	.484294E+00	.000000E+00	.136421E+02
694	-.599675E+01	.702625E+01	-.175443E+00	.000000E+00	.112941E+02
675	.110073E+02	.691452E+01	.513631E-01	.000000E+00	.963688E+01
684	.206833E+02	.644863E+01	.306465E+00	.000000E+00	.183381E+02
695	.483185E+01	.682254E+01	.154426E+00	.000000E+00	.608275E+01
683	-.484411E+01	.728843E+01	-.100676E+00	.000000E+00	.105794E+02
CENTER	.791959E+01	.686853E+01	.102894E+00	.000000E+00	.745201E+01 .792957E
186					
676	.270005E+02	.612831E+01	-.473728E-01	.000000E+00	.245178E+02
412	.735123E+02	.514335E+00	.112860E+00	.000000E+00	.732567E+02
432	.507574E+02	.344250E+01	.185716E+01	.000000E+00	.492319E+02
696	.153169E+02	.668024E+01	.597376E+00	.000000E+00	.133410E+02
677	.502564E+02	.332132E+01	.327437E-01	.000000E+00	.486808E+02
419	.621348E+02	.197842E+01	.985010E+00	.000000E+00	.611934E+02
697	.330372E+02	.506137E+01	.122727E+01	.000000E+00	.308930E+02
684	.211587E+02	.640427E+01	.275001E+00	.000000E+00	.187996E+02
CENTER	.416468E+02	.419134E+01	.630006E+00	.000000E+00	.397323E+02 .416574E
187					
287	.509207E+02	.410879E+01	-.176257E+01	.000000E+00	.490907E+02
688	.150398E+02	.746052E+01	-.553426E+00	.000000E+00	.130602E+02
708	.286295E+01	.586644E+01	-.559594E-01	.000000E+00	.508190E+01
307	.260951E+02	.517589E+01	-.181076E+01	.000000E+00	.241353E+02
687	.329802E+02	.578465E+01	-.115800E+01	.000000E+00	.305680E+02
700	.895139E+01	.666348E+01	-.304693E+00	.000000E+00	.807220E+01
707	.144790E+02	.552116E+01	-.933360E+00	.000000E+00	.127592E+02
300	.385079E+02	.464234E+01	-.178666E+01	.000000E+00	.365406E+02
CENTER	.237296E+02	.565291E+01	-.104568E+01	.000000E+00	.215451E+02 .237899E
188					
688	.147358E+02	.724453E+01	-.564050E+00	.000000E+00	.127995E+02
690	-.635890E+01	.757155E+01	.272520E+00	.000000E+00	.120886E+02
710	-.885796E+01	.463024E+01	.107957E+01	.000000E+00	.120172E+02
708	.254395E+01	.559041E+01	.978373E-02	.000000E+00	.484798E+01
689	.418846E+01	.740804E+01	-.145765E+00	.000000E+00	.643876E+01
701	-.760843E+01	.610089E+01	.676044E+00	.000000E+00	.119540E+02
709	-.315701E+01	.511033E+01	.544676E+00	.000000E+00	.728735E+01
700	.863988E+01	.641747E+01	-.277133E+00	.000000E+00	.778561E+01
CENTER	.515726E+00	.625918E+01	.199455E+00	.000000E+00	.602782E+01 .626610E
189					
690	-.651780E+01	.710080E+01	.375691E+00	.000000E+00	.118156E+02
692	-.120461E+02	.631147E+01	.124173E+00	.000000E+00	.161560E+02
712	-.112985E+02	.346853E+01	.122097E+00	.000000E+00	.133761E+02
710	-.855475E+01	.441822E+01	.984750E+00	.000000E+00	.115503E+02
691	-.928193E+01	.670614E+01	.249932E+00	.000000E+00	.139126E+02
702	-.116723E+02	.489000E+01	.123135E+00	.000000E+00	.147403E+02
711	-.992664E+01	.394338E+01	.553423E+00	.000000E+00	.124158E+02
701	-.753628E+01	.575951E+01	.680220E+00	.000000E+00	.116087E+02
CENTER	-.960429E+01	.532476E+01	.401678E+00	.000000E+00	.131233E+02 .533556E
190					
692	-.120950E+02	.627835E+01	-.120681E-01	.000000E+00	.161754E+02
694	-.571719E+01	.678737E+01	-.257268E+00	.000000E+00	.108516E+02
714	-.700388E+01	.450768E+01	-.754763E+00	.000000E+00	.101318E+02

712 -.113238E+02 .350266E+01 -.968689E-01 .000000E+00 .134235E+02
693 -.890608E+01 .653286E+01 -.134668E+00 .000000E+00 .134251E+02
703 -.636053E+01 .564752E+01 -.506015E+00 .000000E+00 .104422E+02
713 -.916386E+01 .400517E+01 -.425816E+00 .000000E+00 .117160E+02
702 -.117094E+02 .489051E+01 -.544685E-01 .000000E+00 .147750E+02
CENTER -.903497E+01 .526902E+01 -.280242E+00 .000000E+00 .125393E+02 .527450E
191
694 -.560030E+01 .716490E+01 -.157166E+00 .000000E+00 .110860E+02
696 .152551E+02 .654583E+01 .561760E+00 .000000E+00 .132912E+02
716 .609566E+01 .528755E+01 .405175E+00 .000000E+00 .577725E+01
714 -.721520E+01 .466992E+01 -.748684E+00 .000000E+00 .104519E+02
695 .482742E+01 .685536E+01 .202297E+00 .000000E+00 .610975E+01
704 .106754E+02 .591669E+01 .483467E+00 .000000E+00 .930105E+01
715 -.559769E+00 .497874E+01 -.171754E+00 .000000E+00 .528929E+01
703 -.640775E+01 .591741E+01 -.452925E+00 .000000E+00 .107055E+02
CENTER .213383E+01 .591705E+01 .152713E-01 .000000E+00 .519032E+01 .591711E+
192
696 .157773E+02 .680879E+01 .551989E+00 .000000E+00 .137395E+02
432 .503709E+02 .336136E+01 .182998E+01 .000000E+00 .488801E+02
452 .299809E+02 .444852E+01 .205667E+01 .000000E+00 .282482E+02
716 .632766E+01 .540904E+01 .382282E+00 .000000E+00 .595893E+01
697 .330741E+02 .508507E+01 .119099E+01 .000000E+00 .309165E+02
439 .401759E+02 .390494E+01 .194333E+01 .000000E+00 .385201E+02
717 .181543E+02 .492878E+01 .121948E+01 .000000E+00 .163967E+02
704 .110525E+02 .610891E+01 .467136E+00 .000000E+00 .962354E+01
CENTER .256142E+02 .500693E+01 .120523E+01 .000000E+00 .236065E+02 .256844E-
193
307 .254262E+02 .497577E+01 -.167479E+01 .000000E+00 .235191E+02
708 .289756E+01 .583221E+01 -.108509E+00 .000000E+00 .505437E+01
728 -.586290E+01 .810917E+00 .187742E+01 .000000E+00 .709645E+01
327 .593519E+01 .255575E+01 -.386446E+00 .000000E+00 .519976E+01
707 .141619E+02 .540399E+01 -.891650E+00 .000000E+00 .124746E+02
720 -.148267E+01 .332156E+01 .884458E+00 .000000E+00 .452799E+01
727 .361473E-01 .168333E+01 .745489E+00 .000000E+00 .210745E+01
320 .156807E+02 .376576E+01 -.103062E+01 .000000E+00 .142899E+02
CENTER .709901E+01 .354366E+01 -.730805E-01 .000000E+00 .614923E+01 .710052E+
194
708 .308009E+01 .581603E+01 -.872569E-01 .000000E+00 .504204E+01
710 -.891566E+01 .464484E+01 .109771E+01 .000000E+00 .120868E+02
730 -.952051E+01 -.164144E+01 .204167E+01 .000000E+00 .949802E+01
728 -.590070E+01 .564270E+00 .197431E+01 .000000E+00 .708237E+01
709 -.291779E+01 .523044E+01 .505228E+00 .000000E+00 .720403E+01
721 -.921809E+01 .150170E+01 .156969E+01 .000000E+00 .104145E+02
729 -.771060E+01 -.538585E+00 .200799E+01 .000000E+00 .822720E+01
720 -.141031E+01 .319015E+01 .943527E+00 .000000E+00 .439725E+01
CENTER -.531420E+01 .234593E+01 .125661E+01 .000000E+00 .713778E+01 .254680E-
195
710 -.879446E+01 .437484E+01 .104530E+01 .000000E+00 .117573E+02
712 -.111928E+02 .350518E+01 .115933E+00 .000000E+00 .132980E+02
732 -.976360E+01 -.255773E+01 -.230669E+00 .000000E+00 .877820E+01
730 -.933047E+01 -.178463E+01 .184290E+01 .000000E+00 .915314E+01
711 -.999362E+01 .394001E+01 .580616E+00 .000000E+00 .124813E+02

722 -.104782E+02 .473726E+00 -.573681E-01 .000000E+00 .107234E+02
731 -.954703E+01 -.217118E+01 .806115E+00 .000000E+00 .877958E+01
721 -.906246E+01 .129510E+01 .144410E+01 .000000E+00 .100895E+02
CENTER -.977033E+01 .884415E+00 .693365E+00 .000000E+00 .103114E+02 .929347E
196
712 -.112360E+02 .354301E+01 -.723296E-01 .000000E+00 .133651E+02
714 -.718636E+01 .446899E+01 -.780509E+00 .000000E+00 .102742E+02
734 -.793294E+01 -.838923E+00 -.189821E+01 .000000E+00 .823346E+01
732 -.985844E+01 -.250937E+01 -.446744E+00 .000000E+00 .890764E+01
713 -.921119E+01 .400600E+01 -.426419E+00 .000000E+00 .117618E+02
723 -.755965E+01 .181503E+01 -.133936E+01 .000000E+00 .891882E+01
733 -.889569E+01 -.167415E+01 -.117248E+01 .000000E+00 .843608E+01
722 -.105472E+02 .516817E+00 -.259537E+00 .000000E+00 .108242E+02
CENTER -.905344E+01 .116592E+01 -.799449E+00 .000000E+00 .978760E+01 .122809E
197
714 -.725960E+01 .467878E+01 -.727073E+00 .000000E+00 .104950E+02
716 .644460E+01 .543026E+01 .478844E+00 .000000E+00 .605909E+01
736 -.175788E+01 .132009E+01 -.947033E+00 .000000E+00 .313751E+01
734 -.806609E+01 -.700029E+00 -.191657E+01 .000000E+00 .842170E+01
715 -.407504E+00 .505452E+01 -.124114E+00 .000000E+00 .527448E+01
724 .234336E+01 .337517E+01 -.234095E+00 .000000E+00 .302296E+01
735 -.491199E+01 .310030E+00 -.143180E+01 .000000E+00 .564772E+01
723 -.766285E+01 .198937E+01 -.132182E+01 .000000E+00 .911936E+01
CENTER -.265974E+01 .268227E+01 -.777959E+00 .000000E+00 .481857E+01 .279326E
198
716 .634426E+01 .532636E+01 .419472E+00 .000000E+00 .594607E+01
452 .297096E+02 .434072E+01 .200792E+01 .000000E+00 .280113E+02
472 .125300E+02 .236586E+01 .106978E+01 .000000E+00 .116785E+02
736 -.129125E+01 .155549E+01 -.800424E+00 .000000E+00 .283151E+01
717 .180269E+02 .483354E+01 .121369E+01 .000000E+00 .162978E+02
459 .211198E+02 .335329E+01 .153885E+01 .000000E+00 .198387E+02
737 .561940E+01 .196067E+01 .134675E+00 .000000E+00 .494555E+01
724 .252650E+01 .344092E+01 -.190476E+00 .000000E+00 .310460E+01
CENTER .118232E+02 .339711E+01 .674185E+00 .000000E+00 .106078E+02 .118768E
199
327 .434532E+01 .213270E+01 .231870E+00 .000000E+00 .378474E+01
728 -.544351E+01 .101076E+01 .186229E+01 .000000E+00 .682348E+01
748 -.869253E+01 -.929906E+01 .439344E+01 .000000E+00 .117944E+02
347 -.680302E+01 -.509316E+01 .351663E+01 .000000E+00 .864133E+01
727 -.549095E+00 .157173E+01 .104708E+01 .000000E+00 .263135E+01
740 -.706802E+01 -.414415E+01 .312787E+01 .000000E+00 .819699E+01
747 -.774777E+01 -.719611E+01 .395504E+01 .000000E+00 .101482E+02
340 -.122885E+01 -.148023E+01 .187425E+01 .000000E+00 .352429E+01
CENTER -.414843E+01 -.281219E+01 .250106E+01 .000000E+00 .567606E+01 -.891551E
200
728 -.520124E+01 .712103E+00 .195254E+01 .000000E+00 .653460E+01
730 -.965796E+01 -.181783E+01 .212439E+01 .000000E+00 .962098E+01
750 -.740226E+01 -.116559E+02 .211227E+01 .000000E+00 .108517E+02
748 -.884463E+01 -.946188E+01 .435875E+01 .000000E+00 .118770E+02
729 -.742960E+01 -.552861E+00 .203846E+01 .000000E+00 .799144E+01
741 -.853011E+01 -.673687E+01 .211833E+01 .000000E+00 .861069E+01
749 -.812345E+01 -.105589E+02 .323551E+01 .000000E+00 .110956E+02

740 -.702294E+01 -.437489E+01 .315565E+01 .000000E+00 .822259E+01
 CENTER -.777652E+01 -.555588E+01 .263699E+01 .000000E+00 .830649E+01 -.380499E
 201
 730 -.933584E+01 -.192405E+01 .190469E+01 .000000E+00 .915318E+01
 732 -.973977E+01 -.271176E+01 -.216262E+00 .000000E+00 .871465E+01
 752 -.718366E+01 -.119414E+02 -.129035E+01 .000000E+00 .106496E+02
 750 -.757716E+01 -.118466E+02 .198619E+01 .000000E+00 .109465E+02
 731 -.953780E+01 -.231791E+01 .844212E+00 .000000E+00 .873915E+01
 742 -.846172E+01 -.732656E+01 -.753307E+00 .000000E+00 .806141E+01
 751 -.738041E+01 -.118940E+02 .347919E+00 .000000E+00 .104172E+02
 741 -.845650E+01 -.688532E+01 .194544E+01 .000000E+00 .848814E+01
 CENTER -.845911E+01 -.710594E+01 .596066E+00 .000000E+00 .793769E+01 -.688083E
 202
 732 -.975003E+01 -.258950E+01 -.443011E+00 .000000E+00 .878121E+01
 734 -.809076E+01 -.100007E+01 -.191919E+01 .000000E+00 .833181E+01
 754 -.759508E+01 -.975922E+01 -.369694E+01 .000000E+00 .109457E+02
 752 -.736209E+01 -.120283E+02 -.146794E+01 .000000E+00 .108070E+02
 733 -.892039E+01 -.179478E+01 -.118110E+01 .000000E+00 .842434E+01
 743 -.784292E+01 -.537964E+01 -.280807E+01 .000000E+00 .848030E+01
 753 -.747859E+01 -.108938E+02 -.258244E+01 .000000E+00 .106368E+02
 742 -.855606E+01 -.730892E+01 -.955476E+00 .000000E+00 .817494E+01
 CENTER -.819949E+01 -.634428E+01 -.188177E+01 .000000E+00 .812926E+01 -.517391E
 203
 734 -.821016E+01 -.751518E+00 -.194121E+01 .000000E+00 .855022E+01
 736 -.123656E+01 .146874E+01 -.862258E+00 .000000E+00 .278082E+01
 756 -.697197E+01 -.645285E+01 -.385604E+01 .000000E+00 .947976E+01
 754 -.771931E+01 -.983648E+01 -.380800E+01 .000000E+00 .111317E+02
 735 -.472336E+01 .358613E+00 -.140173E+01 .000000E+00 .547970E+01
 744 -.410426E+01 -.249205E+01 -.235915E+01 .000000E+00 .543360E+01
 755 -.734564E+01 -.814466E+01 -.383202E+01 .000000E+00 .102235E+02
 743 -.796474E+01 -.529400E+01 -.287460E+01 .000000E+00 .860745E+01
 CENTER -.603450E+01 -.389302E+01 -.261688E+01 .000000E+00 .697298E+01 -.213630E
 204
 736 -.121519E+01 .166486E+01 -.688910E+00 .000000E+00 .277405E+01
 472 .117193E+02 .210383E+01 .863552E+00 .000000E+00 .109247E+02
 492 -.116209E+01 -.268435E+01 -.147350E+01 .000000E+00 .345693E+01
 756 -.710906E+01 -.658884E+01 -.389236E+01 .000000E+00 .962094E+01
 737 .525205E+01 .188435E+01 .873208E-01 .000000E+00 .461096E+01
 479 .527859E+01 -.290259E+00 -.304974E+00 .000000E+00 .545518E+01
 757 -.413557E+01 -.463659E+01 -.268293E+01 .000000E+00 .640472E+01
 744 -.416212E+01 -.246199E+01 -.229064E+01 .000000E+00 .537388E+01
 CENTER .558236E+00 -.137612E+01 -.129781E+01 .000000E+00 .283310E+01 .120962E
 205
 347 -.748449E+01 -.584216E+01 .462592E+01 .000000E+00 .105176E+02
 748 -.819651E+01 -.101021E+02 .455400E+01 .000000E+00 .121922E+02
 768 -.408244E+01 -.213024E+02 .221178E+01 .000000E+00 .199541E+02
 367 -.596962E+01 -.209370E+02 .519312E+01 .000000E+00 .207344E+02
 747 -.784050E+01 -.797211E+01 .458996E+01 .000000E+00 .112128E+02
 760 -.613948E+01 -.157022E+02 .338289E+01 .000000E+00 .149057E+02
 767 -.502603E+01 -.211197E+02 .370245E+01 .000000E+00 .201564E+02
 360 -.672705E+01 -.133896E+02 .490952E+01 .000000E+00 .143796E+02
 CENTER -.643326E+01 -.145459E+02 .414620E+01 .000000E+00 .145247E+02 -.468918E

206
748 -.765924E+01 -.948350E+01 .422890E+01 .000000E+00 .113849E+02
750 -.755446E+01 -.123572E+02 .217114E+01 .000000E+00 .114263E+02
770 -.352683E+01 -.229734E+02 -.290900E+00 .000000E+00 .214347E+02
768 -.407658E+01 -.226548E+02 .269809E+01 .000000E+00 .214323E+02
749 -.760685E+01 -.109203E+02 .320002E+01 .000000E+00 .111700E+02
761 -.554065E+01 -.176653E+02 .940118E+00 .000000E+00 .157333E+02
769 -.380171E+01 -.228141E+02 .120360E+01 .000000E+00 .212732E+02
760 -.586791E+01 -.160691E+02 .346350E+01 .000000E+00 .153083E+02
CENTER -.570428E+01 -.168672E+02 .220181E+01 .000000E+00 .153418E+02 -.528569E

207
750 -.708658E+01 -.120567E+02 .191248E+01 .000000E+00 .110053E+02
752 -.733743E+01 -.123264E+02 -.132385E+01 .000000E+00 .109814E+02
772 -.360885E+01 -.231821E+02 -.301683E+01 .000000E+00 .222279E+02
770 -.365520E+01 -.233448E+02 -.198299E+00 .000000E+00 .217515E+02
751 -.721201E+01 -.121916E+02 .294314E+00 .000000E+00 .106293E+02
762 -.547314E+01 -.177543E+02 -.217034E+01 .000000E+00 .161904E+02
771 -.363202E+01 -.232635E+02 -.160757E+01 .000000E+00 .218550E+02
761 -.537089E+01 -.177008E+02 .857090E+00 .000000E+00 .157892E+02
CENTER -.542201E+01 -.177275E+02 -.656626E+00 .000000E+00 .157746E+02 -.538708E

208
752 -.728061E+01 -.123262E+02 -.153422E+01 .000000E+00 .110572E+02
754 -.763349E+01 -.995480E+01 -.372815E+01 .000000E+00 .110940E+02
774 -.533383E+01 -.221475E+02 -.568622E+01 .000000E+00 .223121E+02
772 -.346976E+01 -.230355E+02 -.297267E+01 .000000E+00 .221191E+02
753 -.745705E+01 -.111405E+02 -.263119E+01 .000000E+00 .108357E+02
763 -.648366E+01 -.160511E+02 -.470719E+01 .000000E+00 .161889E+02
773 -.440180E+01 -.225915E+02 -.432945E+01 .000000E+00 .220577E+02
762 -.537519E+01 -.176808E+02 -.225345E+01 .000000E+00 .161772E+02
CENTER -.592942E+01 -.168660E+02 -.348032E+01 .000000E+00 .159985E+02 -.491583E

209
754 -.804391E+01 -.102391E+02 -.395638E+01 .000000E+00 .115819E+02
756 -.597416E+01 -.613063E+01 -.365351E+01 .000000E+00 .875752E+01
776 -.782897E+01 -.199112E+02 -.731043E+01 .000000E+00 .214986E+02
774 -.468101E+01 -.211232E+02 -.526174E+01 .000000E+00 .212669E+02
755 -.700903E+01 -.818488E+01 -.380494E+01 .000000E+00 .101086E+02
764 -.690156E+01 -.130209E+02 -.548197E+01 .000000E+00 .147468E+02
775 -.625499E+01 -.205172E+02 -.628609E+01 .000000E+00 .212200E+02
763 -.636246E+01 -.156812E+02 -.460906E+01 .000000E+00 .158221E+02
CENTER -.663201E+01 -.143510E+02 -.504552E+01 .000000E+00 .152030E+02 -.413911E

210
756 -.666764E+01 -.672107E+01 -.394082E+01 .000000E+00 .956068E+01
492 -.288366E+01 -.333058E+01 -.233785E+01 .000000E+00 .511865E+01
512 -.829925E+01 -.157510E+02 -.698254E+01 .000000E+00 .182351E+02
776 -.619696E+01 -.178396E+02 -.638429E+01 .000000E+00 .191932E+02
757 -.477565E+01 -.502582E+01 -.313933E+01 .000000E+00 .732328E+01
499 -.559146E+01 -.954081E+01 -.466019E+01 .000000E+00 .115800E+02
777 -.724810E+01 -.167953E+02 -.668341E+01 .000000E+00 .186249E+02
764 -.643230E+01 -.122803E+02 -.516255E+01 .000000E+00 .138977E+02
CENTER -.601188E+01 -.109106E+02 -.491137E+01 .000000E+00 .127262E+02 -.297298E

211
367 -.749383E+01 -.238572E+02 .636969E+01 .000000E+00 .238382E+02

768 -.192606E+01 -.203700E+02 .518833E+00 .000000E+00 .194992E+02
387 -.447600E+01 -.382453E+02 -.858989E-01 .000000E+00 .362157E+02
387 .655832E+01 -.233541E+02 -.946191E+01 .000000E+00 .317832E+02
767 -.470995E+01 -.221136E+02 .344426E+01 .000000E+00 .210387E+02
780 -.320103E+01 -.293077E+02 .216467E+00 .000000E+00 .278480E+02
387 .104116E+01 -.307997E+02 -.477391E+01 .000000E+00 .324059E+02
380 -.467755E+00 -.236057E+02 -.154611E+01 .000000E+00 .235282E+02
CENTER -.183439E+01 -.264567E+02 -.664824E+00 .000000E+00 .256147E+02 -.181645E
212
768 -.509768E+01 -.235447E+02 .245428E+01 .000000E+00 .218721E+02
770 -.308161E+01 -.230262E+02 -.761662E+00 .000000E+00 .216907E+02
387 -.913849E+00 -.336097E+02 -.319082E+01 .000000E+00 .336196E+02
387 .236661E+01 -.294641E+02 -.534534E+01 .000000E+00 .320809E+02
769 -.408965E+01 -.232855E+02 .846307E+00 .000000E+00 .215837E+02
781 -.199773E+01 -.283180E+02 -.197624E+01 .000000E+00 .275870E+02
387 .726382E+00 -.315369E+02 -.426808E+01 .000000E+00 .327515E+02
780 -.136553E+01 -.265044E+02 -.144553E+01 .000000E+00 .259697E+02
CENTER -.168163E+01 -.274112E+02 -.171089E+01 .000000E+00 .267748E+02 -.156837E
213
770 -.397079E+01 -.235720E+02 -.344490E+00 .000000E+00 .218669E+02
772 -.362121E+01 -.233298E+02 -.305295E+01 .000000E+00 .223802E+02
387 .228192E+00 -.327712E+02 -.395218E+01 .000000E+00 .335908E+02
387 .127985E+01 -.317555E+02 -.433425E+01 .000000E+00 .332724E+02
771 -.379600E+01 -.234509E+02 -.169872E+01 .000000E+00 .219998E+02
782 -.169651E+01 -.280505E+02 -.350256E+01 .000000E+00 .279093E+02
387 .754021E+00 -.322634E+02 -.414322E+01 .000000E+00 .334263E+02
781 -.134547E+01 -.276638E+02 -.233937E+01 .000000E+00 .273183E+02
CENTER -.152099E+01 -.278571E+02 -.292097E+01 .000000E+00 .275964E+02 -.120091E
214
772 -.372851E+01 -.233250E+02 -.289949E+01 .000000E+00 .222758E+02
774 -.512381E+01 -.223970E+02 -.553805E+01 .000000E+00 .224751E+02
387 .129671E+01 -.316964E+02 -.440527E+01 .000000E+00 .332515E+02
387 .506199E+00 -.334217E+02 -.488611E+01 .000000E+00 .347247E+02
773 -.442616E+01 -.228610E+02 -.421877E+01 .000000E+00 .222357E+02
783 -.191355E+01 -.270467E+02 -.497166E+01 .000000E+00 .275242E+02
387 .901454E+00 -.325590E+02 -.464569E+01 .000000E+00 .339853E+02
782 -.161116E+01 -.283734E+02 -.389280E+01 .000000E+00 .284146E+02
CENTER -.176235E+01 -.277100E+02 -.443223E+01 .000000E+00 .279473E+02 -.102615E
215
774 -.409154E+01 -.215543E+02 -.488517E+01 .000000E+00 .215577E+02
776 -.773760E+01 -.207310E+02 -.727851E+01 .000000E+00 .220945E+02
387 .353113E+01 -.291012E+02 -.344859E+01 .000000E+00 .315878E+02
387 -.280985E+01 -.354099E+02 -.674569E+01 .000000E+00 .360385E+02
775 -.591457E+01 -.211426E+02 -.608184E+01 .000000E+00 .216312E+02
784 -.210324E+01 -.249161E+02 -.536355E+01 .000000E+00 .256736E+02
387 .360638E+00 -.322555E+02 -.509714E+01 .000000E+00 .336173E+02
783 -.345069E+01 -.284821E+02 -.581543E+01 .000000E+00 .287456E+02
CENTER -.277697E+01 -.266991E+02 -.558949E+01 .000000E+00 .272055E+02 -.153540E
216
776 -.238716E+01 -.166194E+02 -.472993E+01 .000000E+00 .175882E+02
512 -.125367E+02 -.204869E+02 -.101574E+02 .000000E+00 .250911E+02
387 .107129E+02 -.218408E+02 .854869E+00 .000000E+00 .287743E+02

387 -.103106E+02 -.412023E+02 -.104985E+02 .000000E+00 .413494E+02
777 -.746195E+01 -.185531E+02 -.744366E+01 .000000E+00 .206805E+02
519 -.911918E+00 -.211639E+02 -.465126E+01 .000000E+00 .222338E+02
387 .201142E+00 -.315216E+02 -.482180E+01 .000000E+00 .327069E+02
784 -.634889E+01 -.289108E+02 -.761420E+01 .000000E+00 .294367E+02
CENTER -.363041E+01 -.250373E+02 -.613273E+01 .000000E+00 .257290E+02 -.199797E

SOLUTION TIME LOG IN SEC FOR STRESS CALCULATIONS

READING GENERAL INFORMATION AND ELEMENT DATA... = 0
STRESS CALCULATION AND PRINTOUT..... = 0
UPDATING DATABASE..... = 0
TOTAL SOLUTION TIME..... = 0