

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA**  
**FACULTATEA DE MECANICĂ**

**Ing. GLĂVAN DAN OVIDIU**

**STRUCTURI NOI ÎN CONDIȚIILE COPIERII  
ȘI A COMENZII ADAPTIVE LA STRUNGURI**

**TEZA DE DOCTORAT**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

**CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC**

**Prof. Dr. ing. AUREL DREUCEAN**

624.568  
181 Δ

**TIMIȘOARA 1999**

## CUPRINS

1. Introducere.....	1
2. Metode de calcul pentru structurile portante	
2.1 Considerații generale.....	5
2.2 Metoda elementelor finite.....	7
2.3 Discretizarea structurilor SN 400.3-500.3 și SP 250 CNC.....	12
2.4 Calculul forțelor de așchiere pentru strungul SN 400.3-500.3...	13
2.5 Distribuția solicitărilor pentru strungul SN 400.3-500.3.....	19
2.6 Calculul deformațiilor pentru structura SN 400.3-500.3 prin metoda elementului finit.....	52
2.7 Calculul forțelor de așchiere pentru strungul SP 250 CNC.....	97
2.8 Distribuția solicitărilor pe structura strungului SP 250 CNC...	104
2.9 Calculul deformațiilor pentru structura SP 250 CNC prin metoda elementului finit.....	129
3. Prezentarea structurii noi.....	147
4. Calculul structurii noi folosind metode clasice de calcul.....	150
5. Studiul sistemului de forțe care acționează asupra cărucionului pentru structura nouă.....	162
6. Considerații teoretice asupra distribuției presiunilor pe ghidajul semicircular.....	169
7. Calculul structurii noi folosind metoda elementului finit.....	178
8. Considerații asupra tehnologiei de realizare a ghidajelor circulare....	183
9. Sisteme de comandă.....	189
10. Studii experimentale.....	208
11. Program de calcul.....	223
12. Concluzii.....	227
13. Bibliografie.....	231 (B1)

---

## 1. INTRODUCERE

Este cunoscută importanța preciziei proprii a mașinilor unelte care concură în mod direct la realizarea preciziei de prelucrare pe respectiva mașină. În bilanțul general al elementelor care contribuie la obținerea unei precizii cât mai bune pe o anumită mașină unealtă o pondere deosebit de importantă o deține structura portantă a mașinii care influențează în mod direct precizia prelucrării.

În cazul strungurilor ,cu atît mai mult cu cît structura portantă este relativ zveltă comparativ de exemplu cu frezele sau centrele de prelucrare unde structurile sunt mai compacte ,rolul batiului ca principală structură portantă este deosebit de important, mai ales în ultima vreme cînd pe plan mondial se manifestă o tendință tot mai accentuată de creștere a puterii motoarelor de acționare și implicit o intensificare a prelucrării ,deci o creștere a tuturor forțelor care intervin în procesul de așchiere.

Strungurile moderne sunt echipate cu motoare electrice de acționare avînd puteri de zeci de kilowați, dar și cu sisteme de comandă performante ,unde nu lipsește comanda numerică sau calculatorul electronic fapt care le sporește atît flexibilitatea cît și capacitatea de producție, acest lucru fiind posibil și datorită progresului uriaș în domeniul sculelor așchietoare.

Prezenta lucrare nu își propune să ofere o soluție universală în complicatul domeniu al batiurilor de strung, ci încearcă să analizeze cîteva dintre structurile existente și să propună atît o soluție nouă cît și un concept nou în domeniul structurilor portante pentru strunguri.

---

Modelele care au fost alese pentru analiză fac parte din producția curentă a SC ARIS SA, parte a cercetărilor fiind cuprinse în două contracte de cercetare încheiate între firma producătoare și autor, aceste modele referindu-se la strungurile normale, prin modelul SN 400.3-500.3, model din generația anilor 90-91 și la strungurile cu batiu înclinat unde referința a constituit-o modelul SP 250 CNC.

Este de menționat faptul că ambele modele sunt modele de vîrf ale clasei pe care o reprezintă, autorul fiind implicat în diverse variante constructive în special pentru cuțile de viteză ale celor două strunguri, precum și într-un studiu comparativ de rigiditate statică a batiurilor de strung normal, studiu realizat prin metoda elementului finit și verificat experimental la SC ARIS SA.

Pentru cele două modele de referință au fost realizate calcule ale încărcărilor pornind atât de la parametrii regimului de așchiere cât și de la puterea motorului electric care acționează fiecare mașină în parte. Rezultatele calculelor, în varianta lor cea mai dezavantajoasă au fost distribuite pe structuri, modelate în prealabil cu ajutorul calculatorului prin metoda elementului finit.

La efectuarea calculelor au fost luate în considerare mai multe variante de prindere a piesei pe mașina unealtă, în cazul fiecărei variante fiind studiate mai multe poziții de prelucrare. Rezultatul fiecărui caz și subcaz este materializat, în afara tabelului deformațiilor, prin grafice precum și prin imaginea structurii deformate suprapusă peste structura nedeformată la o anumită scară în scopul de a oferi și o imagine calitativă a fenomenului.

Lucrarea nu se mulțumește doar cu analiza celor două structuri de referință ci, în urma rezultatelor obținute, face propuneri de modificare a celor două structuri, făcîndu-se totodată și analiza și verificarea variantelor de structuri modificate.

---

În intenția de a oferi o soluție pentru mașinile de generație nouă caracterizate în special prin creșterea puterii instalate, este propusă structura de tip nou cu ghidaj inferior semicircular și ghidaj superior plan de închidere, structură considerată superioară datorită avantajelor pe care le oferă cum ar fi spațiul mic ocupat ,evacuarea ușoară a așchiilor ,execuția relativ simplă iar ca avantaj principal solicitarea optimă a structurii și nu în ultimul rând posibilitatea de a determina deformația structurii prin metode clasice de calcul.Deși la prima vedere acest fapt nu poate părea semnificativ dată fiind existența unor metode de calcul destul de exacte utilizabile în aproape toate cazurile cum ar fi de exemplu metoda elementului finit, posibilitatea de a determina deformațiile structurii noi prin calcule clasice relativ simple este deosebit de importantă întrucât este singura variantă în care cu ajutorul calculatorului electronic , odată stabilită prin calcul formula deformației ,se poate obține în timp real și util mărimea deformației în secțiunea sculei așchietoare sau, utilizând derivarea semnalului unui traductor de forță, se poate chiar anticipa evoluția deformației, acesta fiind un prim pas în ceea ce în continuare vom denumi “*structura activă*”.

În intenția de a contracara tendința de creștere a deformațiilor ca urmare a intensificării procesului de așchiere în opinia autorului sunt necesare nu structuri din ce în ce mai mari și mai rigide,care automat înseamnă creșteri de gabarite , consumuri și costuri , ci o structură suplă, fără vibrații, care să nu fie nedeformabilă ci să se deformeze în limitele elasticului însă după o lege de deformație previzibilă, având astfel posibilitatea ca, folosind calculatorul electronic să anticipăm deformația, lucru deosebit de important întrucât deformația odată anticipată în cazul unei mașini unelte cu comandă numerică este

---

relativ simplu de a calcula și a transmite verigilor executante corecții în timp util astfel încât piesa prelucrată să capete o precizie maximă.

Pentru structura nouă propusă au fost stabilite metode de calcul în scopul obținerii rapide a valorii deformației, au fost făcute studii asupra repartiției sarcinilor pe structură precum și asupra distribuției presiunilor, calculele fiind efectuate prin metode clasice, prin metode personale însoțite de demonstrații iar pentru verificare prin metoda elementului finit.

De asemenea au fost făcute încercări experimentale atât asupra structurii noi cât și asupra structurilor modelelor de comparație. Modelele de comparație au fost supuse la încercări pentru a determina deformațiile iar structura nouă a fost verificată experimental atât la deformație cât și asupra justetei rezultatelor obținute în calculul distribuției solicitărilor, respectiv a presiunilor.

Structura nouă a fost analizată și din punct de vedere al tehnologicității fiind făcute aprecieri ale preciziei de prelucrare și a ușurinței execuției.

Întrucât structura nouă este concepută să funcționeze pe o mașină unealtă modernă cu putere instalată mare avînd comandă adaptivă și sistem de copiere, lucrarea conține și câteva aprecieri asupra sistemului de comandă necesar precum și funcționarea integrată a acestuia cu sistemul de compensare a deformațiilor.

---

## **2. METODE DE CALCUL PENTRU STRUCTURILE PORTANTE**

### **2.1. CONSIDERAȚII GENERALE**

Componentă a mecanicii solidului, mecanica structurilor conține modelele fizice și matematice pentru studiul stării de echilibru și pentru analiza stării de tensiune și deformație a structurilor și elementelor structurale.

Proiectarea structurilor necesită calculul tensiunilor și deformațiilor produse de acțiunile la care este supusă construcția în exploatare, pe baza cărora se evaluează răspunsul structurii - în regim static și/sau dinamic - și se dimensionează elementele structurale pe baza criteriilor de siguranță și comportare normală în exploatare.

Concepția unei structuri de rezistență pentru o anumită construcție, care să satisfacă toți parametrii ce intervin în exploatare, este dificilă și, din punct de vedere practic, imposibilă.(B2)

Problemele în care se urmărește determinarea într-un domeniu considerat, a valorilor uneia sau mai multor funcții necunoscute cum sunt de exemplu temperaturile, presiunile, vitezele, deplasările, tensiunile mecanice, deformațiile specifice, etc. se rezolvă din punct de vedere matematic pe baza ecuațiilor diferențiale ce descriu fenomenele fizice respective, prin a căror integrare în condiții la limită date se obține soluția exactă a problemei. Aceasta este calea de rezolvare a unor probleme relativ simple, însă în practică problemele ce intervin sunt de cele mai multe ori complexe în ceea ce privește

---

alcătuirea fizică și geometrică a pieselor, condițiile de încărcare, condițiile la limită, etc., astfel încât integrarea ecuațiilor diferențiale este dificilă sau imposibilă.

Din acest motiv se admit o serie de simplificări care se referă la acțiuni, la comportarea materialelor și la alcătuirea structurii. Structura care rezultă în urma acestor ipoteze simplificatoare constituie modelul fizic al structurii reale. Pe acest model fizic se elaborează modelul matematic, care, de regulă, poate fi afectat, la rândul său, de o serie de ipoteze simplificatoare vizând definirea matematică a problemei.

Un model fizic al unei structuri, căreia i se atașează un model matematic pentru a i se descrie comportarea, formează modelul de calcul al structurii.

Cele două seturi de ipoteze simplificatoare conduc la ușurarea calculelor, însă conferă rezultatelor un grad de aproximare dependent de finețea ipotezelor admise. Pe baza comparării rezultatelor obținute prin calcul cu testele experimentale, efectuate pe construcții reale sau pe modele ale acestora, se verifică justetea ipotezelor experimentale adoptate.

Implicarea calculatorului electronic în analiza comportării structurilor permite o ridicare a calității și a gradului de finețe a ipotezelor admise în modelarea fizică și în calculul structurilor apropiind modelul de calcul adoptat de structura reală. Procedurile de calcul automat a structurilor se dezvoltă pe modele numerice de calcul. Modelul numeric de calcul constituie o aproximare a modelului exact - în limita ipotezelor admise - care guvernează problema și se obține, în general, în urma unui proces de discretizare, fizică sau matematică, a sistemului fizic - în cazul de față structura. (\*4), (\*5)



---

Considerând aspectul matematic al problemei, este important să se studieze analogiile formale dintre modelul de calcul și modul în care acestea se pot genera unele din altele, de la modelul de calcul exact, care guvernează problema, către modelele de calcul numeric aproximativ. Baza și argumentele acestui studiu sunt furnizate de teoremele analizei funcționale în cadrul căreia se poate construi o veritabilă teorie matematică a structurilor.

Teoria matematică a structurilor asigură cadrul general pentru formularea problemelor din , mecanica structurilor, furnizând algoritmul general și baza teoretică pentru elaborarea, dezvoltarea și analiza modelelor numerice de calcul. Parte intergrantă a analizei funcționale, domeniu al matematicii aflată în continuă evoluție, teoria matematică a structurilor își are direcțiile sale proprii de dezvoltare, cu implicații directe și importante în rezolvarea problemelor ingineresti din mecanica structurilor.

## **2.2. METODA ELEMENTELOR FINITE**

În general se apreciază că metoda elementelor finite este capabilă să reflecte mai bine comportarea structurilor, pieselor și subansamblurilor decât alte metode numerice cum este, de exemplu, metoda diferențelor finite.

Metoda elementelor finite reprezintă în momentul de față cel mai eficient instrument pentru calculul structurilor construcțiilor ingineresti, indiferent de formă și material. Aplicarea ei în practică nu se poate realiza, însă, decât prin intermediul calculatoarelor electronice.

Schema generală a metodei elementelor finite apare pentru prima dată într-o lucrare a lui Courant în anul 1943 referitoare la

---

soluționarea problemei torsiunii barelor. După formularea matriceală a calculului structurilor din bare de către Argyris, noțiunea de discretizare a continuului prin elemente finite este introdusă de Turner, Clough, Martin și Topp care, în 1956, soluționează ecuațiile problemei plane a teoriei elasticității utilizând elemente finite triunghiulare și dreptunghiulare. A urmat, apoi, perfecționarea în ceea ce privește formularea matriceală și o utilizare pe scară largă a metodei în diferite variante stimulată de lucrările unor autori ca Melosh, Clough, Przemieniecki, Oden, Cook și alții. În literatura română, lucrările consacrate acestei metode au apărut cu precădere în ultimii 20 ani, dintre acestea subliniindu-se lucrările lui Sandi, Beleş, Cuteanu și Marinov, Brătianu, Avram, Ivan, Pascariu, Petrița și Gheorghiu.

Două motive stau la baza dezvoltării actuale a metodei elementelor finite: pe de o parte, faptul că această metodă permite abordarea unei largi game de probleme din domeniul mecanicii mediilor deformabile, a fizicii mediilor continue și a teoriei câmpurilor, iar, pe de altă parte, nivelul mereu mai ridicat al tehnicii de calcul, care oferă posibilitatea aducerii calculelor până la nivelul de precizie dorit.

Metoda elementelor finite cunoaște, până în prezent, 4 procedee de formulare a ecuației fundamentale:

1. Formularea directă, derivată din mecanica structurilor pe baza formulării matriceale a metodei deplasărilor.
2. Formularea variațională, care constă în minimizarea energiei potențiale a solidului elastic, în baza principiului valorii staționare a energiei potențiale. Spre deosebire de procedeul direct, formularea variațională a extins aplicarea metodei și la alte categorii de probleme pentru care se poate defini o funcțională și un criteriu de staționare.

3. Formularea reziduală, pe baza teoriei reziduurilor ponderate, care permite abordarea problemelor liniare, neliniare, de propagare și de valori proprii într-o exprimare unitară, cu caracter generalizat, și dă posibilitatea rezolvării unor probleme ce nu pot fi caracterizate variațional, înlocuind criteriul de minimizare a energiei potențiale prin minimizarea reziduului.

4. Formularea pe baza bilanțului energetic, care, pornind de la prima lege a termodinamicii, permite abordarea problemelor liniare și neliniare ce caracterizează fenomenele din mecanica mediilor continue, ale câmpurilor termice și electromagnetice, dezvoltând considerabil gama de probleme ce pot fi investigate prin metoda elementelor finite.

În inginerie aplicațiile metodei elementelor finite pot fi grupate în trei clase de probleme:

a) probleme de echilibru sau de regim staționar, în care funcția sau funcțiile necunoscute nu depind de timp. Aici se încadrează de exemplu studiul comportării elastice a corpurilor în regim static, problemele de transfer de căldură în regim staționar, studiul regimurilor staționare de curgere a lichidelor, etc.

b) probleme de valori proprii în care parametrii sunt de asemenea independenți de timp și în care se determină anumite valori critice ale parametrilor în condițiile respectării configurației de echilibru. În mecanica structurilor asemenea probleme sunt calculul frecvențelor naturale, în hidraulică calculul regimurilor de curgere laminară.

c) probleme de propagare sau de regim tranzitoriu, în care funcțiile necunoscute sunt dependente de timp. Studiul dinamic al comportării elastice și neelastice a structurilor, transferul căldurii în

---

regim tranzitoriu, regimuri de curgere nestaționare a lichidelor sunt exemple de asemenea probleme.

Principalele avantaje ale metodei elementelor finite sunt:

- posibilitatea de a modela forme neregulate prin folosirea de elemente finite cu forme și dimensiuni diferite, adecvate configurației geometrice a corpului studiat;
- posibilitatea de a trata fără nici o dificultate probleme în care proprietățile fizice ale corpului variază, cum este cazul materialelor neomogene, anizotrope, compozite, stratificate, etc;
- posibilitatea adaptării dimensiunilor elementelor finite la mărimea gradientului funcției studiate;
- posibilitatea considerării oricăror condiții la limită pentru problema studiată;
- posibilitatea elaborării unor algoritmi și programe cu grad mare de generalitate, apte să rezolve o gamă largă de probleme dintr-un anumit domeniu de specialitate sau chiar din mai multe domenii.

Metoda elementelor finite are și unele dezavantaje, din care mai importante sunt:

- datele de intrare sunt în general numeroase, astfel că este necesar un efort relativ mare pentru pregătirea și introducerea lor. Pentru ușurarea muncii de introducere a datelor de intrare au fost elaborate programe de preprocesare;
- rezultatele se obțin sub forma unei ample colecții de valori numerice ale funcției sau funcțiilor studiate, într-un număr relativ mare de noduri, încât analiza comportării structurii sau corpului impune studiul atent al acestei mulțimi de numere. Pentru facilitarea analizării rezultatelor au fost elaborate programe de postprocesare, care în general exploatează facilitățile grafice ale sistemelor moderne

---

de calcul, furnizând rezultatele nu numai numeric ci și grafic, sub formă de curbe, diagrame, etc.

- calitatea rezultatelor depinde de experiența și abilitatea utilizatorului de a elabora un model cu elemente finite pentru problema studiată.

În funcție de natura problemei, metoda elementelor finite se folosește pentru studiul unei structuri, al unui corp, al unei piese, al unui mediu.

Pentru rezolvarea unei probleme prin metoda elementului finit se efectuează operații grupate convențional într-un număr de etape. O parte din etape sunt parcurse în faza de analiză a problemei iar o altă parte sunt realizate de programul de calcul.

În prima etapă analistul alege tipul sau tipurile de elemente finite adecvate problemei de rezolvat, apoi împarte structura în elemente finite. Această operație se numește discretizare și poate fi făcută și cu ajutorul calculatorului. Tipul de element finit este definit de mai multe caracteristici, cum sunt: numărul de dimensiuni (uni-, bi-, tridimensional), numărul de noduri ale elementului, funcțiile de aproximare asociate și altele. Alegerea tipului de element finit are mare importanță pentru necesarul de memorie internă, efortul de calcul impus calculatorului și pentru calitatea rezultatelor.

Elementele finite sunt legate între ele prin noduri, analiza modului de comportare a structurii sub efectul acțiunii exterioare urmând să se facă pe modelul fizic discret.

După discretizarea structurilor, urmează etapa de introducere a modelului fizic și a încărcărilor ce solicită structura într-o bază de date în calculator.

---

### **2.3. DISCRETIZAREA STRUCTURILOR BATIURILOR STRUNGURILOR SN400.3-500.3 , SP 250 CNC**

Obținerea unei precizii de calcul cât mai mari implică discretizarea unei structuri printr-un număr cât mai ridicat de noduri respectiv plăci, însă practic începînd cu un anumit număr de elemente, rezoluția de calcul nu mai crește semnificativ odată cu creșterea numărului de elemente.

La discretizarea structurilor studiate, s-a folosit ca tip de element finit placa plană tridimensională, considerîndu-se că datorită faptului că batiurile strungurilor studiate sunt compuse în majoritate din suprafețe plane tipul de element finit ales va aproxima suficient de exact structurile reale.

În urma unor încercări asupra structurilor batiurilor de strung SN 400.3-500.3 și SP 250 CNC încărcate cu forțe simple a fost stabilit numărul de noduri și plăci optim, o discretizare cu pas mai mic neinfluențînd semnificativ precizia calculului.

În cazul strungului SN 400.3-500.3, structura a fost discretizată într-un număr de 455 noduri care definesc un număr de 407 plăci.(\*2)

La discretizarea structurii înclinate SP 250 CNC s-au utilizat un număr de 641 de noduri definindu-se cu ajutorul lor 613 plăci.(\*3)

În urma rulărilor efectuate, deformațiile rezultate pentru fiecare caz de încărcare în parte sunt date în anexele lucrării.

La rularea structurii strungului normal s-a constatat că, cazul cel mai defavorabil, la care deformația rezultantă a fost maximă este cel corespunzător prinderii între vârfuri, cu poziția sculei așchietoare în zona păpușii mobile.

---

Pentru a avea o mărime de referință a fost calculată deformația rezultantă în secțiunea corespunzătoare vârfului cuțitului, aceasta fiind apoi proiectată pe direcția radială a piesei, obținându-se astfel eroarea pe piesă.

În urma analizei stării de tensiune au fost determinate zonele cu o solicitare foarte mică, zone în care structura a fost modificată în sensul scăderii rigidității și deci și a greutateii proprii, precum și zonele cu solicitări maxime, zone în care structura a fost întărită pentru a obține deformații minime.

Structura modificată a fost calculată la rândul ei în condiții identice de blocaje și încărcări, în scopul comparării cu structura inițială calculându-se și în acest caz deformația rezultantă în secțiunea cuțitului și eroarea corespunzătoare la piesă.

Comparând rezultatul rulărilor pe structura existentă și pe structura optimizată se constată o scădere a greutateii batiului cu 12% și o diminuare a erorilor pe piesă cu 21%.

În cazul structurii înclinate s-a constatat că deformația maximă corespunde cazului în care piesa este prinsă între vârfuri iar prelucrarea se execută în zona păpușii mobile.

Pentru structura înclinată s-a procedat în mod similar, în acest caz obținându-se o diminuare a greutateii cu 19% și a erorilor la piesă cu 6%.

## **2.4. CALCULUL FORȚELOR DE AȘCHIERE PENTRU STRUNGUL SN400.3-500.3**

În studiul comparativ al rigidității statice a structurii clasice, calculul forțelor de aşchiere s-a realizat prin două metode (\*2)

- determinarea forțelor de aşchiere pornind de la elementele regimului de aşchiere;

- determinarea forțelor de așchiere pornind de la puterea disponibilă a motorului electric;

A) Determinarea forțelor de așchiere pornind de la elementele regimului de așchiere

Pentru efectuarea calculelor se consideră că materialul piesei este OL45, piesa, având lungimea  $l = 1000$  mm, fiind prelucrată cu cuțit cu plăcuțe din carburi metalice P10 40x40 (STAS 6376-80) având durabilitatea economică  $T_e = 120$  min.(P1),(P2)

Diametrul maxim al unei piese care poate fi prelucrată pe strungul SN 400.3-500.3 este  $\Phi_{\max} = 400$  mm, deci diametrul de calcul al piesei este:

$$\Phi_{\text{calc}} = \frac{2}{3} \Phi_{\max} \text{ [mm]}$$

Se obține astfel un diametru de calcul:  $\Phi_{\text{calc}} = 266,666$  mm

În continuare, diametru se va considera:  $\Phi_{\text{calc}} = 266$  mm.

a) Alegerea adâncimii și avansului de așchiere

Pentru prelucrarea piesei, se alege o adâncime de așchiere  $a_p = 10$  mm , avans de așchiere recomandat, funcție de adâncimea de așchiere, materialul de prelucrat, diametrul piesei și tipul cuțitului fiind  $f = 0,5 \dots 0,8$  mm/rot. (P1)

În calcule se admite valoarea  $f = 0,6$  mm/rot.

b) Calculul vitezei de așchiere

Viteza optimă de așchiere se calculează cu relația:

$$v = \frac{C_v}{T_e^m a_p^{x_v} f^{y_v}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \cdot K_8 \cdot K_9 \text{ [m/min]}$$

unde:

$C_v$  - coeficient ce depinde de caracteristicile materialului de prelucrat și ale materialului sculei :

$$C_v = 60,8$$



---

$x_v$  - exponentul adîncimii de aşchiere:

$$x_v = 0,25$$

$y_v$  - exponentul avansului :

$$y_v = 0,66$$

$m$  - exponentul durabilităţii:

$$m = 0,125$$

$T_e$  - durabilitatea sculei:

$$T_e = 120 \text{ min}$$

$n$  - exponentul durtăţii materialului :

$$n = 1$$

$K_1$  - coeficient ce ţine seama de rezistenţa mecanică a materialului piesei:

$$K_1 = 1,35$$

$K_2$  - coeficient ce ţine seama de starea materialului piesei:

$$K_2 = 0,92$$

$K_3$  - coeficient ce ţine seama de materialul piesei:

$$K_3 = 1,25$$

$K_4$  - coeficient ce ţine seama de modul de obţinere al semifabricatului:

$$K_4 = 1$$

$K_5$  - coeficient ce ţine seama de unghiul de atac principal:

$$K_5 = 0,86$$

$K_6$  - coeficient ce ţine seama de raza la vîrf a cuţitului:

$$K_6 = 1$$

$K_7$  - coeficient ce ţine seama de secţiunea transversală a cuţitului:

$$K_7 = 1,08$$

$K_8$  - coeficient ce ţine seama de durabilitatea tăişului cuţitului:

$$K_8 = 0,96$$

$K_9$  - coeficient ce ține seama de calitatea plăcuței:

$$K_9 = 1$$

Viteza de așchiere va fi:

$$v = 180,784 \text{ m/min}$$

c) Calculul turației de lucru

Turația de lucru se calculează cu relația:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot \Phi_{\text{calc}}} \quad [\text{rot / min}]$$

Deci:

$$n = 216,335 \text{ rot/min}$$

d) Calculul forței de așchiere (\*1)

Relația de calcul a forței de așchiere este:

$$F_C = C_{FC} \cdot a_p^{X_{FC}} \cdot f^{Y_{FC}} \cdot K_{FC} \quad [N]$$

unde:

$C_{FC}$  - coeficient ce depinde de caracteristicile materialului piesei și ale materialului sculei :

$$C_{FC} = 214$$

$X_{FC}$  - exponentul adâncimii de așchiere:

$$X_{FC} = 1$$

$Y_{FC}$  - exponentul avansului de așchiere:

$$Y_{FC} = 0,75$$

$K_{FC}$  - coeficient de corecție a forței:

$$K_{FC} = K_{MF} \cdot K_{rF} \cdot K_{\chi F} \cdot K_{\gamma F}$$

unde:

$K_{MF}$  - coeficient ce ține seama de materialul piesei:

$$K_{MF} = 1,569$$

$K_{rF}$  - coeficient ce ține seama raza la vârf a cuțitului:

$$K_{rF} = 1$$

$K_{\chi F}$  - coeficient funcție de unghiul de atac principal:

$$K_{\chi F} = 0,76$$

$K_{\gamma F}$  - coeficient funcție de unghiul de degajare:

$$K_{\gamma F} = 1$$

Deci:

$$F_C = 2080,22 \text{ N}$$

e) Calculul puterii de așchiere necesare

Relația de calcul a puterii de așchiere este:

$$P_C = \frac{F_C \cdot v}{6000} \text{ [kW]}$$

Deci:

$$P_C = 6,627 \text{ kW}$$

B) Determinarea forțelor de așchiere pornind de la puterea disponibilă la motorul electric

Pentru strungul SN 400.3-500.3 puterea disponibilă la motorul electric este:

$$P_{ME} = 7,5 \text{ kW}$$

a) Calculul puterii la arborele principal

Relația de calcul a puterii la arborele principal este:

$$P_{AP} = P_{ME} \cdot \eta_{tot} \text{ [kW]}$$

unde:

$\eta_{tot}$  - randamentul total al transmisiilor:

$$\eta_{tot} = \eta_{tc} \cdot \eta_{rulm} \cdot \eta_{rd}$$

$\eta_{tc}$  - randamentul transmisiei cu curele:

$$\eta_{tc} = (\eta_c)^{n1}$$

$\eta_c$  - randamentul unei transmisii cu curele:

$$\eta_c = 0,93$$

624.568/1810

$n_1$  - numărul de curele al transmisiei:

$$n_1 = 3$$

$$\eta_{tc} = 0,804$$

$\eta_{rulm}$  - randamentul rulmenților:

$$\eta_{rulm} = (\eta_{1rulm})^{n_2}$$

$\eta_{1rulm}$  - randamentul unui rulment:

$$\eta_{1rulm} = 0,999$$

$n_2$  - numărul de rulmenți

$$n_2 = 11$$

$$\eta_{rulm} = 0,989$$

$\eta_{rd}$  - randamentul transmisiei cu roți dințate:

$$\eta_{rd} = (\eta_{1rd})^{n_3}$$

$\eta_{1rd}$  - randamentul unei transmisii cu roți dințate

$$\eta_{1rd} = 0,99$$

$n_3$  - numărul de transmisii cu roți dințate:

$$n_3 = 4$$

$$\eta_{rd} = 0,96$$

Deci randamentul total al transmisiei este:

$$\eta_{tot} = 0,763$$

Puterea la arborele principal este:

$$P_{AP} = 5,722 \text{ kW}$$

b) Calculul forței de așchiere

Considerând viteza de așchiere calculată la pct. A, forța de așchiere este:

$$F_C = \frac{6000 \cdot P_{AP}}{v} \text{ [N]}$$

Deci:

$$F_C = 1899,26 \text{ N}$$

Determinarea componentelor pe direcțiile OX și OY ale forței de așchiere se face considerând cazul cel mai defavorabil, adică cazul în care forța de așchiere are valoarea cea mai mare. Deci valoarea forței de așchiere va fi:

$$F_C = 2080 \text{ N}$$

Componentele pe celelalte două direcții se calculează cu relațiile:

$$F_f = 0,2 \cdot F_C$$

$$F_p = 0,25 \cdot F_C$$

Vom avea următoarele valori ale componentelor forței de așchiere:

$$F_f = 416 \text{ N}$$

$$F_p = 520 \text{ N}$$

$$F_C = 2080 \text{ N}$$

forța de așchiere totală având valoarea:

$$F = \sqrt{F_f^2 + F_p^2 + F_C^2} \text{ [N]} \quad ;$$

$$F = 2184 \text{ N}$$

unde:  $F_f$  - forța de avans;

$F_p$  - forța pasivă (radială);

$F_C$  - forța de așchiere;

## **2.5 DISTRIBUȚIA SOLICITĂRILOR PE STRUCTURA CLASICĂ SN400.3-500.3**

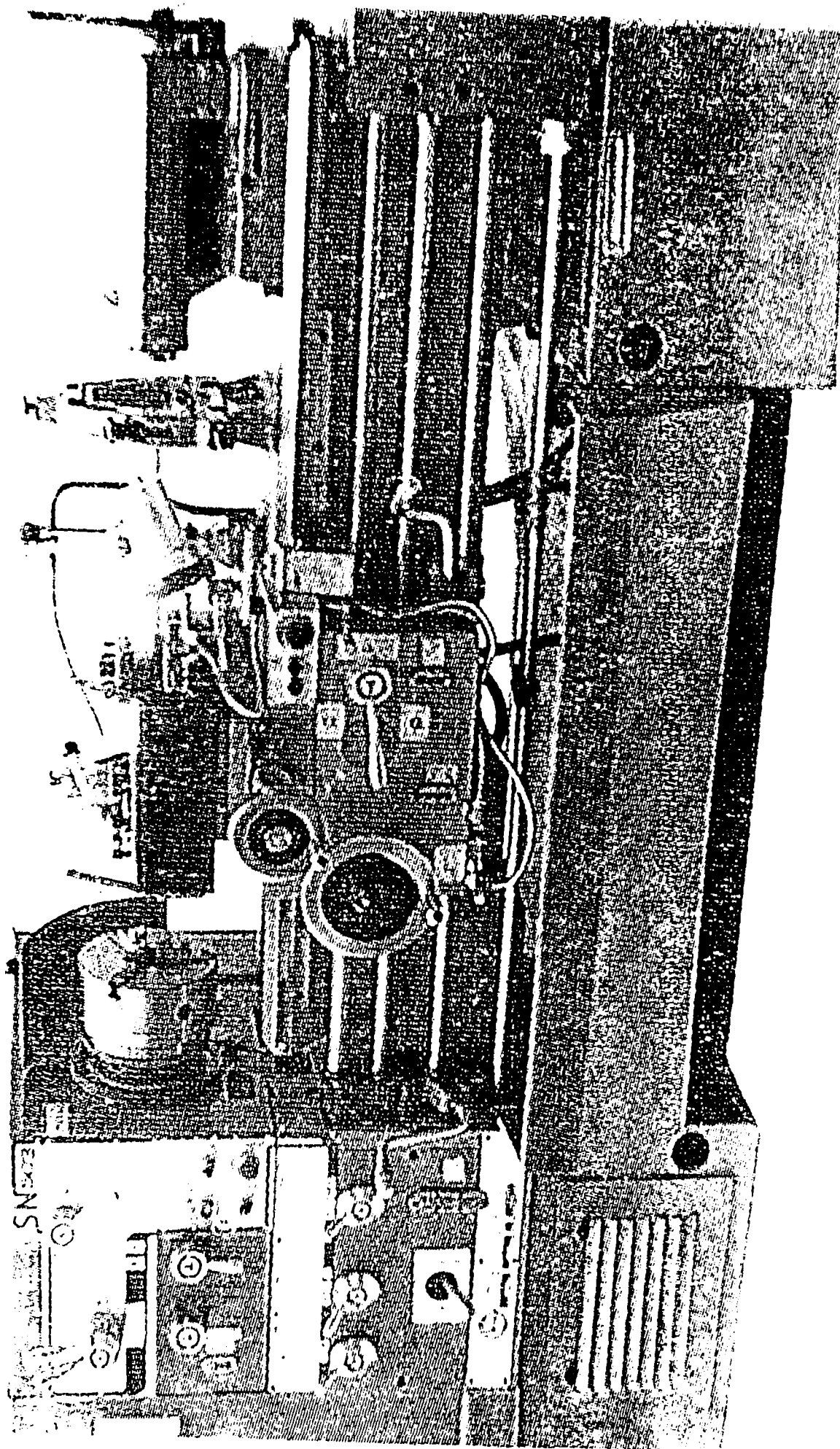
Batiul strungului cu structură clasică este supus unor solicitări complexe generate de către forțele din procesul de așchiere, forțele de frecare precum și componentele greutateilor proprii ale diverselor subansamble ale mașinii unelte.

Pentru a obține valorile forțelor care solicită structura în timpul prelucrării se consideră cele trei cazuri posibile de prindere a piesei:

A - piesă prinsă în universal

B - piesă prinsă între vârfuri

C - piesă prinsă în universal și vârf (prindere combinată)



## 2.5.1. CALCULUL REACȚIUNILOR DETERMINATE DE FORȚELE DE AȘCHIERE LA VÂRFUL SCULEI AȘCHietoARE ȘI ÎN DISPOZITIVELE DE PRINDERE

Pentru fiecare variantă în parte s-au luat în considerare mai multe situații generate de poziția vârfului sculei așchietoare în lungul piesei prelucrate.

### A. PIESA PRINSĂ ÎN UNIVERSAL

Distanța la care se consideră vârful cuțitului este:

$$x = 1\text{ m}$$

Conform fig. 2.1 se pot scrie ecuațiile de echilibru pentru forțe și momente pentru determinarea reacțiilor la universal:

$$\Sigma F_f = 0 \quad : \quad N_f - F_f = 0 \quad \Rightarrow \quad N_f = 416 \text{ N}$$

$$\Sigma F_p = 0 \quad : \quad V_p - F_p = 0 \quad \Rightarrow \quad V_p = 520 \text{ N}$$

$$\Sigma F_c = 0 \quad : \quad V_c - F_c = 0 \quad \Rightarrow \quad V_c = 2080 \text{ N}$$

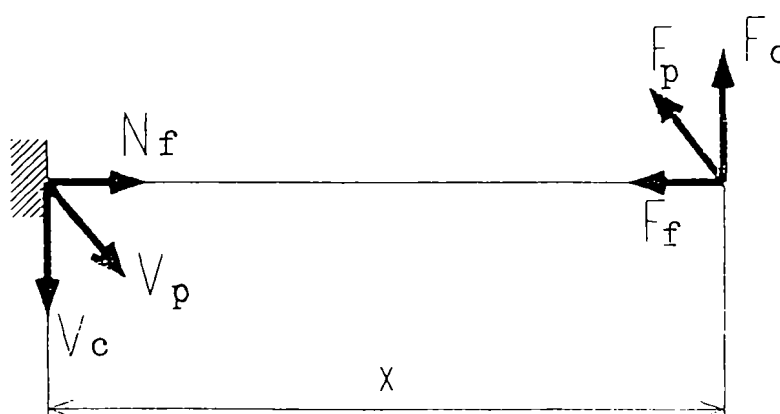


fig2.1

$$\Sigma M_f = 0 \quad M_f = 0 \quad \Rightarrow \quad M_f = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 \quad : \quad M_p - F_p \cdot x = 0 \quad \Rightarrow \quad M_p = 520 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_c = 0 \quad M_c - F_c \cdot x = 0 \quad \Rightarrow \quad M_c = 2080 \text{ Nm}$$

## B. PIESĂ PRINSĂ ÎNTRE VÂRFURI

La prinderea între vîrfuri se consideră trei poziții ale vârfului sculei pe piesă:

$$x = 0,25 \text{ m}; \quad x = 0,5 \text{ m}; \quad x = 0,75 \text{ m};$$

poziții măsurate față de punctul de referință al mașinii unelte (intersecția planului frontal al dispozitivului de prindere cu axa geometrică a arborelui principal).

Conform figurii 2.2 se pot scrie ecuațiile de echilibru pentru forțe și momente pentru calculul reacțiunilor din vîrfuri:

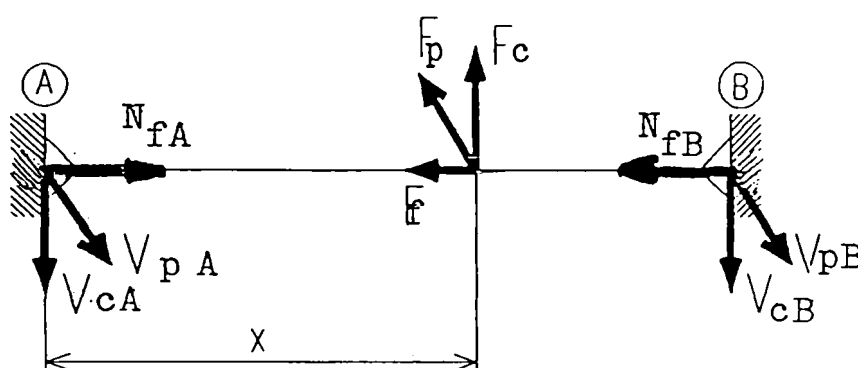


fig 2.2

$$\Sigma F_f = 0 : -N_{fA} + F_f + N_{fB} = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : V_{pA} + V_{pB} - F_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : V_{cA} + V_{cB} - F_c = 0$$

$$\Sigma M_f = 0 : M_f = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 : F_p \cdot x - V_{pB} \cdot l = 0$$

$$\Sigma M_c = 0 : F_c \cdot x - V_{cB} \cdot l = 0$$

Sistemul este static nedeterminat, pentru rezolvarea acestuia fiind necesară o ecuație suplimentară care rezultă din condiția asigurării unei forțe de strângere controlată la pinola păpușii mobile, adică  $N_{fB} = 70 \text{ daN}$ .



CAZ I  $x=0,25\text{m}$

$$N_{fA} = 284 \text{ N}$$

$$N_{fB} = 700 \text{ N}$$

$$V_{pA} = 390 \text{ N}$$

$$V_{pB} = 130 \text{ N}$$

$$V_{cA} = 1560 \text{ N}$$

$$V_{cB} = 520 \text{ N}$$

CAZ II  $x = 0,5\text{m}$

$$N_{fA} = 284 \text{ N}$$

$$N_{fB} = 700 \text{ N}$$

$$V_{pA} = 260 \text{ N}$$

$$V_{pB} = 260 \text{ N}$$

$$V_{cA} = 1040 \text{ N}$$

$$V_{cB} = 1040 \text{ N}$$

CAZ III  $x = 0,75\text{m}$

$$N_{fA} = 284 \text{ N}$$

$$N_{fB} = 700 \text{ N}$$

$$V_{pA} = 130 \text{ N}$$

$$V_{pB} = 390 \text{ N}$$

$$V_{cA} = 520 \text{ N}$$

$$V_{cB} = 1560 \text{ N}$$

### C. PIESĂ PRINSĂ ÎN UNIVERSAL ȘI VÂRF

La fel ca și la prinderea între vârfuri și în acest caz se consideră trei poziții ale vârfului sculei în raport cu piesa, măsurate de la universal spre vârf.

Conform fig. 2.3 se pot scrie ecuațiile de echilibru pentru forțe și momente:

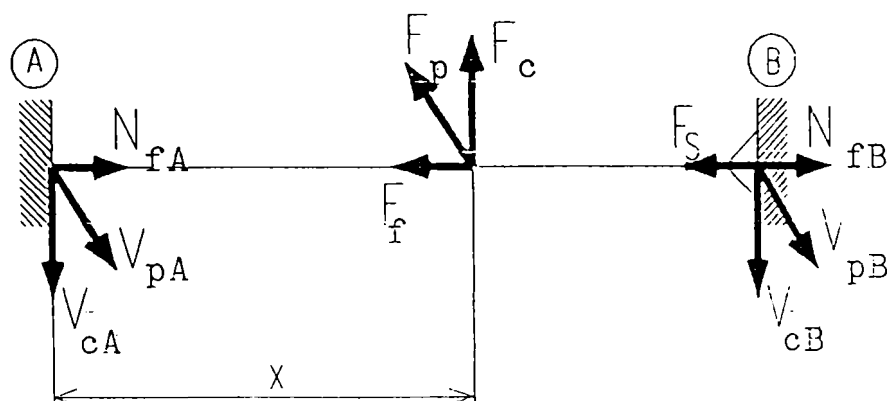


fig 2.3

$$\Sigma F_f = 0: N_{fA} + N_{fB} - F_f - F_s = 0$$

$$\Sigma F_p = 0: V_{pA} + V_{pB} - F_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0: V_{CA} + V_{CB} - F_C = 0$$

$$\Sigma M_f = 0: M_f = 0$$

$$\Sigma M_p = 0: M_{pA} - F_p \cdot x + V_{pB} \cdot l = 0$$

$$\Sigma M_C = 0: M_{CA} - F_C \cdot x + V_{CB} \cdot l = 0$$

Sistemul fiind static nedeterminat, pentru înlăturarea nedeterminării se procedează analog cu cazul precedent.

CAZ I $x = 0,25m$	CAZ II $x = 0,5m$	CAZ III $x = 0,75m$
$N_{fA} = 837 \text{ N}$	$N_{fA} = 558 \text{ N}$	$N_{fA} = 279 \text{ N}$
$N_{fB} = 279 \text{ N}$	$N_{fB} = 558 \text{ N}$	$N_{fB} = 837 \text{ N}$
$V_{pA} = 476,66 \text{ N}$	$V_{pA} = 433,33 \text{ N}$	$V_{pA} = 390 \text{ N}$
$V_{pB} = 43,33 \text{ N}$	$V_{pB} = 86,66 \text{ N}$	$V_{pB} = 130 \text{ N}$
$V_{CA} = 1906,66 \text{ N}$	$V_{CA} = 1733,33 \text{ N}$	$V_{CA} = 1560 \text{ N}$
$V_{CB} = 173,33 \text{ N}$	$V_{CB} = 346,66 \text{ N}$	$V_{CB} = 520 \text{ N}$
$M_{pA} = 86,66 \text{ Nm}$	$M_{pA} = 173,33 \text{ Nm}$	$M_{pA} = 260 \text{ Nm}$
$M_{CA} = 346,66 \text{ Nm}$	$M_{CA} = 693,33 \text{ Nm}$	$M_{CA} = 1040 \text{ Nm}$

## 2.5.2. CALCULUL REACȚIUNILOR PE BATIU

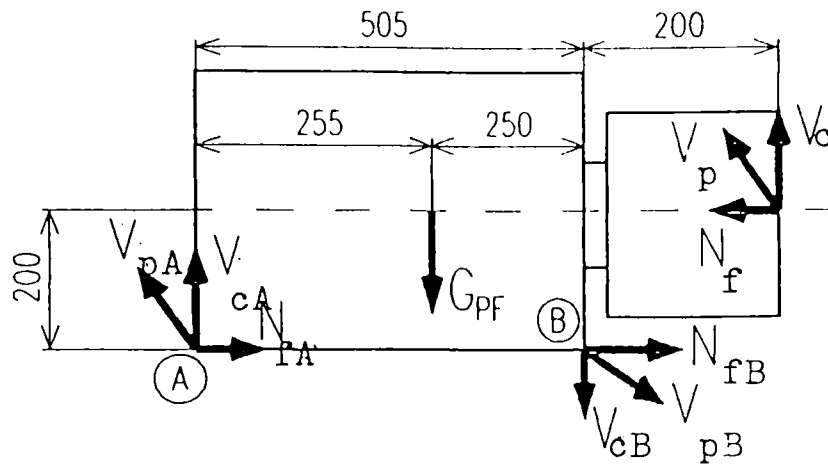
### 2.5.2.1. CALCULUL REACȚIUNILOR PE BATIU SUB PĂPUȘA FIXĂ

Calculul forțelor cu care păpușa fixă acționează asupra batiului a fost efectuat pentru fiecare caz de încărcare în parte, luându-se în considerare valorile calculate pentru reacțiunile de la universal respectiv vârf și greutatea proprie a păpușii fixe.

În fiecare caz în parte au fost studiate reacțiunile într-un plan care conține axa arborelui principal, iar la distribuția acestora pe structură fiecare reacțiune corespunde în plan transversal cu cele două reacțiuni din reazeme.

CAZUL I : piesa prinsă în universal

Pentru calculul reacțiunilor în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe, se consideră fig. 2.4 :



$$\Sigma F_f = 0 : N_f - N_{fB} - N_{fA} = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : V_{pA} + V_{pB} - V_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : V_{cA} - V_{cB} + V_c - G_{PF} = 0$$

$$\Sigma M_{pA} = 0 : V_p \cdot 705 - V_{pB} \cdot 505 = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0 : G_{PF} \cdot 255 + V_{cB} \cdot 505 - V_c \cdot 705 = 0$$

Sistemul este static nedeterminat, rezolvarea lui făcându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA} = 166,4 \text{ N} & V_{pA} = 205,9 \text{ N} & V_{cA} = 2541 \text{ N} \\ N_{fB} = 249,6 \text{ N} & V_{pB} = 725,9 \text{ N} & V_{cB} = 379 \text{ N} \end{array}$$

Reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe se determină astfel:

Planul A - A:

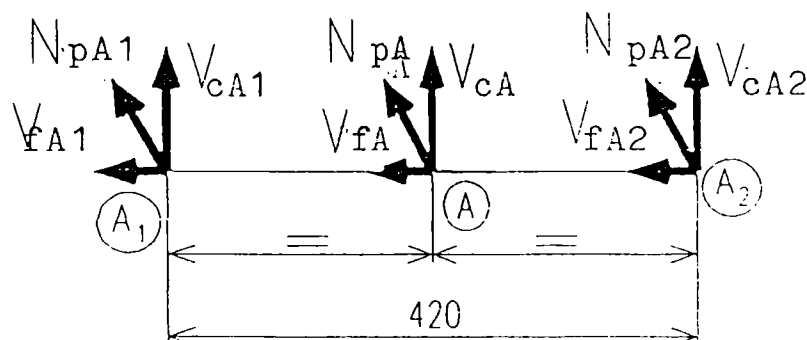


fig.2.5

$$\Sigma F_f = 0 : N_{fA1} + N_{fA2} = N_{fA}$$

$$\Sigma F_p = 0 : V_{pA1} + V_{pA2} - V_{pA} = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 : V_{CA1} + V_{CA2} - V_{CA} = 0$$

$$\Sigma M_{fA1} = 0 : N_{fA2} \cdot 420 - N_{fA} \cdot 210 = 0$$

$$\Sigma M_{CA1} = 0 : V_{CA2} \cdot 420 - V_{CA} \cdot 210 = 0$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA1} = 83,2 \text{ N} & V_{pA1} = 123,54 \text{ N} & V_{CA1} = 1270,5 \text{ N} \\ N_{fA2} = 83,2 \text{ N} & V_{pA2} = 82,36 \text{ N} & V_{CA2} = 1270,5 \text{ N} \end{array}$$

Planul B - B:

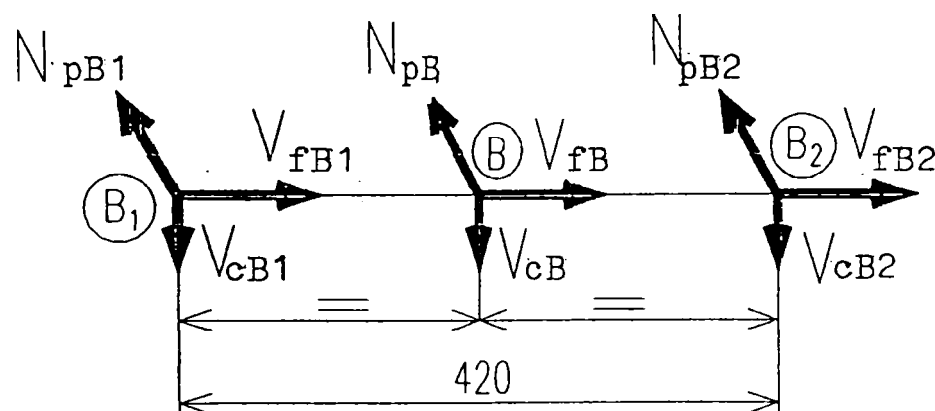


fig.2.6

$$\Sigma F_f = 0 : N_{fB1} + N_{fB2} = N_{fB}$$

$$\Sigma F_p = 0 : V_{pB1} + V_{pB2} - V_{pB} = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 : V_{CB1} + V_{CB2} - V_{CB} = 0$$

$$\Sigma M_{fB1} = 0 : N_{fB2} \cdot 420 - N_{fB} \cdot 210 = 0$$

$$\Sigma M_{CB1} = 0 : V_{CB2} \cdot 420 - V_{CB} \cdot 210 = 0$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fB1} = 124,8 \text{ N} & V_{pB1} = 290,36 \text{ N} & V_{CB1} = 189,5 \text{ N} \\ N_{fB2} = 124,8 \text{ N} & V_{pB2} = 435,54 \text{ N} & V_{CB2} = 189,5 \text{ N} \end{array}$$

CAZUL II.1 : piesa prinsă între vârfuri  $x = 0,25m$

Pentru calculul reacţiunilor în cele patru puncte de prindere ale păpuşii fixe, se consideră figura 2.6 de mai jos:

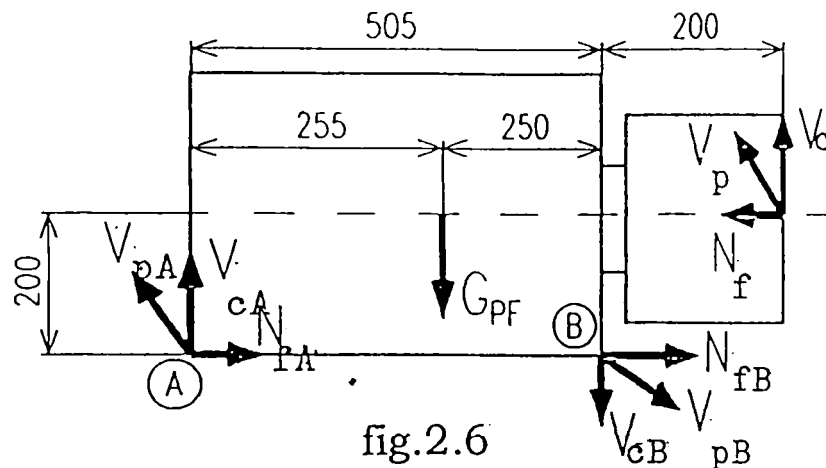


fig.2.6

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_f - N_{fB} - N_{fA} = 0 \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA} - V_{pB} + V_p = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{cA} + V_{cB} + V_C - G_{PF} = 0 \\ \Sigma M_{pA} = 0 & : V_p \cdot 705 - V_{pB} \cdot 505 = 0 \\ \Sigma M_{CA} = 0 & : G_{PF} \cdot 255 - V_{cB} \cdot 505 - V_C \cdot 705 = 0 \end{aligned}$$

Sistemul este static nedeterminat, rezolvarea lui făcându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$\begin{aligned} \Rightarrow \quad N_{fA} &= 113,6 \text{ N} & V_{pA} &= 154,45 \text{ N} & V_{cA} &= 3094 \text{ N} \\ N_{fB} &= 170,4 \text{ N} & V_{pB} &= 544,45 \text{ N} & V_{cB} &= 346,9 \text{ N} \end{aligned}$$

Reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe se determină astfel:

Planul A - A:

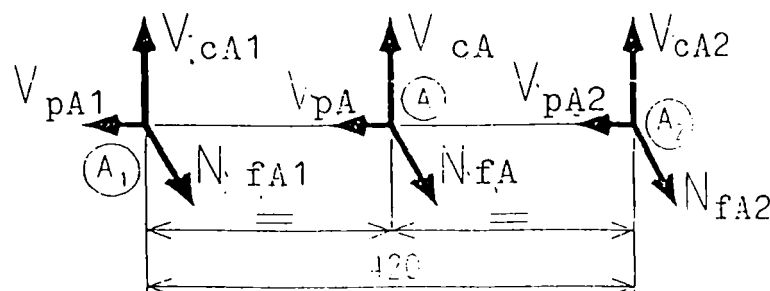


fig.2.7

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fA1} + N_{fA2} = N_{fA} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA1} + V_{pA2} - V_{pA} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CA1} + V_{CA2} - V_{CA} = 0 \\ \Sigma M_{fA1} = 0 & : N_{fA2} \cdot 420 - N_{fA} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CA1} = 0 & : V_{CA2} \cdot 420 - V_{CA} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\begin{aligned} \Rightarrow \quad N_{fA1} &= 56,8 \text{ N} & V_{pA1} &= 92,67 \text{ N} & V_{CA1} &= 1547 \text{ N} \\ N_{fA2} &= 56,8 \text{ N} & V_{pA2} &= 61,78 \text{ N} & V_{CA2} &= 1547 \text{ N} \end{aligned}$$

Planul B - B:

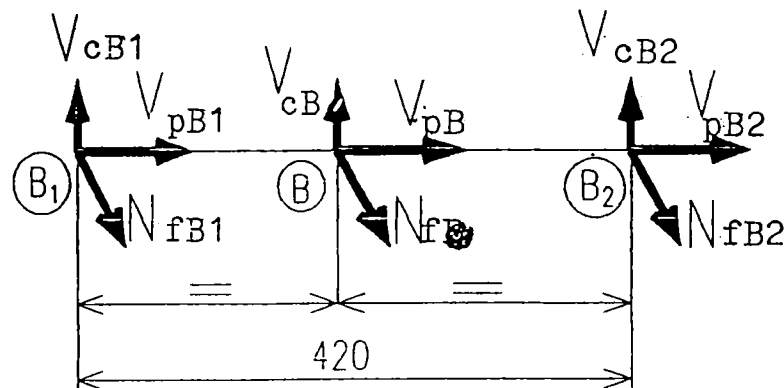


fig.2.8

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fB1} + N_{fB2} = N_{fB} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pB1} + V_{pB2} - V_{pB} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CB1} + V_{CB2} - V_{CB} = 0 \\ \Sigma M_{fB1} = 0 & : N_{fB2} \cdot 420 - N_{fB} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CB1} = 0 & : V_{CB2} \cdot 420 - V_{CB} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fB1} = 85,2 \text{ N} & V_{pB1} = 217,78 \text{ N} & V_{cB1} = 173,45 \text{ N} \\ N_{fB2} = 85,2 \text{ N} & V_{pB2} = 326,67 \text{ N} & V_{cB2} = 173,45 \text{ N} \end{array}$$

CAZUL II.2 : piesa prinsă între vârfuri  $x = 0,5\text{m}$

Pentru a calcula reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe, se consideră figura 2.9:

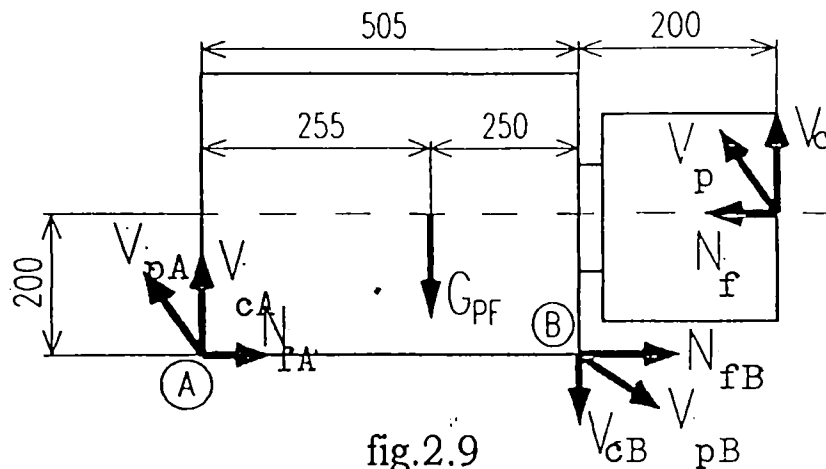


fig.2.9

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_f - N_{fA} + N_{fB} = 0 \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA} - V_{pB} + V_p = 0 \\ \Sigma F_c = 0 & : V_{cA} + V_{cB} + V_c - G_{PF} = 0 \\ \Sigma M_{pA} = 0 & : V_p \cdot 705 - V_{pB} \cdot 505 = 0 \\ \Sigma M_{cA} = 0 & : G_{PF} \cdot 255 - V_{cB} \cdot 505 - V_c \cdot 705 = 0 \end{aligned}$$

Sistemul este static nedeterminat, rezolvarea lui făcându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA} = 113,6 \text{ N} & V_{pA} = 102,9 \text{ N} & V_{cA} = 2887,2 \text{ N} \\ N_{fB} = 170,4 \text{ N} & V_{pB} = 362,9 \text{ N} & V_{cB} = 1072,8 \text{ N} \end{array}$$

Reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe se determină astfel:

Planul A - A:

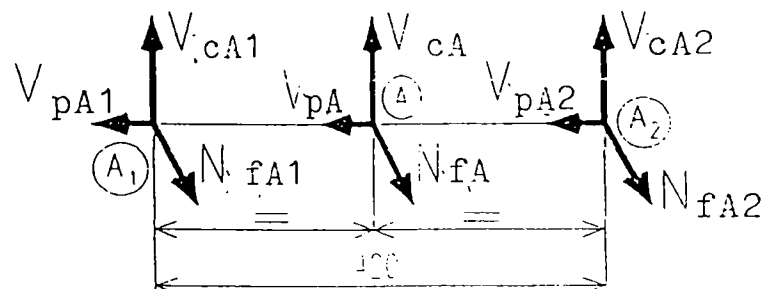


fig.2.10

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fA1} + N_{fA2} = N_{fA} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA1} + V_{pA2} - V_{pA} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CA1} + V_{CA2} - V_{CA} = 0 \\ \Sigma M_{fA1} = 0 & : N_{fA2} \cdot 420 - N_{fA} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CA1} = 0 & : V_{CA2} \cdot 420 - V_{CA} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA1} = 56,8 \text{ N} & V_{pA1} = 61,74 \text{ N} & V_{CA1} = 1443,6 \text{ N} \\ N_{fA2} = 56,8 \text{ N} & V_{pA2} = 41,16 \text{ N} & V_{CA2} = 1443,6 \text{ N} \end{array}$$

Planul B - B:

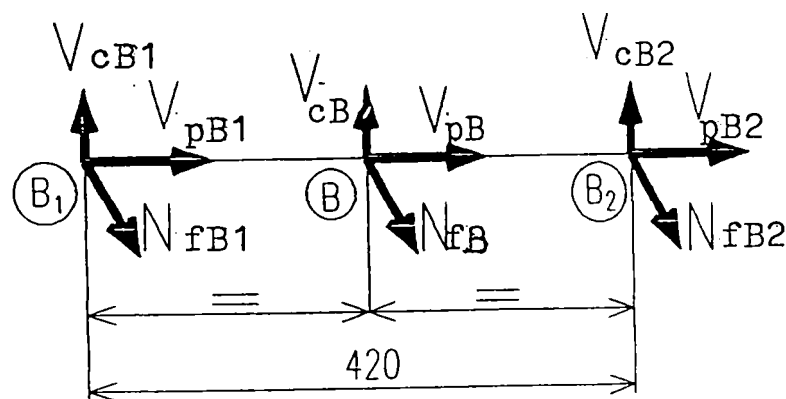


fig.2.11

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fB1} + N_{fB2} = N_{fB} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pB1} + V_{pB2} - V_{pB} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CB1} + V_{CB2} - V_{CB} = 0 \\ \Sigma M_{fB1} = 0 & : N_{fB2} \cdot 420 - N_{fB} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CB1} = 0 & : V_{CB2} \cdot 420 - V_{CB} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fB1} = 85,2 \text{ N} & V_{pB1} = 145,16 \text{ N} & V_{CB1} = 536,4 \text{ N} \\ N_{fB2} = 85,2 \text{ N} & V_{pB2} = 217,74 \text{ N} & V_{CB2} = 536,4 \text{ N} \end{array}$$



CAZUL II.3 : piesa prinsă între vârfuri  $x = 0,75m$

Pentru a calcula reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe, se consideră figura 2.12:

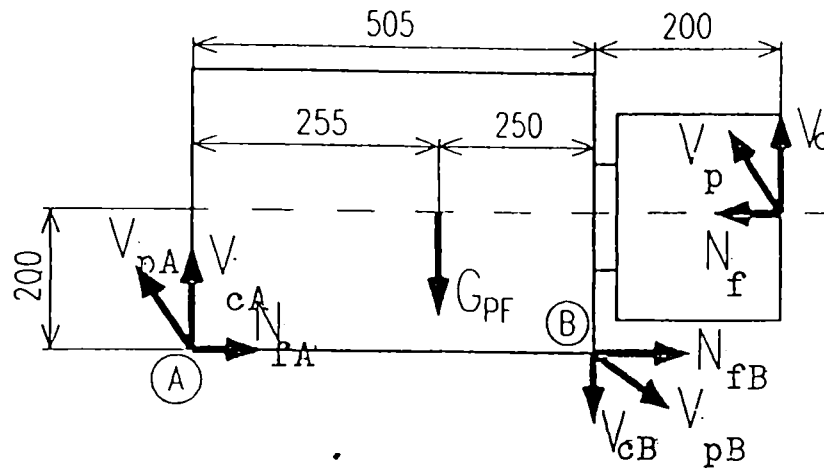


fig.2.12

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_f - N_{fA} + N_{fB} = 0 \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA} - V_{pB} + V_p = 0 \\ \Sigma F_c = 0 & : V_{cA} + V_{cB} + V_c - G_{PF} = 0 \\ \Sigma M_{pA} = 0 & : V_p \cdot 705 - V_{pB} \cdot 505 = 0 \\ \Sigma M_{cA} = 0 & : G_{PF} \cdot 255 - V_{cB} \cdot 505 - V_c \cdot 705 = 0 \end{aligned}$$

Sistemul este static nedeterminat, rezolvarea lui făcându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA} = 113,6 \text{ N} & V_{pA} = 51,4 \text{ N} & V_{cA} = 2681,2 \text{ N} \\ N_{fB} = 170,4 \text{ N} & V_{pB} = 181,4 \text{ N} & V_{cB} = 1798,8 \text{ N} \end{array}$$

Reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe se determină astfel:

Planul A - A:

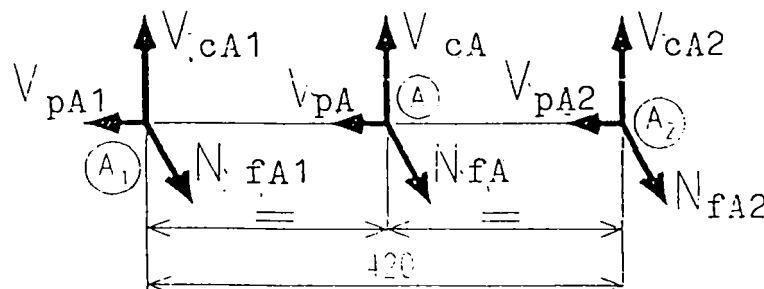


fig.2.13

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fA1} + N_{fA2} = N_{fA} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA1} + V_{pA2} - V_{pA} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CA1} + V_{CA2} - V_{CA} = 0 \\ \Sigma M_{fA1} = 0 & : N_{fA2} \cdot 420 - N_{fA} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CA1} = 0 & : V_{CA2} \cdot 420 - V_{CA} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\begin{aligned} \Rightarrow \quad N_{fA1} &= 56,8 \text{ N} & V_{pA1} &= 30,84 \text{ N} & V_{CA1} &= 1340,6 \text{ N} \\ N_{fA2} &= 56,8 \text{ N} & V_{pA2} &= 20,56 \text{ N} & V_{CA2} &= 1340,6 \text{ N} \end{aligned}$$

Planul B - B:

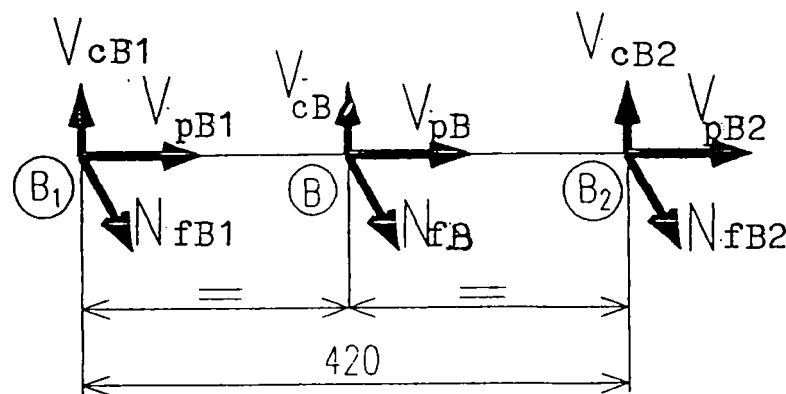


fig.2.14

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fB1} + N_{fB2} = N_{fB} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pB1} + V_{pB2} - V_{pB} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CB1} + V_{CB2} - V_{CB} = 0 \\ \Sigma M_{fB1} = 0 & : N_{fB2} \cdot 420 - N_{fB} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CB1} = 0 & : V_{CB2} \cdot 420 - V_{CB} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\begin{aligned} \Rightarrow \quad N_{fB1} &= 85,2 \text{ N} & V_{pB1} &= 72,56 \text{ N} & V_{CB1} &= 899,4 \text{ N} \\ N_{fB2} &= 85,2 \text{ N} & V_{pB2} &= 108,84 \text{ N} & V_{CB2} &= 899,4 \text{ N} \end{aligned}$$

CAZUL III.1 : piesa prinsă în universal și vârf  $x = 0,25m$

Pentru a calcula reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe, se consideră figura 2.15:

$$\Sigma F_f = 0 : N_f - N_{fA} - N_{fB} = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : V_{pA} - V_{pB} + V_p = 0$$

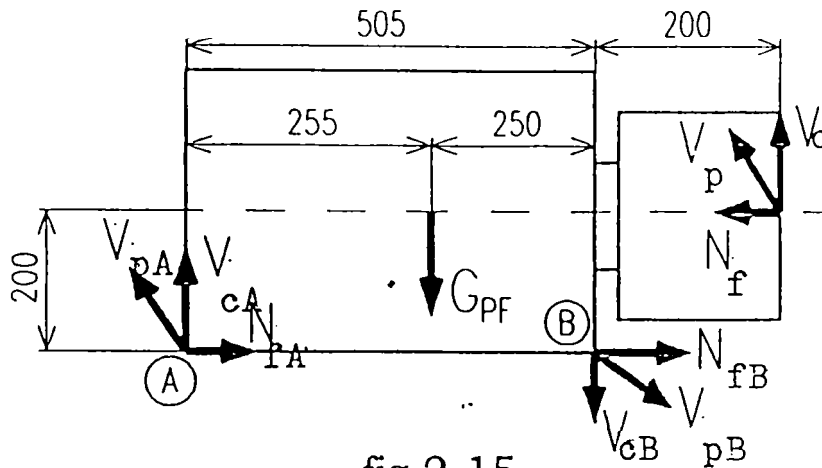


fig.2.15

$$\Sigma F_c = 0 : V_{cA} - V_{cB} + V_c - G_{PF} = 0$$

$$\Sigma M_{pA} = 0 : V_p \cdot 705 - V_{pB} \cdot 505 = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0 : G_{PF} \cdot 255 + V_{cB} \cdot 505 - V_c \cdot 705 = 0$$

Sistemul este static nedeterminat, rezolvarea lui făcându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA} = 334,8 \text{ N} & V_{pA} = 188,7 \text{ N} & V_{cA} = 3230,3 \text{ N} \\ N_{fB} = 502,2 \text{ N} & V_{pB} = 665,3 \text{ N} & V_{cB} = 136,9 \text{ N} \end{array}$$

Reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe se determină astfel:

Planul A - A:

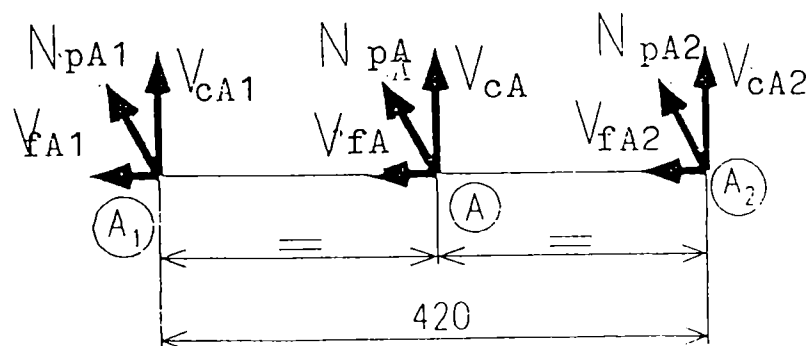


fig.2.16

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fA1} + N_{fA2} = N_{fA} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA1} + V_{pA2} - V_{pA} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CA1} + V_{CA2} - V_{CA} = 0 \\ \Sigma M_{fA1} = 0 & : N_{fA2} \cdot 420 - N_{fA} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CA1} = 0 & : V_{CA2} \cdot 420 - V_{CA} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA1} = 167,4 \text{ N} & V_{pA1} = 113,2 \text{ N} & V_{CA1} = 1615,1 \text{ N} \\ N_{fA2} = 167,4 \text{ N} & V_{pA2} = 75,4 \text{ N} & V_{CA2} = 1615,1 \text{ N} \end{array}$$

Planul B - B:

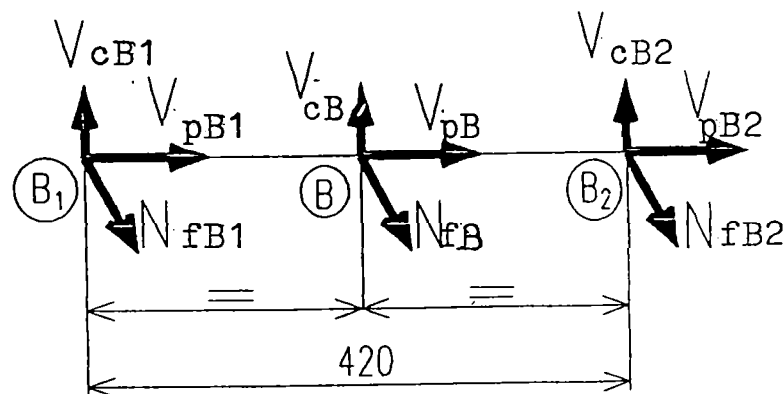


fig.2.17

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fB1} + N_{fB2} = N_{fB} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pB1} + V_{pB2} - V_{pB} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CB1} + V_{CB2} - V_{CB} = 0 \\ \Sigma M_{fB1} = 0 & : N_{fB2} \cdot 420 - N_{fB} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CB1} = 0 & : V_{CB2} \cdot 420 - V_{CB} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fB1} = 251,1 \text{ N} & V_{pB1} = 262,1 \text{ N} & V_{CB1} = 68,4 \text{ N} \\ N_{fB2} = 251,1 \text{ N} & V_{pB2} = 393,1 \text{ N} & V_{CB2} = 68,4 \text{ N} \end{array}$$

CAZUL III.2 : piesa prinsă în universal și vârf  $x = 0,5m$

Pentru a calcula reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe, se consideră figura 2.18:

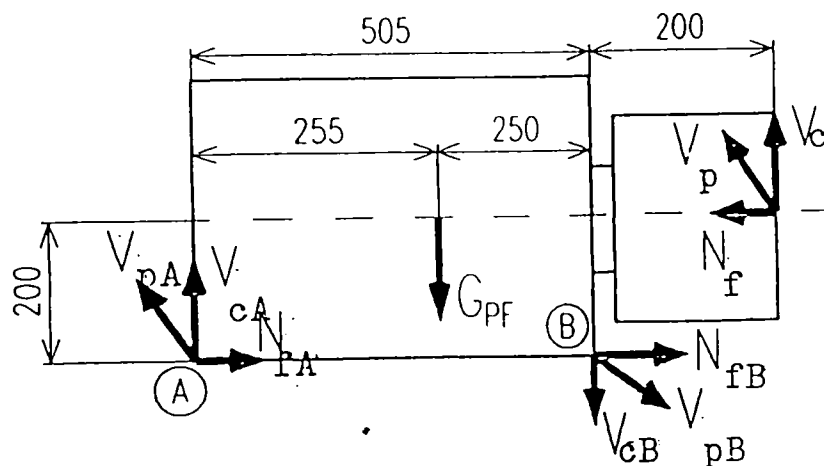


fig.2.18

$$\Sigma F_f = 0: N_f - N_{fA} - N_{fB} = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : V_{pA} - V_{pB} + V_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : V_{cA} + V_{cB} + V_c - G_{PF} = 0$$

$$\Sigma M_{pA} = 0 : V_p \cdot 705 - V_{pB} \cdot 505 = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0 : G_{PF} \cdot 255 - V_{cB} \cdot 505 - V_c \cdot 705 = 0$$

Sistemul este static nedeterminat, rezolvarea lui făcându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$\Rightarrow \begin{matrix} N_{fA} = 223,2 \text{ N} & V_{pA} = 171,6 \text{ N} & V_{cA} = 3161,7 \text{ N} \\ N_{fB} = 334,8 \text{ N} & V_{pB} = 604,9 \text{ N} & V_{cB} = 104,9 \text{ N} \end{matrix}$$

Reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe se determină astfel:

Planul A - A:

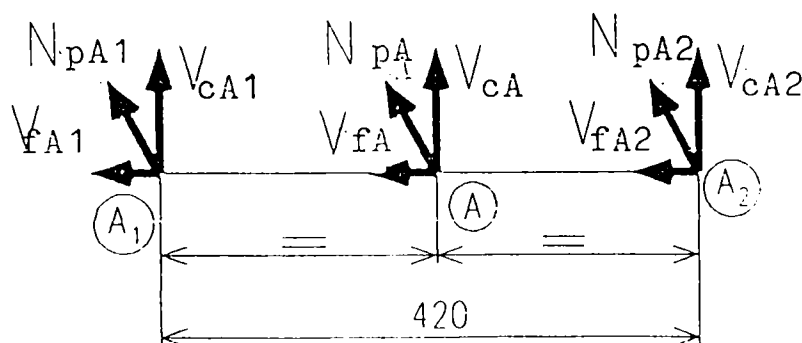


fig.2.19

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fA1} + N_{fA2} = N_{fA} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA1} + V_{pA2} - V_{pA} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CA1} + V_{CA2} - V_{CA} = 0 \\ \Sigma M_{fA1} = 0 & : N_{fA2} \cdot 420 - N_{fA} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CA1} = 0 & : V_{CA2} \cdot 420 - V_{CA} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA1} = 111,6 \text{ N} & V_{pA1} = 102,9 \text{ N} & V_{CA1} = 1580,8 \text{ N} \\ N_{fA2} = 111,6 \text{ N} & V_{pA2} = 68,6 \text{ N} & V_{CA2} = 1580,8 \text{ N} \end{array}$$

Planul B – B:

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fB1} + N_{fB2} = N_{fB} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pB1} + V_{pB2} - V_{pB} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CB1} + V_{CB2} - V_{CB} = 0 \end{aligned}$$

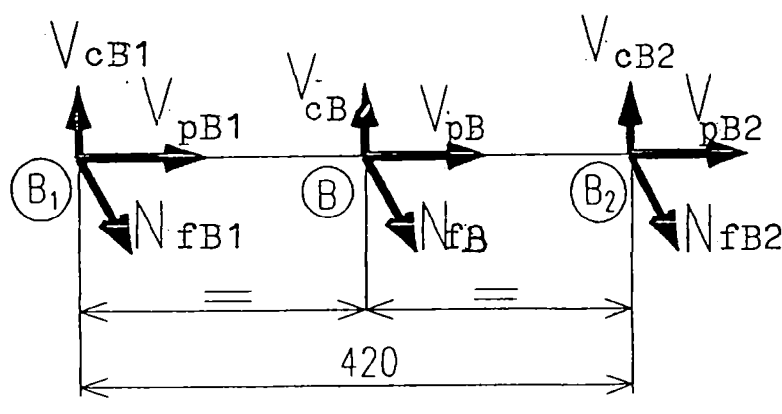


fig.2.20

$$\begin{aligned} \Sigma M_{fB1} = 0 & : N_{fB2} \cdot 420 - N_{fB} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CB1} = 0 & : V_{CB2} \cdot 420 - V_{CB} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fB1} = 167,4 \text{ N} & V_{pB1} = 241,9 \text{ N} & V_{CB1} = 52,4 \text{ N} \\ N_{fB2} = 167,4 \text{ N} & V_{pB2} = 362,9 \text{ N} & V_{CB2} = 52,4 \text{ N} \end{array}$$

CAZUL III.3 : piesa prinsă în universal și vârf  $x = 0,75m$

Pentru a calcula reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe, se consideră figura 2.21:

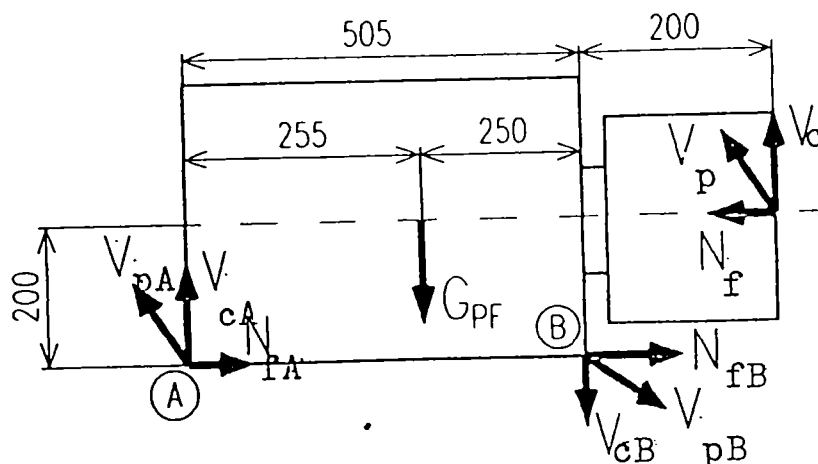


fig.2.21

$$\Sigma F_f = 0: N_f - N_{fA} - N_{fB} = 0$$

$$\Sigma F_p = 0: V_{pA} - V_{pB} + V_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0: V_{cA} + V_{cB} + V_c - G_{PPF} = 0$$

$$\Sigma M_{pA} = 0: V_p \cdot 705 - V_{pB} \cdot 505 = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0: G_{PPF} \cdot 255 - V_{cB} \cdot 505 - V_c \cdot 705 = 0$$

Sistemul este static nedeterminat, rezolvarea lui făcându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$\Rightarrow N_{fA} = 111,6 \text{ N} \quad V_{pA} = 154,4 \text{ N} \quad V_{cA} = 3094 \text{ N}$$

$$N_{fB} = 167,4 \text{ N} \quad V_{pB} = 544,4 \text{ N} \quad V_{cB} = 346,9 \text{ N}$$

Reacțiunile în cele patru puncte de prindere ale păpușii fixe se determină astfel:

Planul A - A:

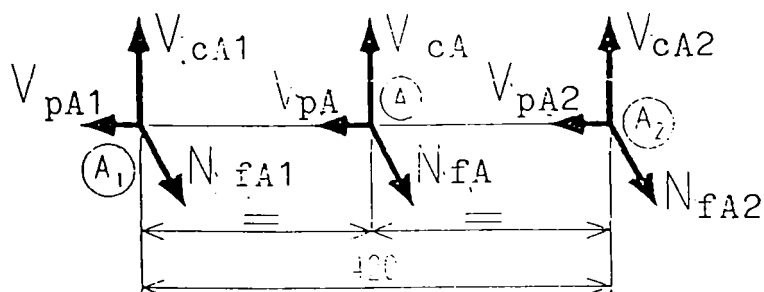


fig.2.22

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fA1} + N_{fA2} = N_{fA} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pA1} - V_{pA2} - V_{pA} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CA1} + V_{CA2} - V_{CA} = 0 \\ \Sigma M_{fA1} = 0 & : N_{fA2} \cdot 420 - N_{fA} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CA1} = 0 & : V_{CA2} \cdot 420 - V_{CA} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fA1} = 55,8 \text{ N} & V_{pA1} = 92,6 \text{ N} & V_{CA1} = 1547 \text{ N} \\ N_{fA2} = 55,8 \text{ N} & V_{pA2} = 61,7 \text{ N} & V_{CA2} = 1547 \text{ N} \end{array}$$

Planul B - B:

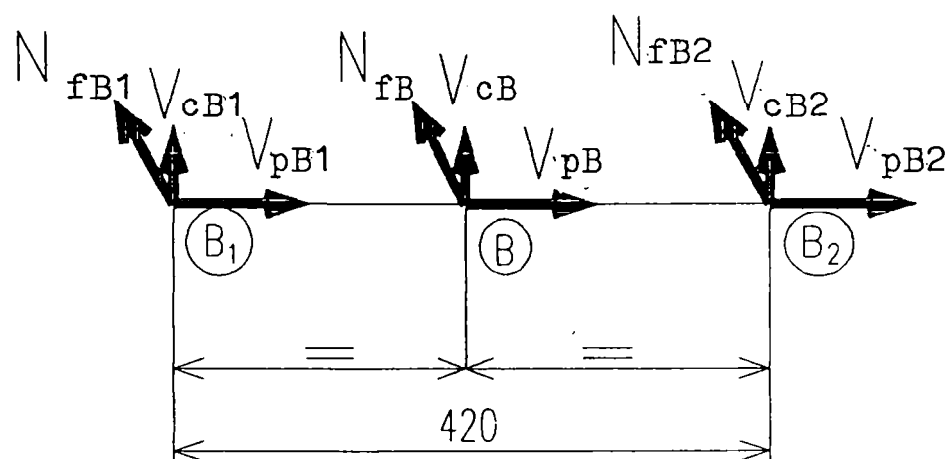


fig.2.23

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : N_{fB1} + N_{fB2} = N_{fB} \\ \Sigma F_p = 0 & : V_{pB1} + V_{pB2} - V_{pB} = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : V_{CB1} + V_{CB2} - V_{CB} = 0 \\ \Sigma M_{fB1} = 0 & : N_{fB2} \cdot 420 - N_{fB} \cdot 210 = 0 \\ \Sigma M_{CB1} = 0 & : V_{CB2} \cdot 420 - V_{CB} \cdot 210 = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} N_{fB1} = 83,7 \text{ N} & V_{pB1} = 217,7 \text{ N} & V_{CB1} = 173,4 \text{ N} \\ N_{fB2} = 83,7 \text{ N} & V_{pB2} = 326,6 \text{ N} & V_{CB2} = 173,4 \text{ N} \end{array}$$



## 2.5.2.2 CALCULUL REACȚIUNILOR PE BATIU SUB PĂPUȘA MOBILĂ

Calculul forțelor cu care păpușa mobilă acționează asupra batiului s-a realizat pentru fiecare caz de încărcare în parte, luându-se în considerare valorile calculate pentru reacțiunile de la universal respectiv vârful păpușii mobile și greutatea proprie a păpușii mobile.

### CAZUL I : piesa prinsă în universal

Pentru a calcula reacțiunile pe cele două ghidaje ale păpușii mobile, se consideră fig.2.24 :

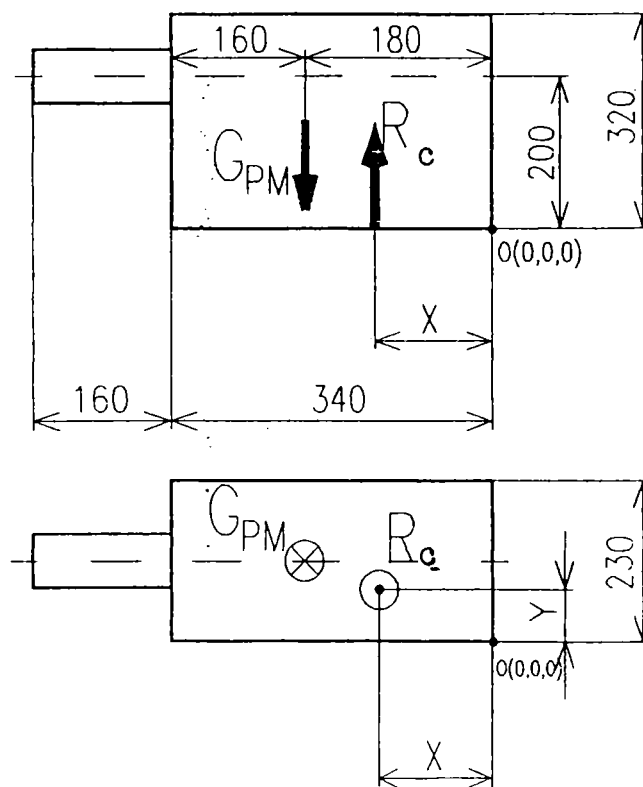


fig.2.24

$$\Sigma F_f = 0 \quad : \quad R_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 \quad : \quad R_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 \quad : \quad R_C - G_{PM} = 0$$

$$\Sigma M_C = 0 \quad : \quad R_C \cdot x - G_{PM} \cdot 180 = 0$$

$$\Rightarrow \quad x = 180 \text{ mm} \quad ; \quad y = 115 \text{ mm} \quad ;$$

$$R_f = 0 \text{ N} ; \quad R_p = 0 \text{ N} ; \quad R_C = 1500 \text{ N} ;$$

Distribuția reacțiilor pe cele două ghidaje ale păpușii mobile va fi:

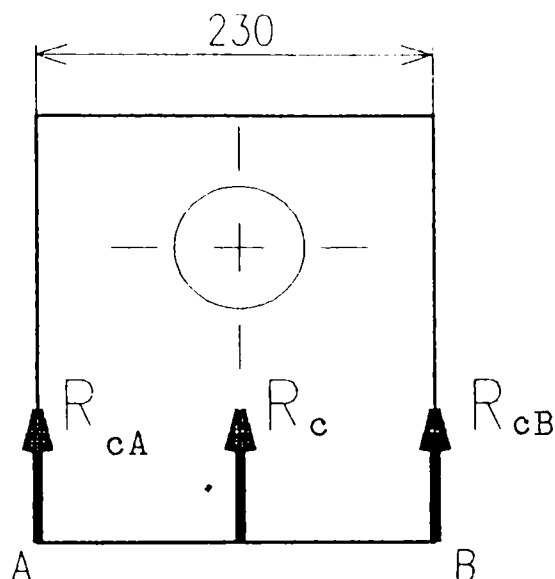


fig.2.25

$$\Sigma F_f = 0 : R_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 : R_{cA} + R_{cB} - R_c = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0 : R_{cB} \cdot 230 - R_c \cdot y = 0$$

$$\Rightarrow R_{fA} = 0 \text{ N} \quad R_{pA} = 0 \text{ N} \quad R_{cA} = 750 \text{ N}$$

$$R_{fB} = 0 \text{ N} \quad R_{pB} = 0 \text{ N} \quad R_{cB} = 750 \text{ N}$$

CAZUL II.1 : piesa prinsă între vârfuri  $x = 0,25\text{m}$

Pentru a calcula reacțiunile pe cele două ghidaje ale păpușii mobile, se consideră figura 2.26:

$$\Sigma F_f = 0 : R_f - N_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_p - V_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 : R_c + V_c - G_{PM} = 0$$

$$\Sigma M_C = 0 : R_c \cdot x + V_c \cdot 500 - G_{PM} \cdot 180 - N_f \cdot 200 = 0$$

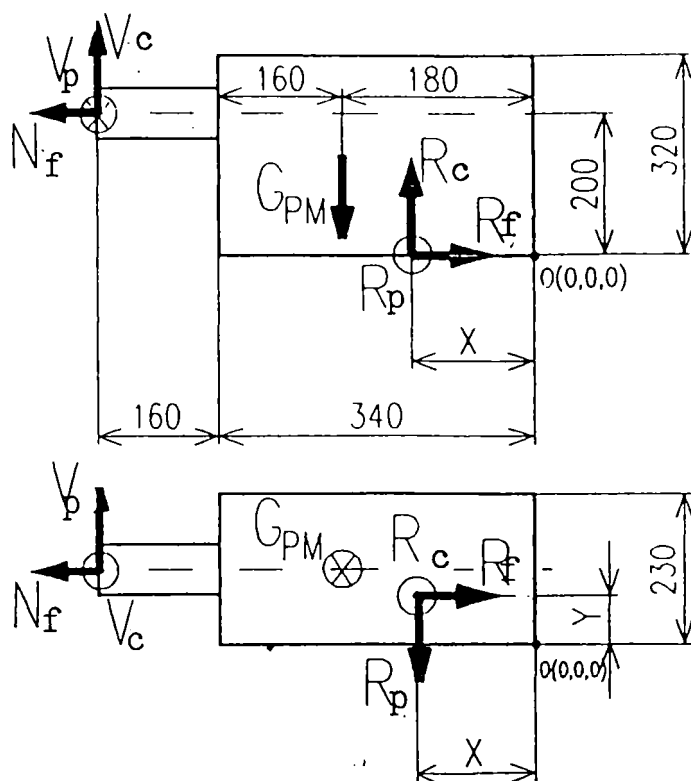


fig.2.26

$$\Sigma M_p = 0 : R_f \cdot y + V_p \cdot 500 - R_p \cdot x - N_f \cdot 115 = 0$$

$$\Rightarrow x = 153 \text{ mm} ; y = 50,5 \text{ mm};$$

$$R_f = 700 \text{ N} ; R_p = 130 \text{ N} ; R_c = 980 \text{ N} ;$$

Distribuția reacțiunilor pe cele două ghidaje ale păușii mobile va fi:

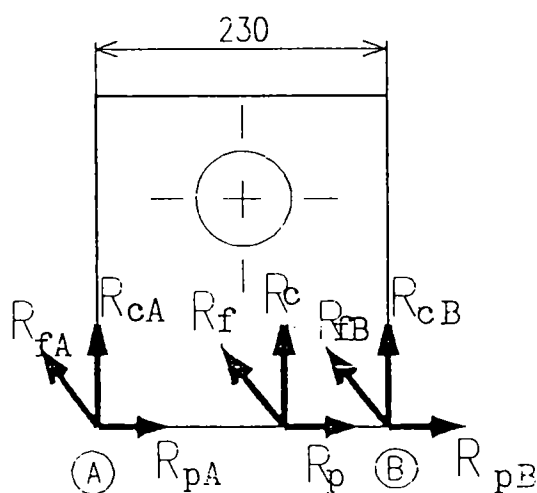


fig.2.27

$$\Sigma F_f = 0 : R_{fA} + R_{fB} - R_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_{pA} + R_{pB} - R_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 : R_{CA} + R_{CB} - R_C = 0$$

$$\Sigma M_{fA} = 0 : R_{fA} \cdot 230 - R_f \cdot y = 0$$

$$\Sigma M_{CA} = 0 : R_{CB} \cdot 230 - R_C \cdot y = 0$$

Sistemul este nedeterminat, rezolvarea lui realizându-se pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea prin redistribuirea momentului de răsturnare pe cele două ghidaje.

$$\Rightarrow R_{fA} = 153,7 \text{ N} \quad R_{pA} = 52 \text{ N} \quad R_{CA} = 215,2 \text{ N}$$

$$R_{fB} = 546,3 \text{ N} \quad R_{pB} = 78 \text{ N} \quad R_{CB} = 764,8 \text{ N}$$

CAZUL II.2 : piesa prinsă între vârfuri  $x = 0,5\text{m}$

Pentru a calcula reacțiunile pe cele două ghidaje ale păpușii mobile, se consideră figura 2.28:

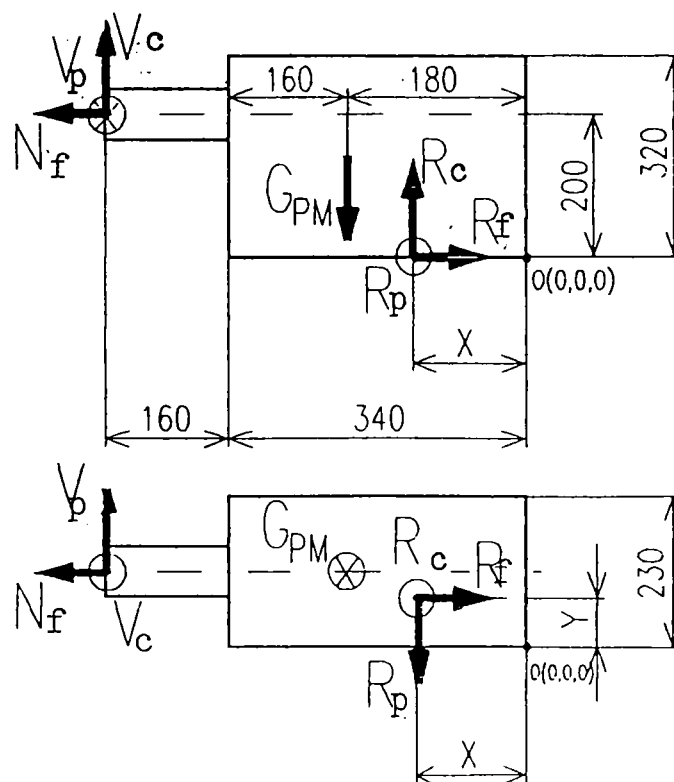


fig.2.28

$$\Sigma F_f = 0 : R_f - N_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_p - V_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 : R_C + V_C - G_{PM} = 0$$

$$\Sigma M_C = 0 : R_C \cdot x + V_C \cdot 500 - G_{PM} \cdot 180 - N_f \cdot 200 = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 : R_f \cdot y + V_p \cdot 500 - R_p \cdot x - N_f \cdot 115 = 0$$

$$\Rightarrow x = -239 \text{ mm} ; y = 18 \text{ mm};$$

$$R_f = 700 \text{ N} ; R_p = 260 \text{ N} ; R_c = 460 \text{ N} ;$$

Distribuția reacțiunilor pe cele două ghidaje ale păpușii mobile va fi:

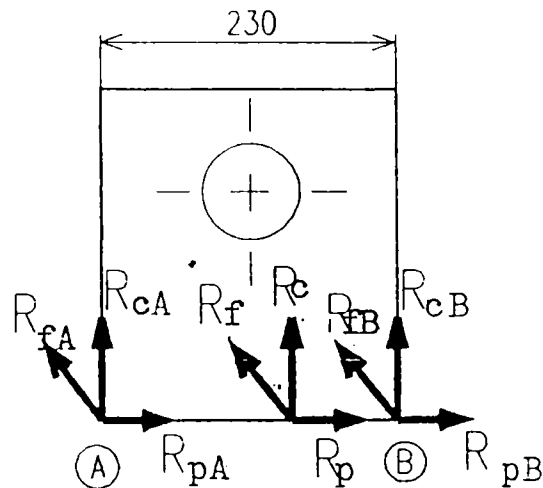


fig.2.29

$$\Sigma F_f = 0 : R_{fA} + R_{fB} - R_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_{pA} + R_{pB} - R_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : R_{cA} + R_{cB} - R_c = 0$$

$$\Sigma M_{fA} = 0 : R_{fA} \cdot 230 - R_f \cdot y = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0 : R_{cB} \cdot 230 - R_c \cdot y = 0$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow R_{fA} = 54,7 \text{ N} \quad R_{pA} = 104 \text{ N} \quad R_{cA} = 36 \text{ N}$$

$$R_{fB} = 645,3 \text{ N} \quad R_{pB} = 156 \text{ N} \quad R_{cB} = 424 \text{ N}$$

CAZUL II.3 : piesa prinsă între vârfuri  $x = 0,75\text{m}$

Pentru a calcula reacțiunile pe cele două ghidaje ale păpușii mobile, se consideră figura 2.30:

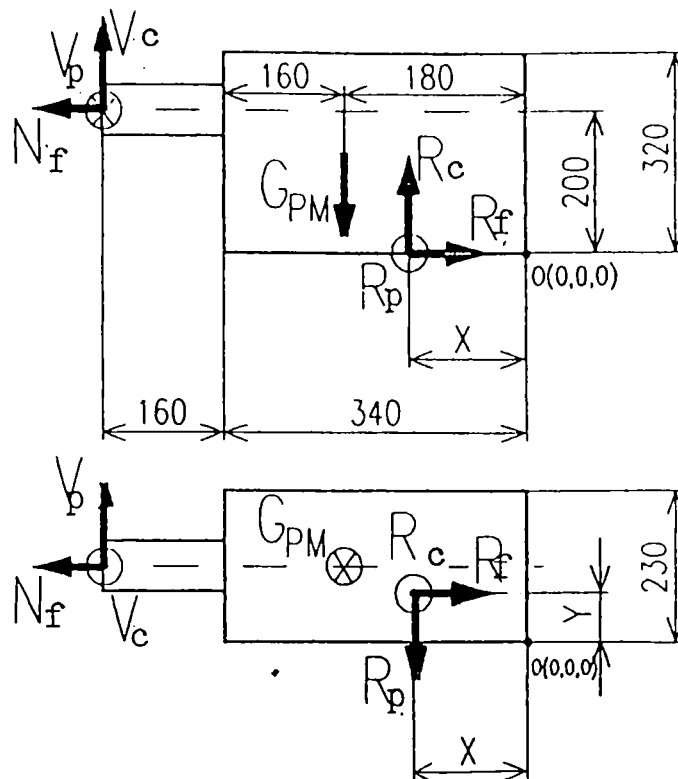


fig.2.30

$$\Sigma F_f = 0 : R_f - N_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_p - V_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : -R_c + V_c - G_{PM} = 0$$

$$\Sigma M_c = 0 : R_c \cdot x - V_c \cdot 500 + G_{PM} \cdot 180 + N_f \cdot 200 = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 : R_f \cdot y + V_p \cdot 500 - R_p \cdot x - N_f \cdot 115 = 0$$

$$\Rightarrow x = 6166,6 \text{ mm} ; \quad y = 2436,4 \text{ mm} ;$$

$$R_f = 700 \text{ N} ; \quad R_p = 390 \text{ N} ; \quad R_c = 60 \text{ N} ;$$

Distribuția reacțiunilor pe cele două ghidaje ale păpușii mobile va fi:

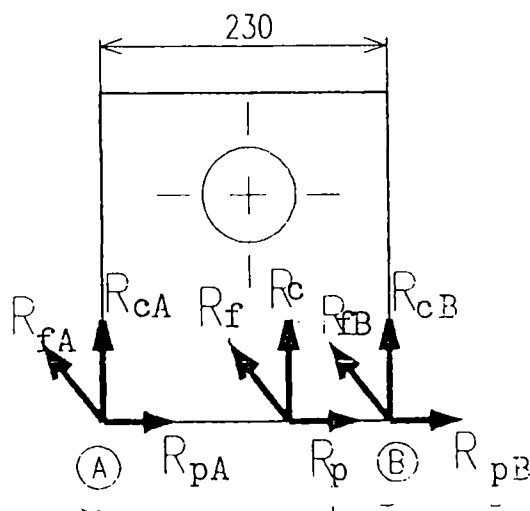


fig.2.31

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : R_{fA} + R_{fB} - R_f = 0 \\ \Sigma F_p = 0 & : R_{pA} + R_{pB} - R_p = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : R_{CA} + R_{CB} - R_C = 0 \\ \Sigma M_{fA} = 0 & : R_{fA} \cdot 230 - R_f \cdot y = 0 \\ \Sigma M_{CA} = 0 & : R_{CB} \cdot 230 - R_C \cdot y = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} R_{fA} = 7415 \text{ N} & R_{pA} = 234 \text{ N} & R_{CA} = 635,6 \text{ N} \\ R_{fB} = 6715 \text{ N} & R_{pB} = 156 \text{ N} & R_{CB} = 575,6 \text{ N} \end{array}$$

### CAZUL III.1 : piesa prinsă în universal și vârf $x = 0,25\text{m}$

Pentru a calcula reacțiunile pe cele două ghidaje ale păpușii mobile, se consideră

figura 2.32:

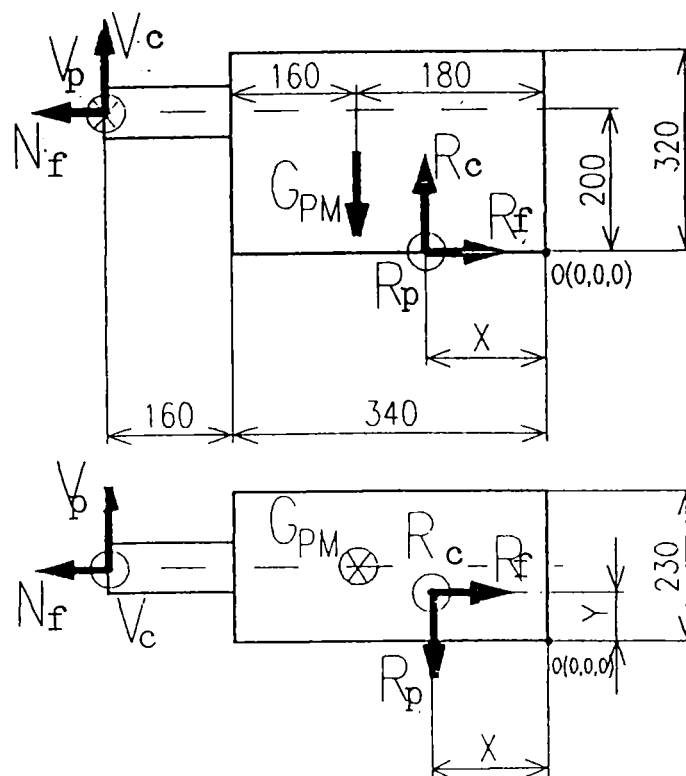


fig.2.32

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : R_f - N_f = 0 \\ \Sigma F_p = 0 & : R_p - V_p = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : R_C + V_C - G_{PM} = 0 \end{aligned}$$

$$\Sigma M_C = 0 : R_C \cdot x + V_C \cdot 500 - G_{PM} \cdot 180 - N_f \cdot 200 = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 : R_f \cdot y + V_p \cdot 500 - R_p \cdot x - N_f \cdot 115 = 0$$

$$\Rightarrow x = 243,7 \text{ mm} ; \quad y = 99,1 \text{ mm};$$

$$R_f = 279 \text{ N} ; \quad R_p = 43,3 \text{ N} ; \quad R_C = 1326,7 \text{ N} ;$$

Distribuția reacțiunilor pe cele două ghidaje ale păpușii mobile va fi:

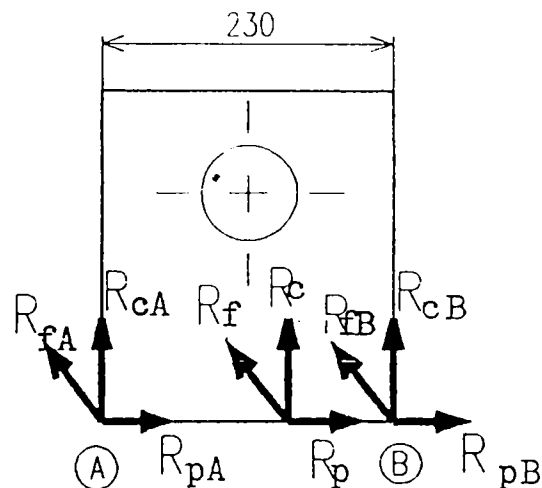


fig.2.33

$$\Sigma F_f = 0 : R_{fA} + R_{fB} - R_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_{pA} + R_{pB} - R_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 : R_{cA} + R_{cB} - R_C = 0$$

$$\Sigma M_{fA} = 0 : R_{fA} \cdot 230 - R_f \cdot y = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0 : R_{cB} \cdot 230 - R_C \cdot y = 0$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow R_{fA} = 120,2 \text{ N} \quad R_{pA} = 17,3 \text{ N} \quad R_{cA} = 571,6 \text{ N}$$

$$R_{fB} = 158,8 \text{ N} \quad R_{pB} = 25,9 \text{ N} \quad R_{cB} = 755,1 \text{ N}$$

CAZUL III.2 : piesa prinsă în universal și vârf  $x = 0,5\text{m}$

Pentru a calcula reacțiunile pe cele două ghidaje ale păpușii mobile, se consideră

figura 2.34:



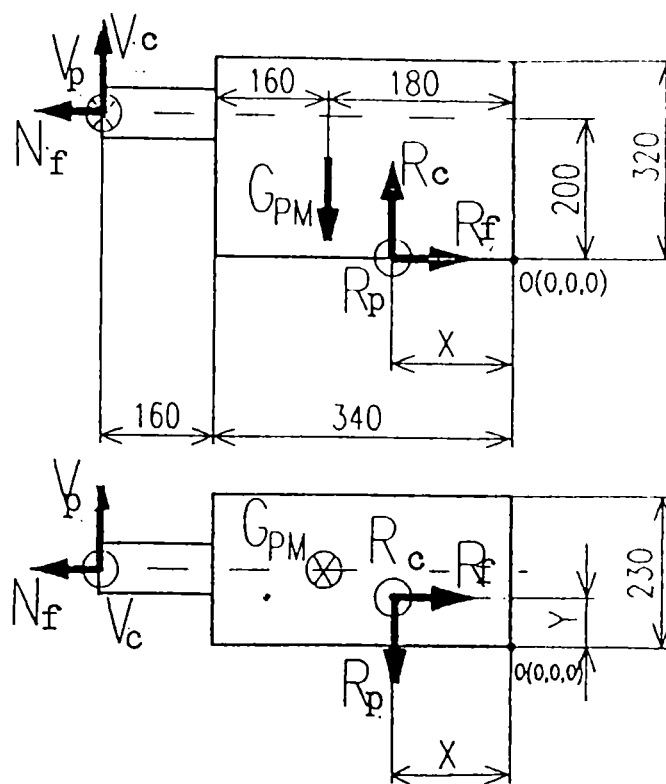


fig.2.34

$$\Sigma F_f = 0 : R_f - N_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_p - V_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : R_c + V_c - G_{PM} = 0$$

$$\Sigma M_c = 0 : R_c \cdot x + V_c \cdot 500 - G_{PM} \cdot 180 - N_f \cdot 200 = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 : R_f \cdot y + V_p \cdot 500 - R_p \cdot x - N_f \cdot 115 = 0$$

$$\Rightarrow x = 205,2 \text{ mm} ; y = 78,5 \text{ mm};$$

$$R_f = 558 \text{ N} ; R_p = 86,6 \text{ N} ; R_c = 1153,4 \text{ N} ;$$

Distribuția reacțiunilor pe cele două ghidaje ale păpușii mobile va fi:

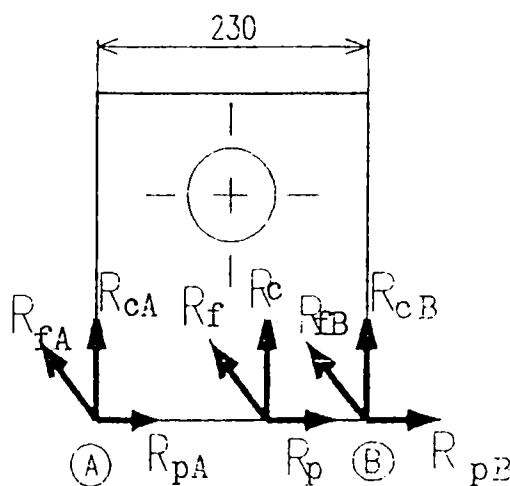


fig.2.35

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0 & : R_{fA} + R_{fB} - R_f = 0 \\ \Sigma F_p = 0 & : R_{pA} + R_{pB} - R_p = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : R_{CA} + R_{CB} - R_C = 0 \\ \Sigma M_{fA} = 0 & : R_{fA} \cdot 230 - R_f \cdot y = 0 \\ \Sigma M_{CA} = 0 & : R_{CB} \cdot 230 - R_C \cdot y = 0 \end{aligned}$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} R_{fA} = 190,4 \text{ N} & R_{pA} = 34,6 \text{ N} & R_{CA} = 393,6 \text{ N} \\ R_{fB} = 367,6 \text{ N} & R_{pB} = 51,9 \text{ N} & R_{CB} = 759,8 \text{ N} \end{array}$$

CAZUL III.3 : piesa prinsă în universal și vârf  $x = 0,75\text{m}$

Pentru a calcula reacțiunile pe cele două ghidaje ale păpușii mobile, se consideră figura 2.36

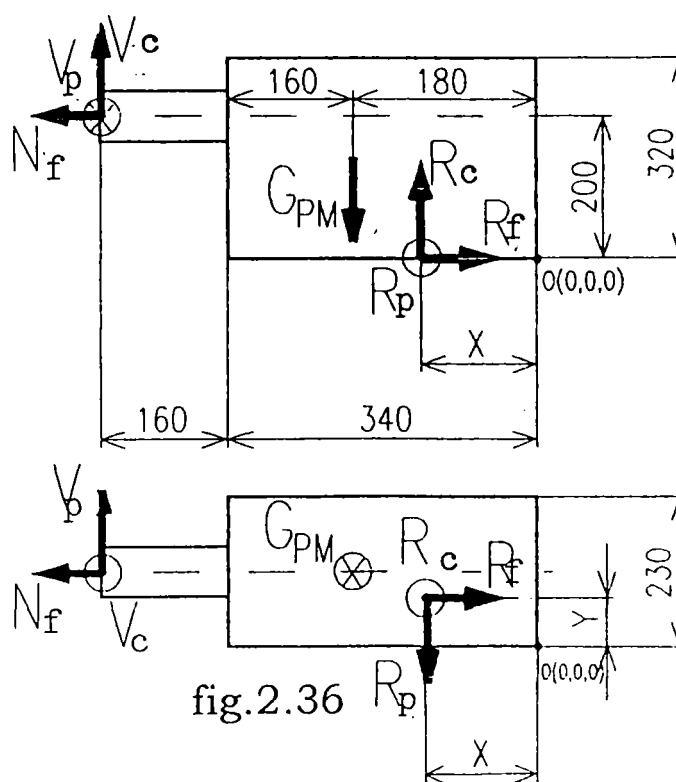


fig.2.36

$$\begin{aligned} \Sigma F_p = 0 & : R_p - V_p = 0 \\ \Sigma F_C = 0 & : R_C + V_C - G_{PM} = 0 \\ \Sigma M_C = 0 & : R_C \cdot x + V_C \cdot 500 - G_{PM} \cdot 180 - N_f \cdot 200 = 0 \\ \Sigma M_p = 0 & : R_f \cdot y + V_p \cdot 500 - R_p \cdot x - N_f \cdot 115 = 0 \\ \Rightarrow & \quad x = 153 \text{ mm} \quad ; \quad y = 50,5 \text{ mm;} \end{aligned}$$

$$R_f = 837 \text{ N}; \quad R_p = 130 \text{ N}; \quad R_c = 980 \text{ N};$$

Distribuția reacțiunilor pe cele două ghidaje ale păpușii mobile va fi:

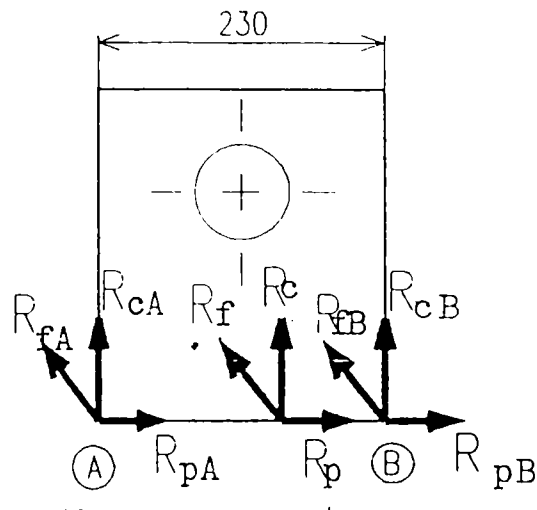


fig.2.37

$$\Sigma F_f = 0 : \quad R_{fA} + R_{fB} - R_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : \quad R_{pA} + R_{pB} - R_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : \quad R_{cA} + R_{cB} - R_c = 0$$

$$\Sigma M_{fA} = 0 : \quad R_{fA} \cdot 230 - R_f \cdot y = 0$$

$$\Sigma M_{cA} = 0 : \quad R_{cB} \cdot 230 - R_c \cdot y = 0$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului se face în mod analog cu cazul precedent.

$$\Rightarrow \quad \begin{array}{lll} R_{fA} = 183,7 \text{ N} & R_{pA} = 52 \text{ N} & R_{cA} = 215,2 \text{ N} \\ R_{fB} = 653,3 \text{ N} & R_{pB} = 78 \text{ N} & R_{cB} = 764,8 \text{ N} \end{array}$$

### 2.5.2.3. CALCULUL REACȚIUNILOR DE PE BATIU ÎN ZONA SANIEI LONGITUDINALE

Calculul forțelor cu care căruciorul acționează asupra batiului s-a efectuat luând în considerare reacțiunile de la vârful cuțitului, forța de avans și greutatea proprie a căruciorului.

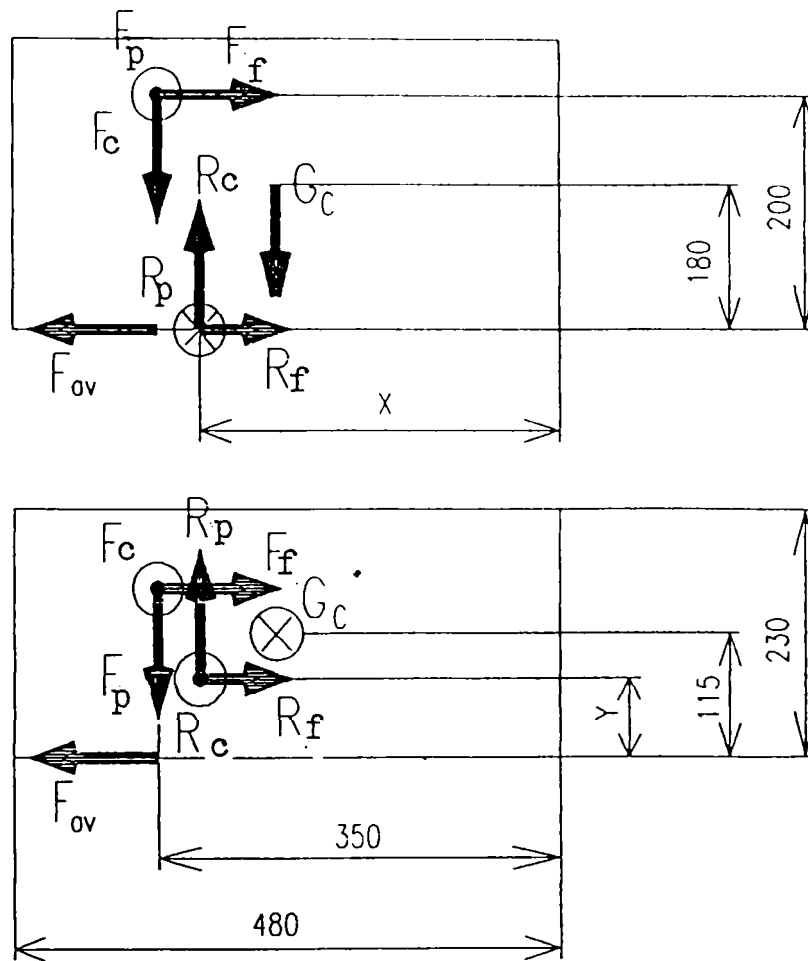


fig.2.38

$$\Sigma F_f = 0 : F_{av} - R_f - F_f = 0$$

$$\Sigma F_p = 0 : R_p - F_p = 0$$

$$\Sigma F_c = 0 : F_c + G_c - R_c = 0$$

$$\Sigma M_{of} = 0 : R_c \cdot y - G \cdot 115 - F_c \cdot 115 + F_p \cdot 208 = 0$$

$$\Sigma M_{Op} = 0 : R_c \cdot x - F_c \cdot 350 - G \cdot 240 = 0$$

$$\Rightarrow x = 289,9 \text{ mm} \quad y = 91,3 \text{ mm}$$

$$R_f = 34 \text{ N} \quad R_p = 520 \text{ N} \quad R_c = 4580 \text{ N}$$

Distribuția reacțiunilor pe cele două ghidaje va fi:

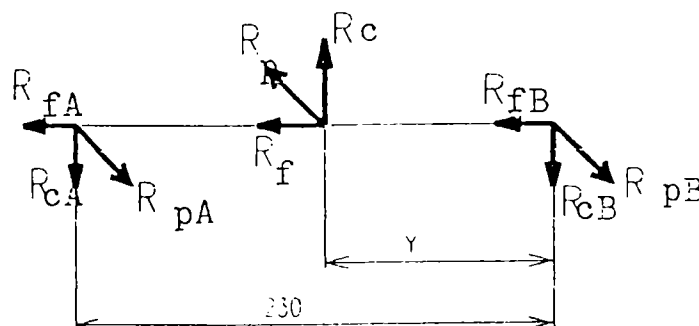


fig.2.39

$$\Sigma F_p = 0 \quad : \quad R_{pA} + R_{pB} - R_p = 0$$

$$\Sigma F_C = 0 \quad : \quad R_{CA} + R_{CB} - R_C = 0$$

$$\Sigma M_{CB} = 0 \quad : \quad R_C \cdot 138,7 - R_{CB} \cdot 230 = 0$$

$$\Sigma M_{CA} = 0 \quad : \quad R_{CB} \cdot 230 - R_C \cdot y = 0$$

Rezolvarea nedeterminării sistemului s-a realizat prin redistribuirea momentului de răsturnare pe cele două ghidaje.

Considerând un coeficient de frecare pe suprafața ghidajelor  $\mu = 0,14$ , reacțiunile pe direcția OX vor fi determinate pe baza ecuației forței de frecare:

$$R_{fA} = F_{fA} = 0,14 \cdot R_{CA}$$

$$R_{fB} = F_{fB} = 0,14 \cdot R_{CB}$$

$$\Rightarrow \begin{array}{lll} R_{fA} = 254,8 \text{ N} & R_{pA} = 208 \text{ N} & R_{CA} = 1820 \text{ N} \\ R_{fB} = 386,4 \text{ N} & R_{pB} = 312 \text{ N} & R_{CB} = 2760 \text{ N} \end{array}$$

---

## 2.6 CALCULUL DEFORMAȚIILOR PENTRU STRUCTURA SN 400.3-500.3 PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT

Pornind de la batiul real a fost creat un model matematic al structurii care încearcă să aproximeze cât mai fidel structura originală.

La început au fost efectuate calcule simple ,cu forțe de încărcare unitare pentru a determina care este numărul optim de puncte caracteristice ale structurii, știut fiind faptul că un număr redus de puncte de discretizare conduce la o precizie slabă a calculelor,iar un număr prea mare de puncte nu crește precizia proporțional cu dificultatea și durata calculelor.

În acest mod s-a stabilit faptul că discretizarea ideală pentru structura batiului strungului SN 400.3-500.3 trebuie să aibă un număr de 455. de noduri caracteristice care generează un număr de 407 elemente de plăci plane de grosimi diferite.

Au fost efectuate calcule pentru toate situațiile luate în considerare din punct de vedere teoretic respectiv pentru trei tipuri de prindere-în universal , între vîrfuri și combinată, în trei poziții caracteristice de prelucrare la distanțe diferite față de universal.

În urma efectuării calculelor au fost puse clar în evidență zonele în care batiul este foarte solicitat precum și zonele în care solicitările sunt foarte mici și în care structura este supradimensionată. În zonele cu deformații mari structura a fost rigidizată prin creșterea grosimii pereților nervurilor, iar în zonele supradimensionate grosimea pereților nervurilor a fost redusă pînă la limita tehnologică în acest fel reușindu-se , așa cum se poate observa și din imaginea structurii deformate și din graficul deformațiilor,o diminuare a deformațiilor în secțiunea sculei așchietoare cu 21% și în același timp o scădere a greutateii batiului estimată prin calcule la 12 %.

TABELUL 2.1  
SN 400.3-500.3 Reacțiuni rezultate la păpușa fixă

Caz inc.	Dist. x [m]	Forțe [N]		Punctul A [N]		Punctul B [N]		Planul A-A [N]				Planul B-B [N]										
		N <sub>f</sub>	V <sub>f</sub>	V <sub>c</sub>	N <sub>f1</sub>	V <sub>pA</sub>	V <sub>cA</sub>	N <sub>fB</sub>	V <sub>pB</sub>	V <sub>cB</sub>	N <sub>fA1</sub>	N <sub>fA2</sub>	V <sub>pA1</sub>	V <sub>pA2</sub>	V <sub>cA1</sub>	V <sub>cA2</sub>	N <sub>fB1</sub>	N <sub>fB2</sub>	V <sub>pB1</sub>	V <sub>pB2</sub>	V <sub>cB1</sub>	V <sub>cB2</sub>
1	1	416	520	2080	166,4	205,9	2541	249,6	725,9	379	83,2	83,2	123,5	82,36	1270,5	1270,5	124,8	124,8	290,3	435,5	189,5	189,5
2	0,25	284	390	1560	113,6	154,4	3094	170,4	544,4	346,9	56,8	56,8	92,67	61,78	1547	1547	85,2	85,2	217,7	326,6	173,4	173,4
3	0,5	284	260	1040	113,6	102,9	2887,2	170,4	362,9	1072,8	56,8	56,8	61,74	41,16	1443,6	1443,6	85,2	85,2	145,1	217,7	536,4	536,4
4	0,75	284	130	520	113,6	51,4	2681,2	170,4	181,4	1798,8	56,8	56,8	30,84	20,56	1340,6	1340,6	85,2	85,2	72,56	108,8	899,4	899,4
5	0,25	837	476,6	1906,6	334,8	188,7	3230,2	502,2	665,3	136,9	167,4	167,4	113,2	75,48	1615,1	1615,1	251,1	251,1	262,2	393,1	68,45	68,45
6	0,5	558	433,3	1733,3	223,2	171,6	3161,7	334,8	604,9	104,9	111,6	111,6	102,9	68,64	1580,8	1580,8	167,4	167,4	241,9	362,9	52,45	52,45
7	0,75	279	390	1560	11,6	154,4	3094	167,4	544,4	346,9	55,8	55,8	92,67	61,78	1547	1547	83,7	83,7	217,7	326,6	173,4	173,4

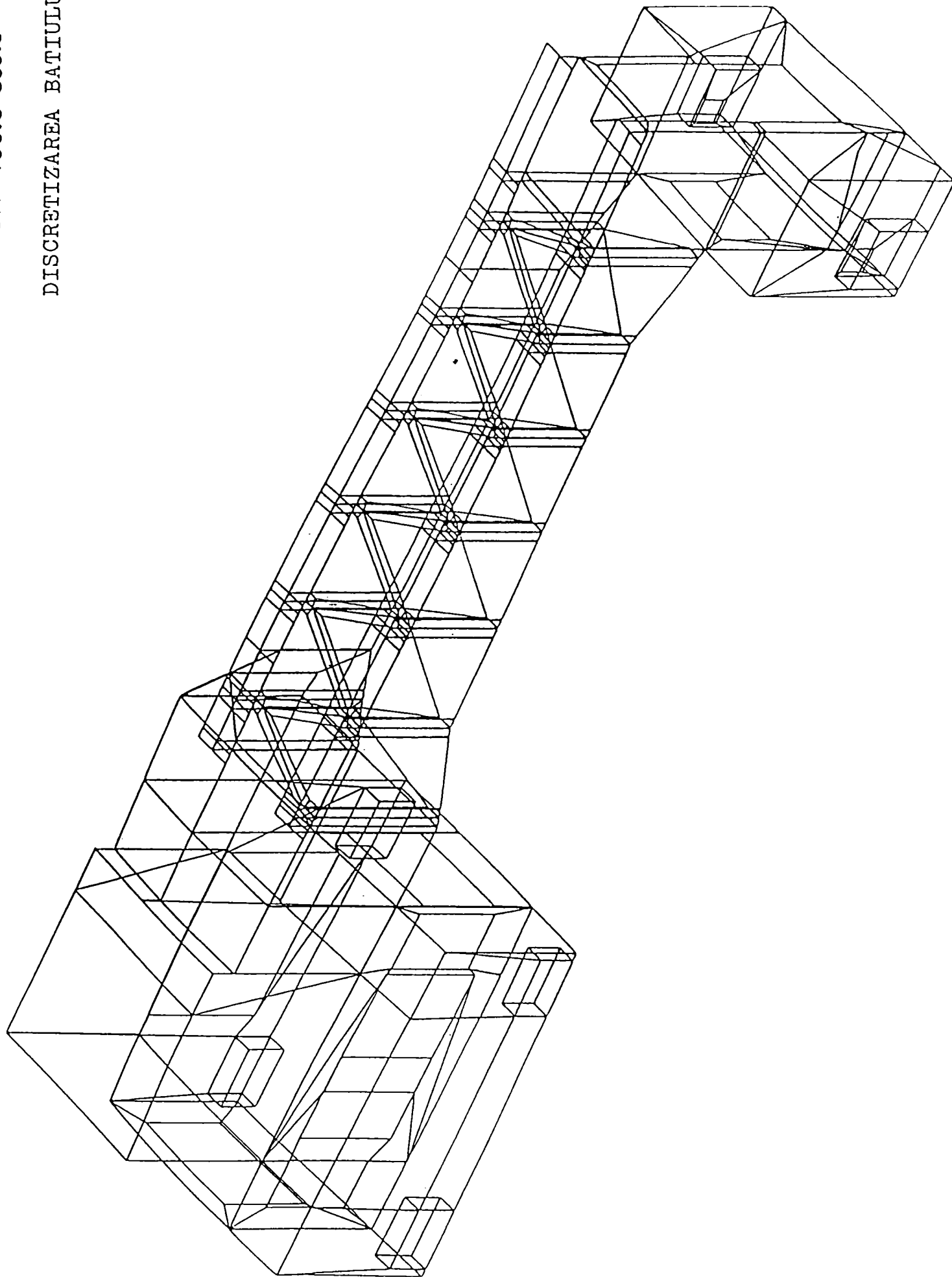
TABELUL 2.2  
SN 400.3-500.3 Reacțiuni rezultate la păpușa mobilă

Caz înc.	Dist. x [m]	Forțe [N]			Reacțiunea [N]			Punctul de aplicație			Reacțiunea în A [N]			Reacțiunea în B [N]		
		N <sub>f</sub>	V <sub>p</sub>	V <sub>c</sub>	R <sub>f</sub>	R <sub>p</sub>	R <sub>c</sub>	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	R <sub>fA</sub>	R <sub>pA</sub>	R <sub>cA</sub>	R <sub>fB</sub>	R <sub>pB</sub>	R <sub>cB</sub>
1	1	0	0	0	0	1500	180	115	0	0	0	750	0	0	750	
2	0,25	700	130	520	700	130	980	153	50,5	0	153,7	52	153,7	546,3	78	764,8
3	0,5	700	260	1040	700	260	460	-239	18	0	54,7	104	54,7	645,3	156	424
4	0,75	700	390	1560	700	390	60	6166	2436	0	7415	234	7415	6715	156	575,6
5	0,25	279	43,3	173,3	279	43,3	1326,7	243,7	99,1	0	120,2	17,3	120,2	158,8	25,98	755,1
6	0,5	558	86,6	346,6	558	86,6	1153,4	205,2	78,5	0	190,4	34,6	190,4	367,6	51,96	759,8
7	0,75	837	130	520	837	130	980	153	50,5	0	183,7	52	183,7	653,3	653,3	764,8



SN 400.3-500.3

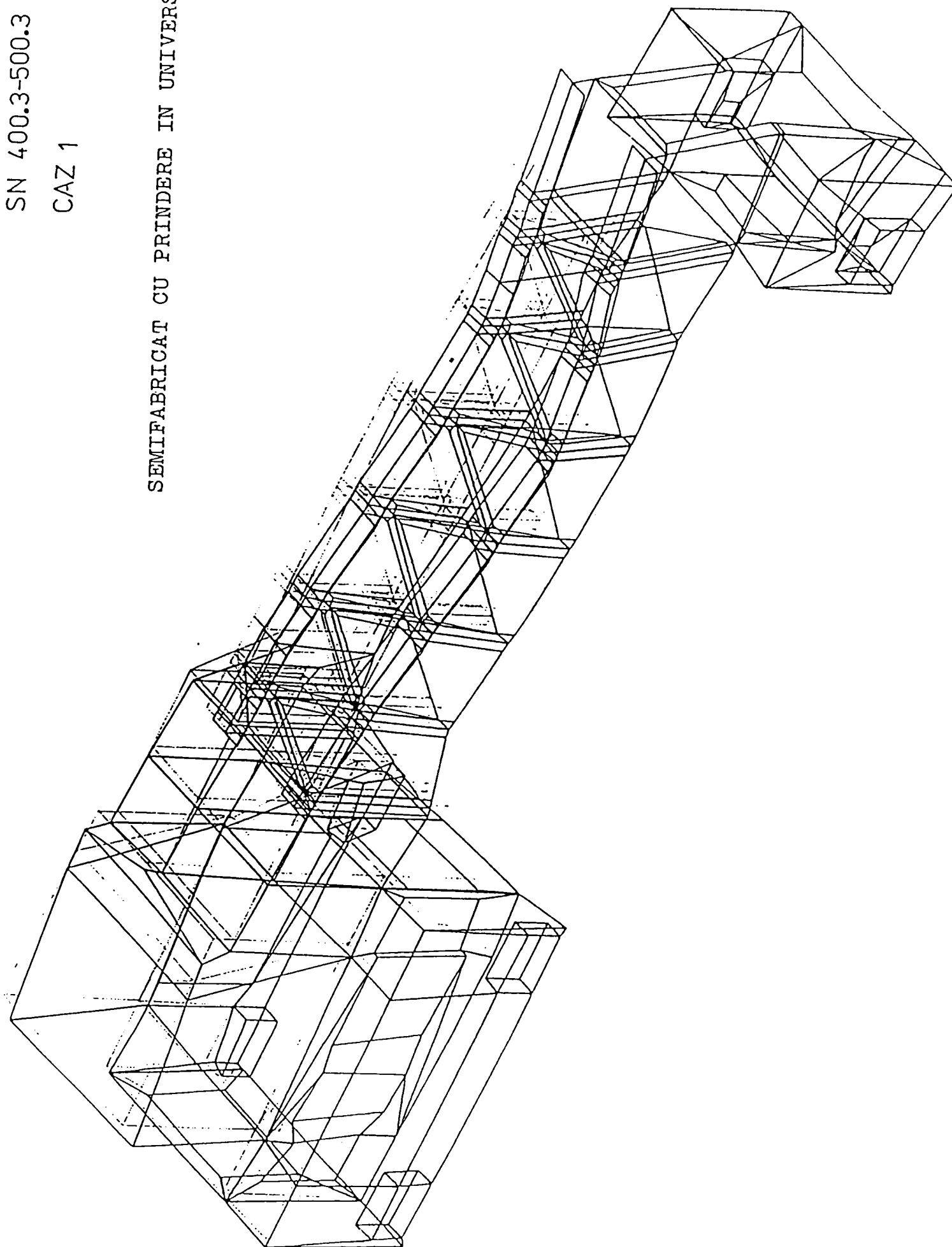
DISCRETIZAREA BATIULUI



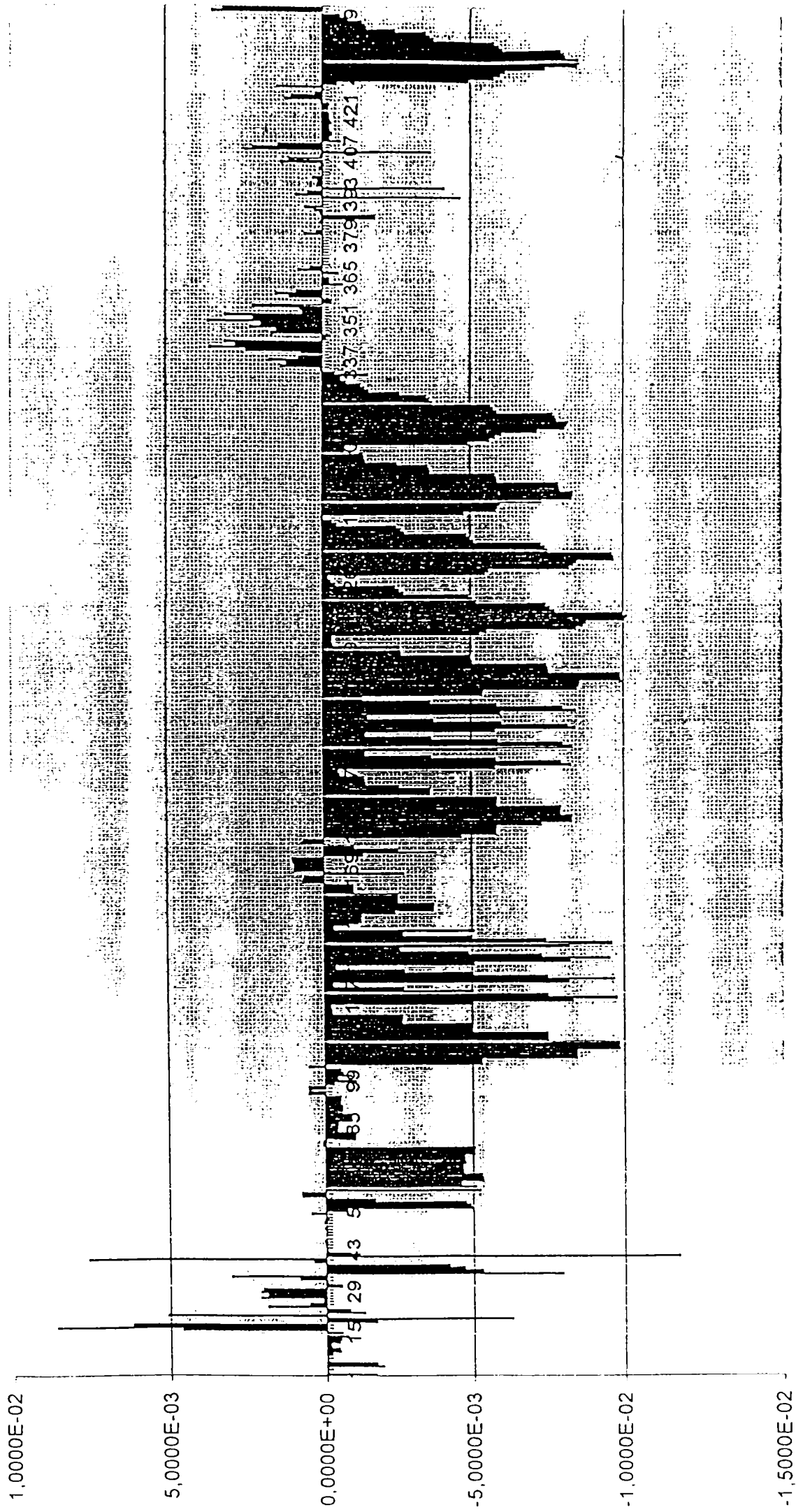
SN 400.3-500.3

CAZ 1

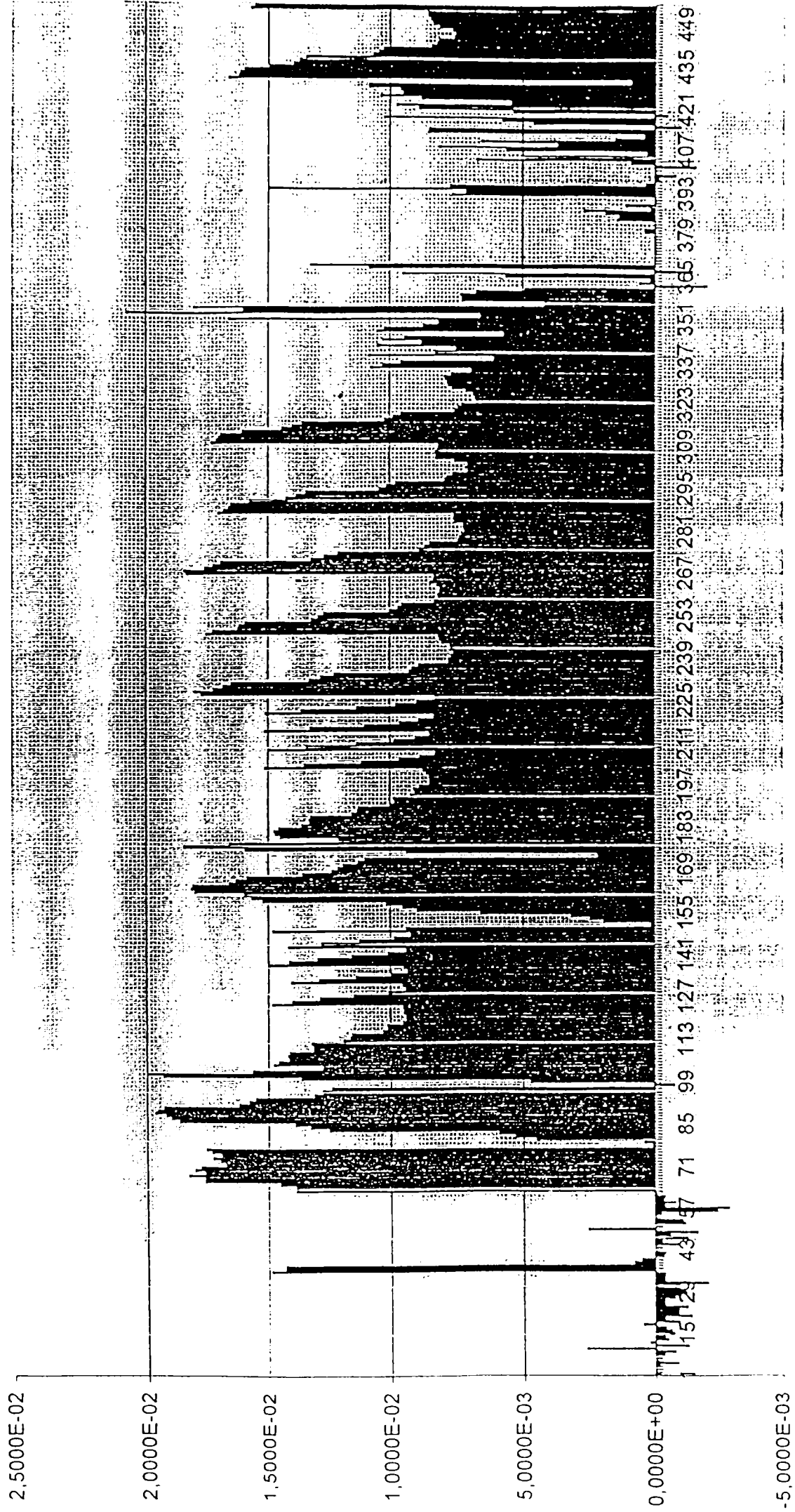
SEMIFABRICAT CU PRINDERE IN UNIVERSAL



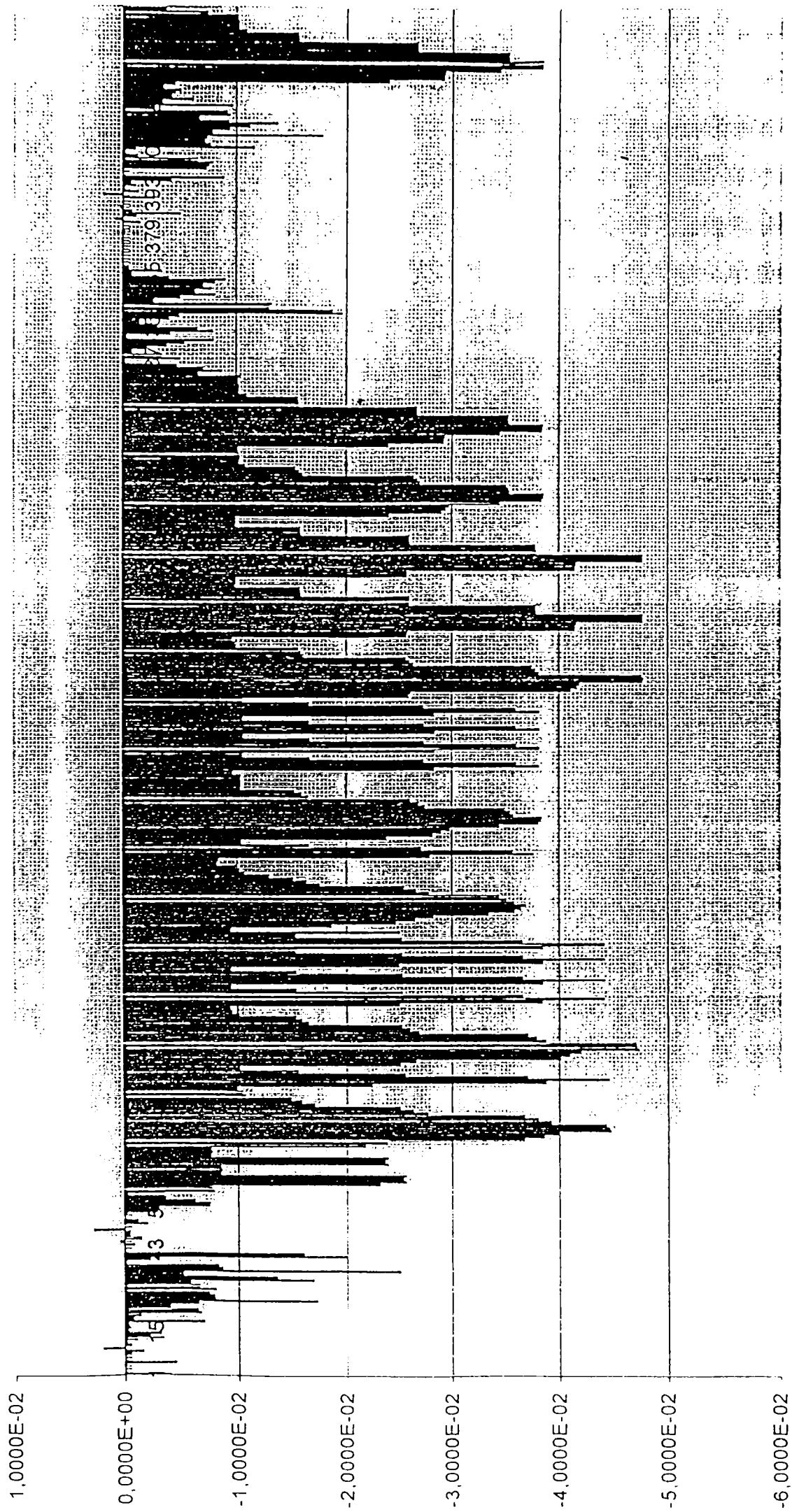
Translația axa X



Translația axa Y



Translația axa Z

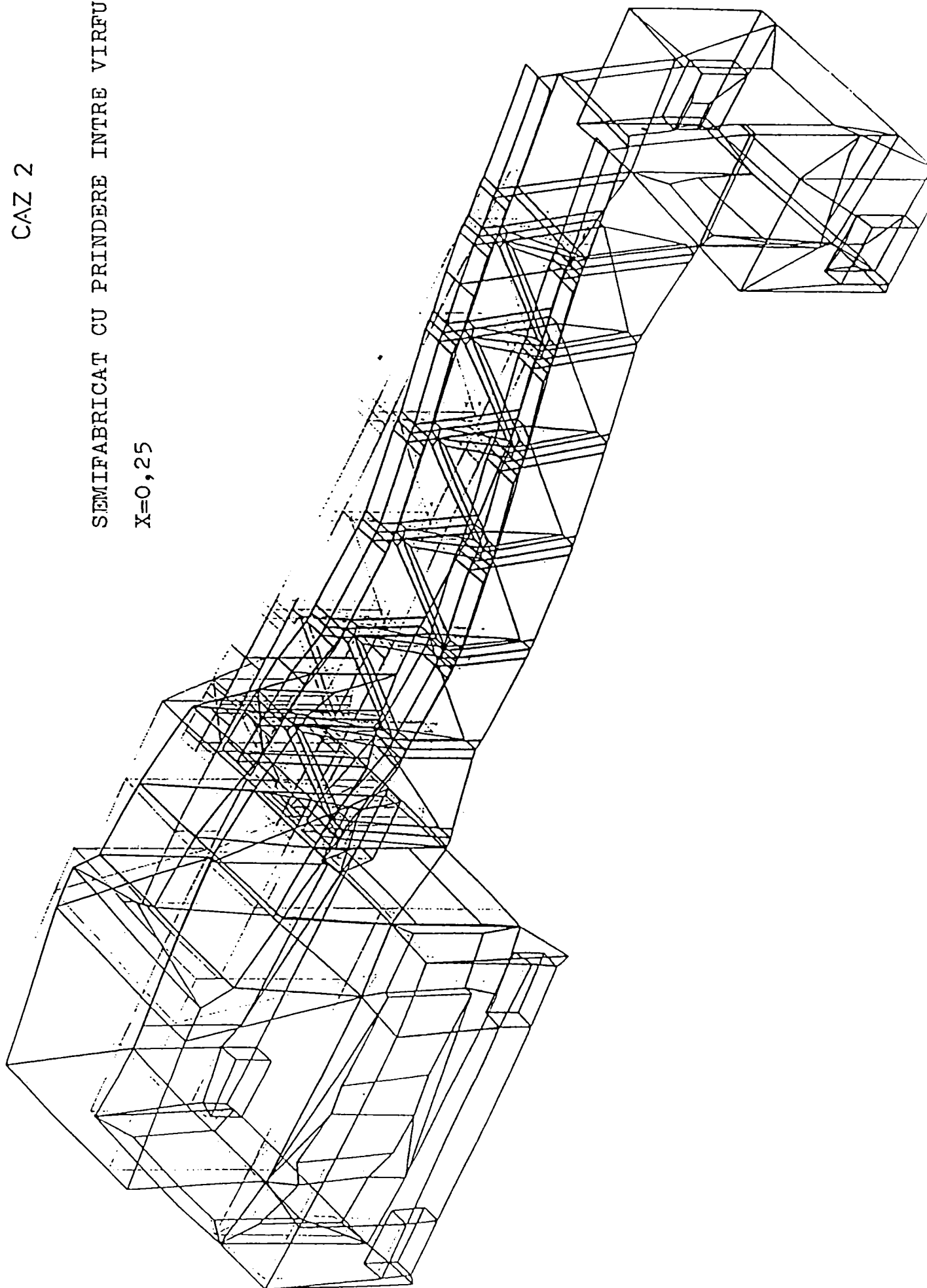


SN 400.3-500.3

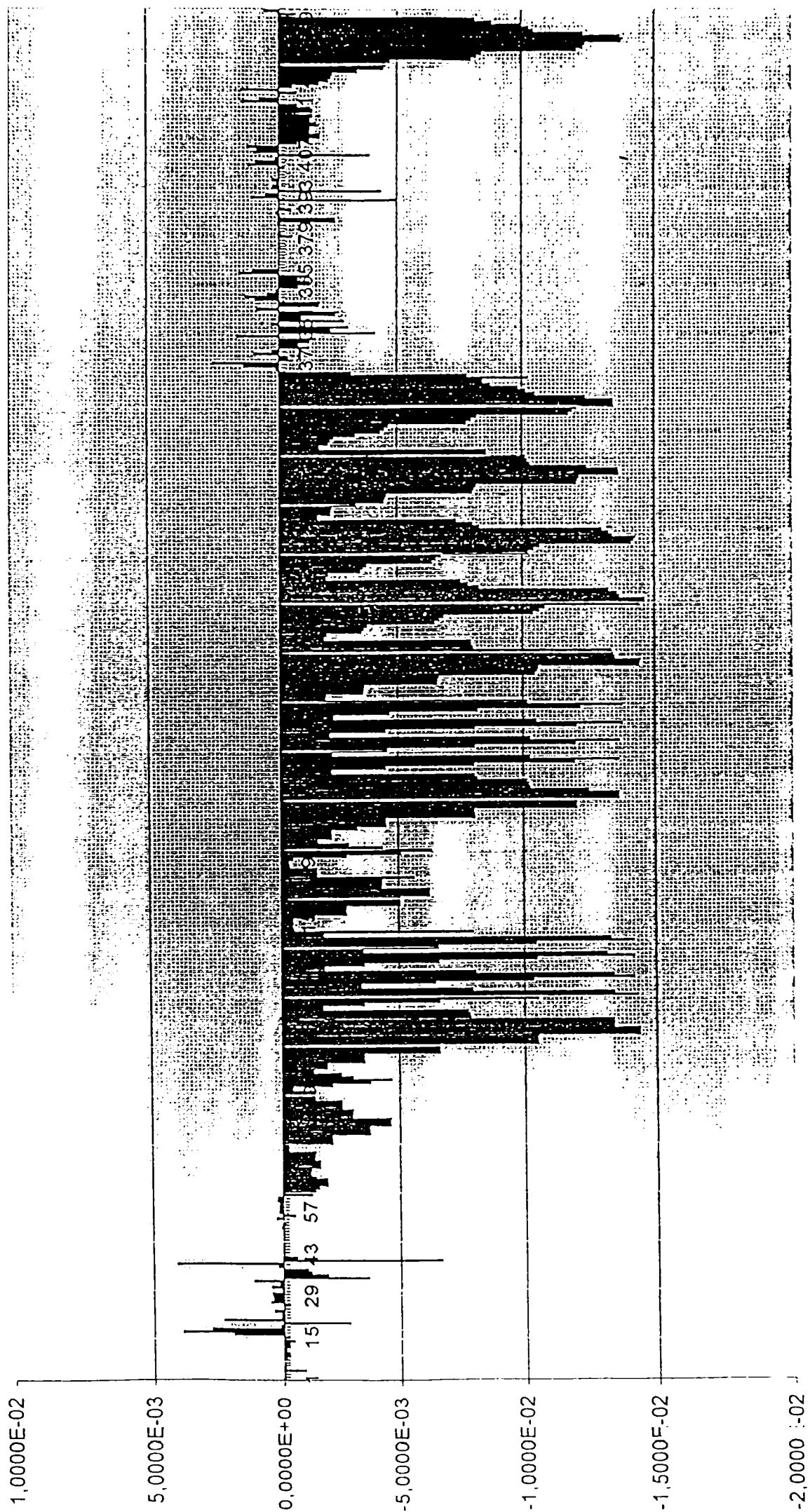
CAZ 2

SEMIFABRICAT CU PRINDERE INTRE VIRFURI

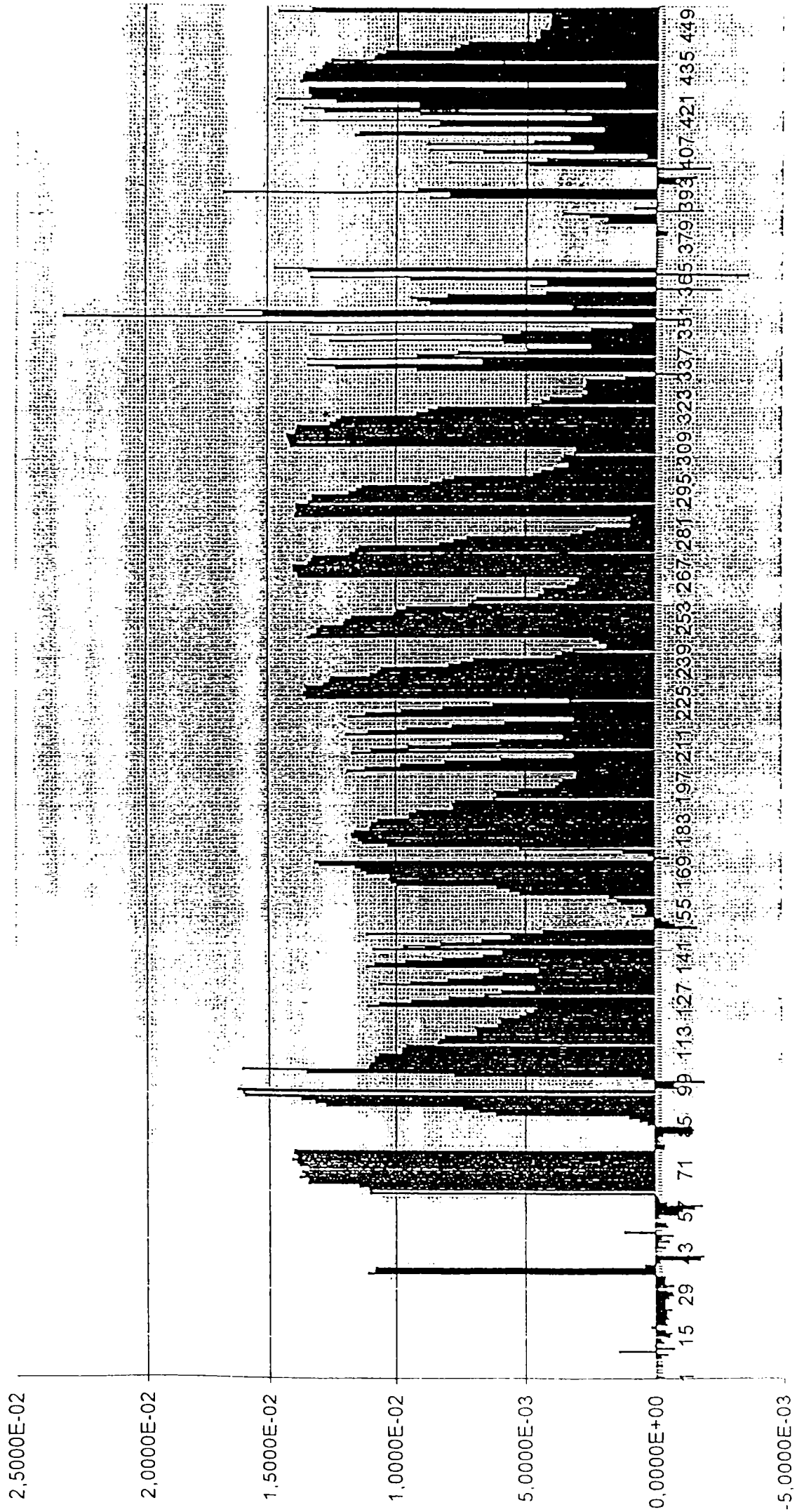
X=0,25



Translația axa X

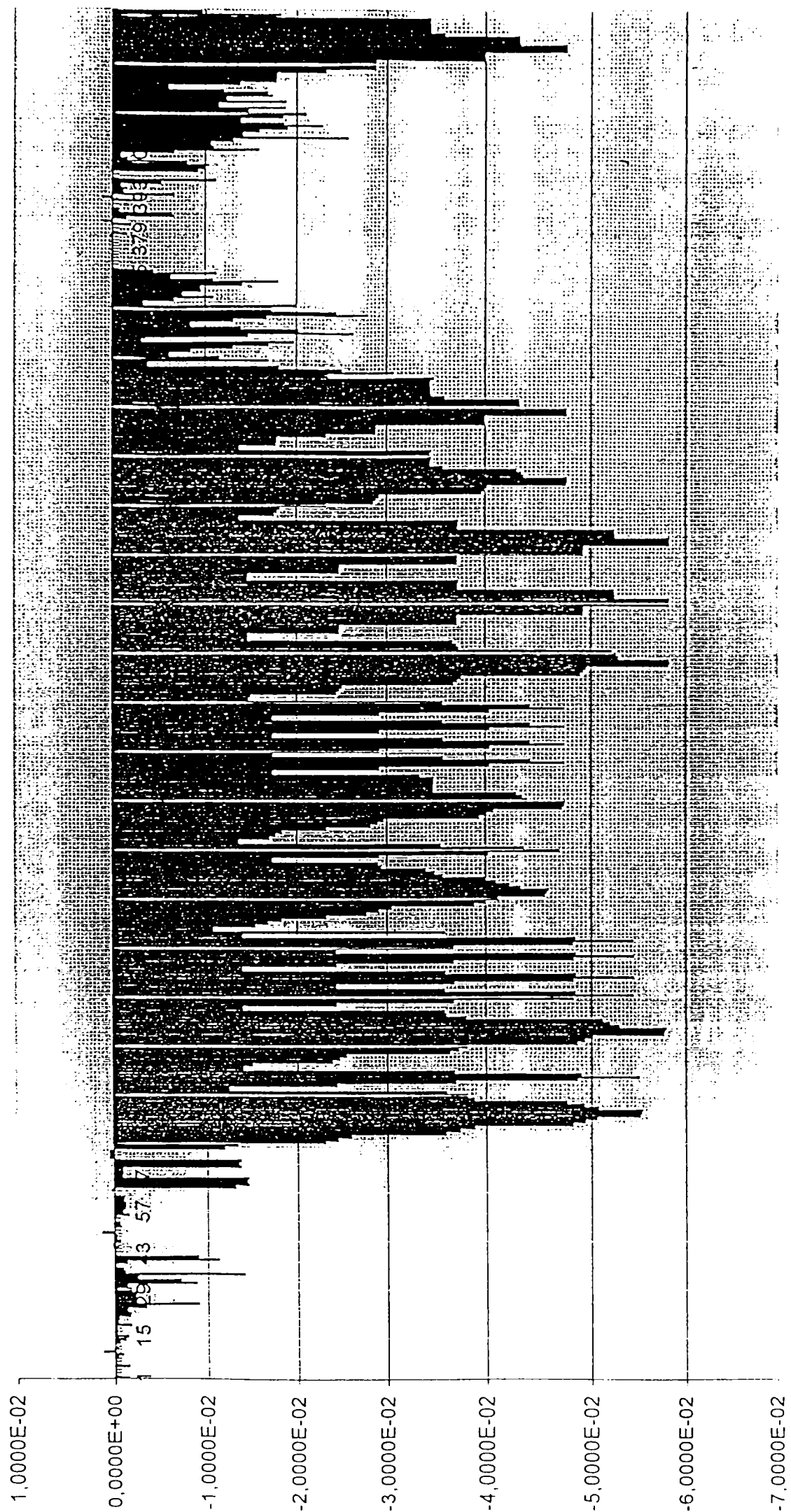


Translația axa Y





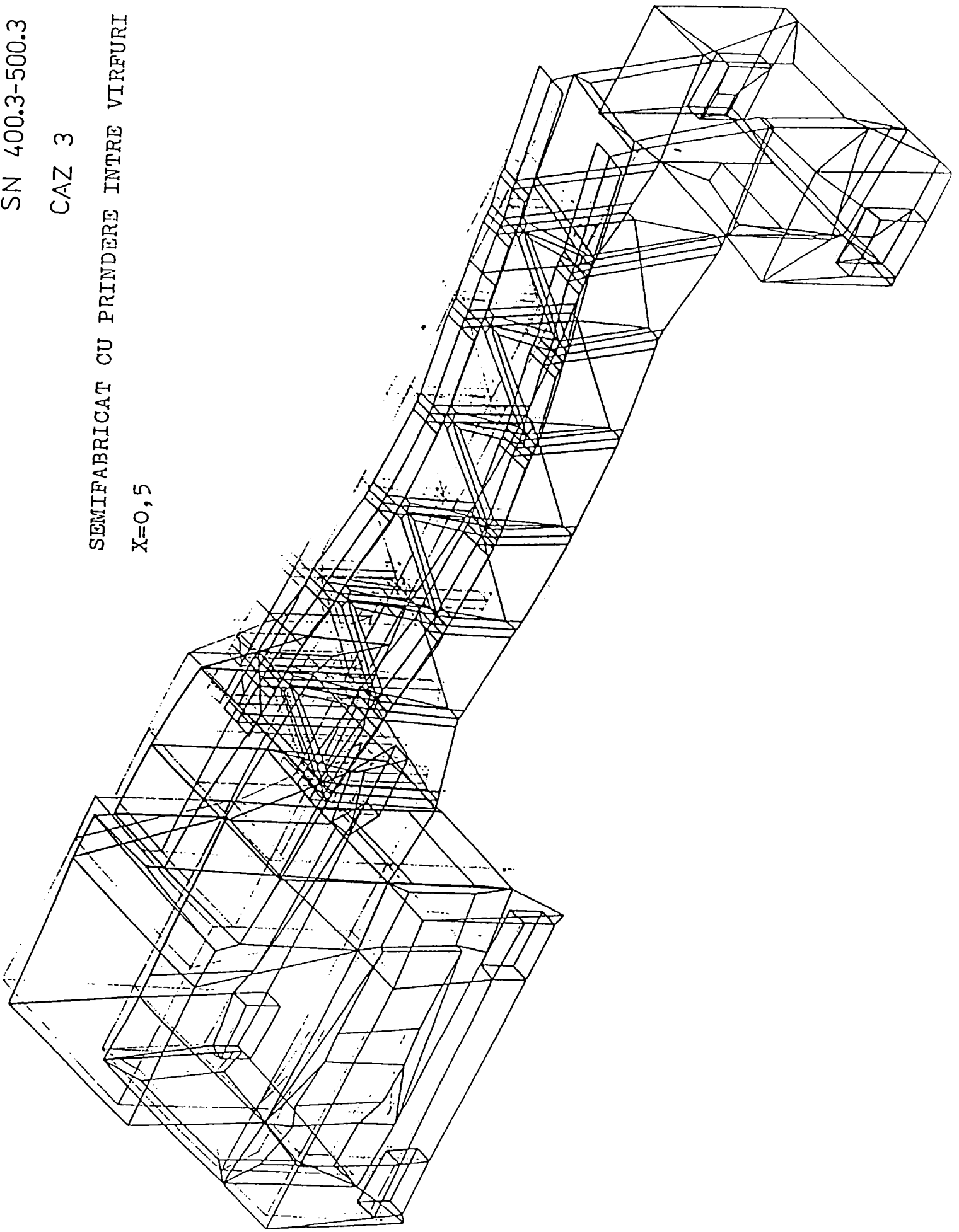
Translația axa Z



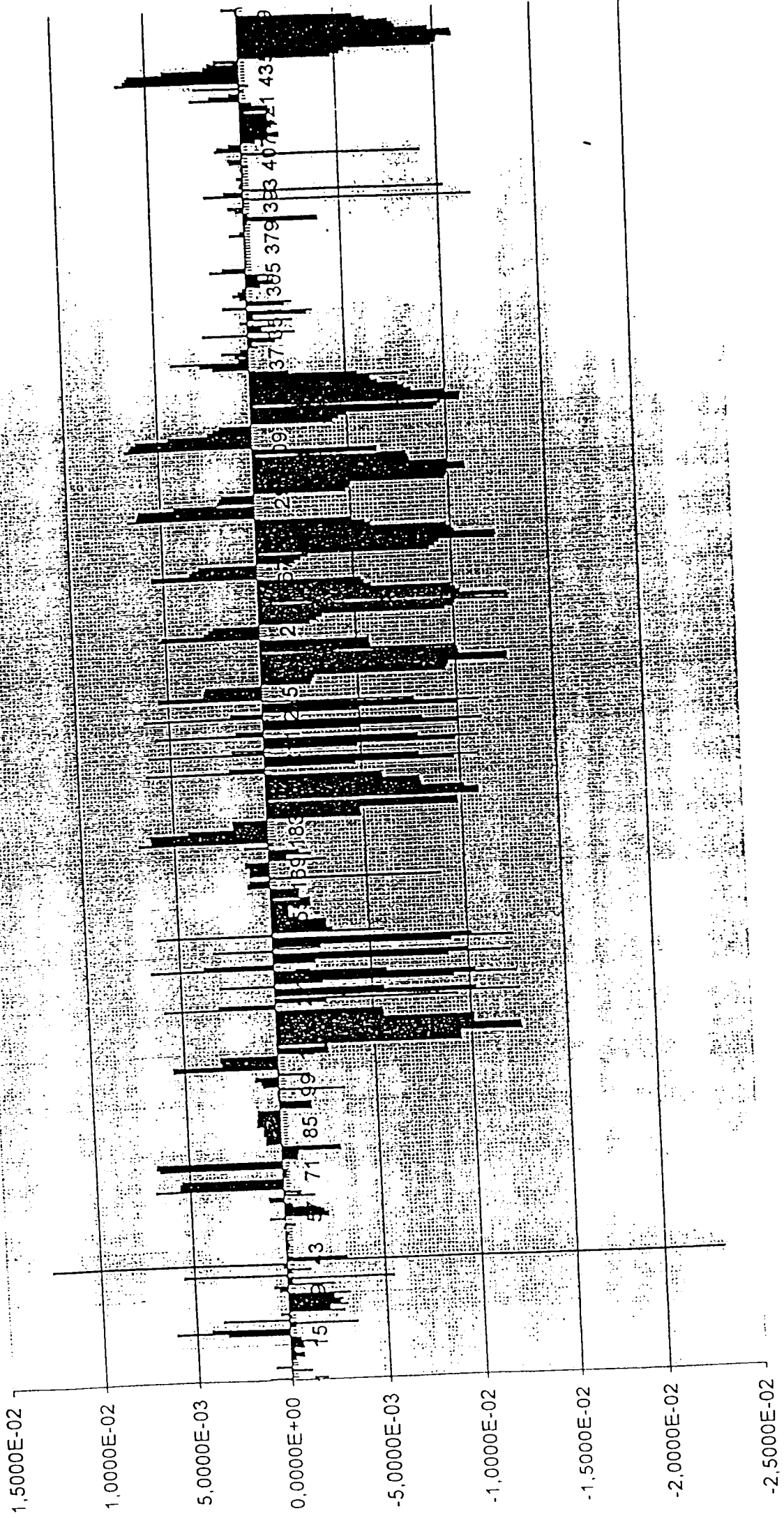
SN 400.3-500.3

CAZ 3

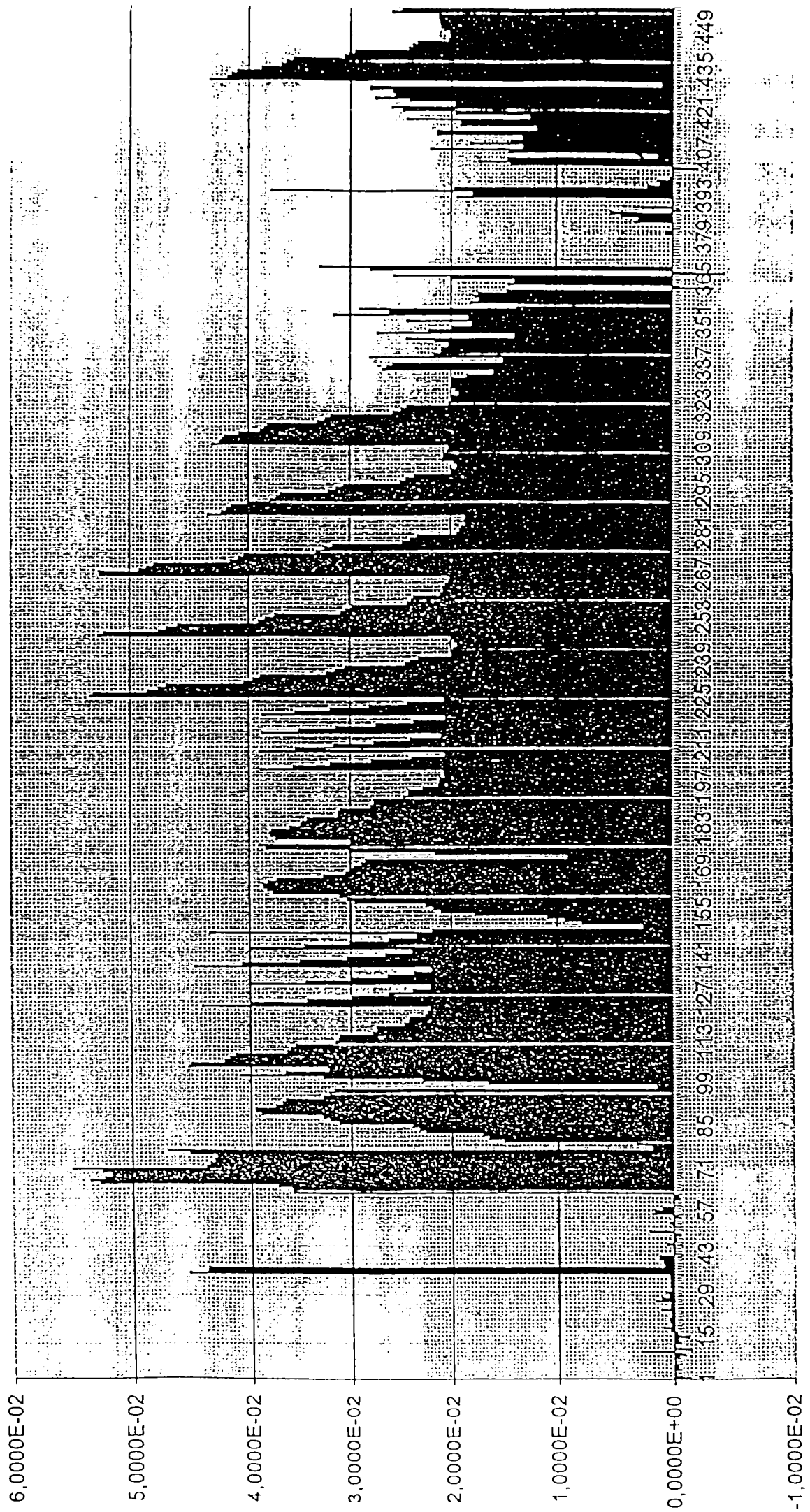
SEMIFABRICAT CU PRINDERE INTRE VIRFURI  
X=0,5



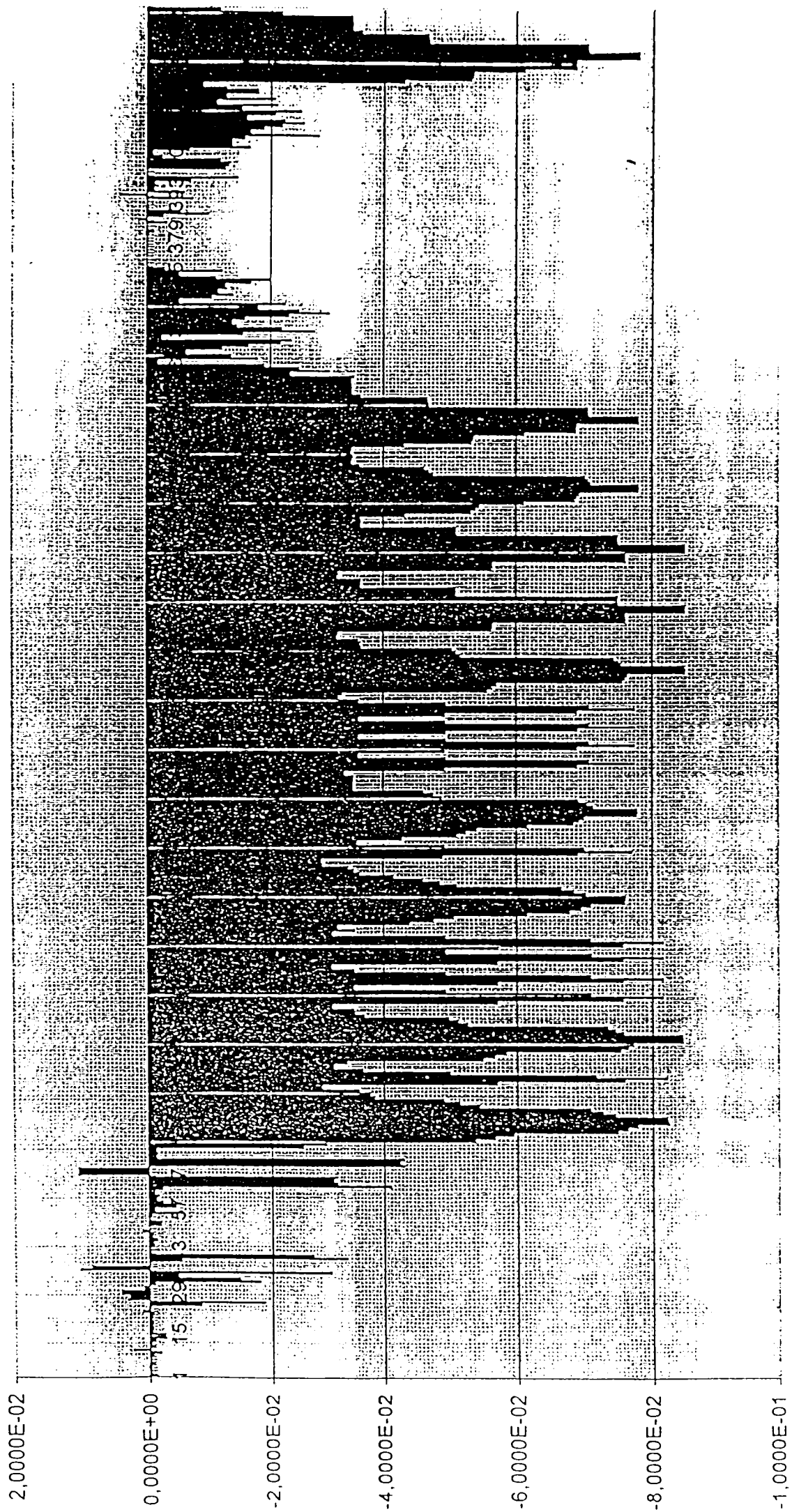
Translația axa X



Translația axa Y



Translația axa Z

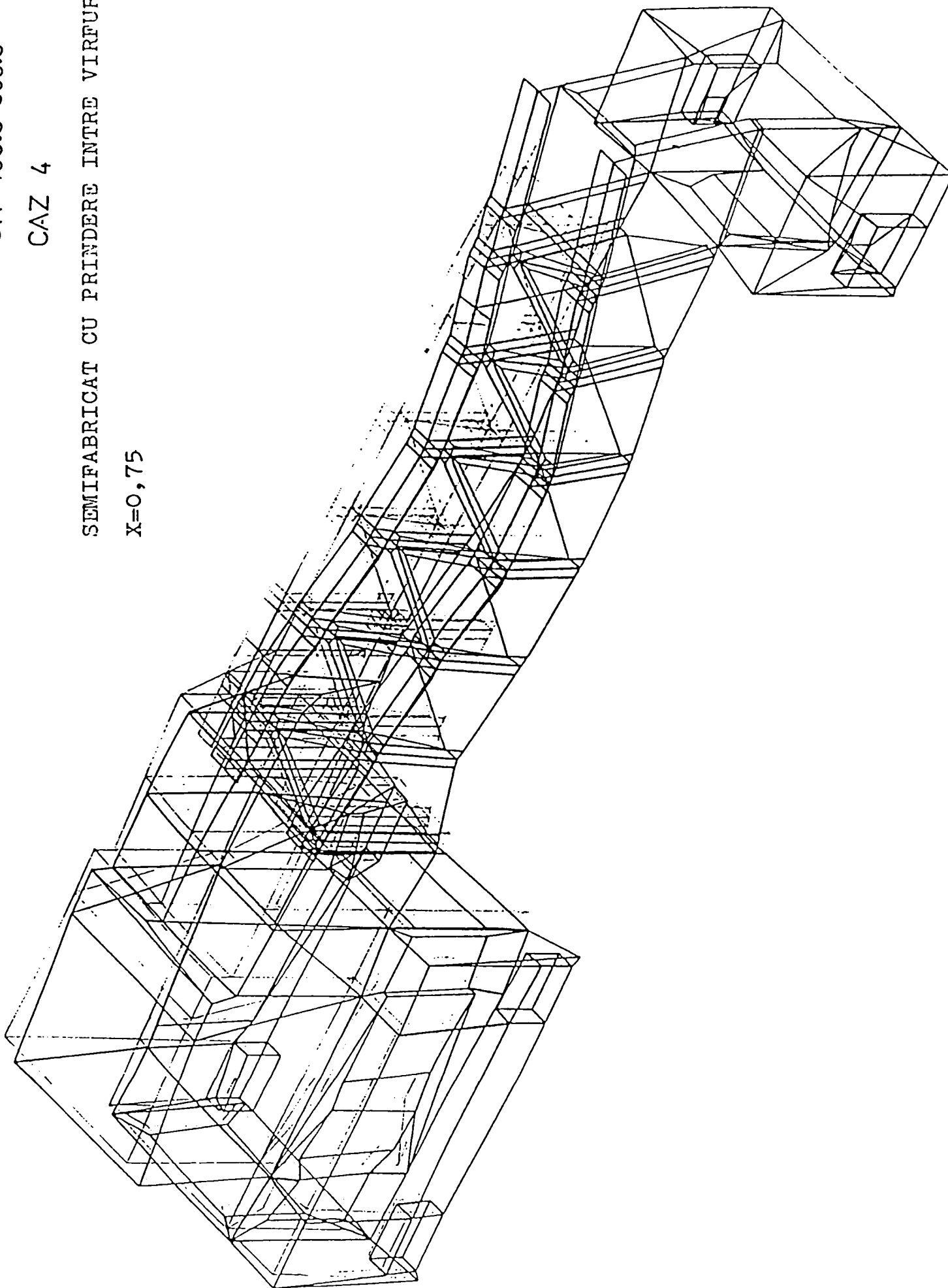


SN 400.3-500.3

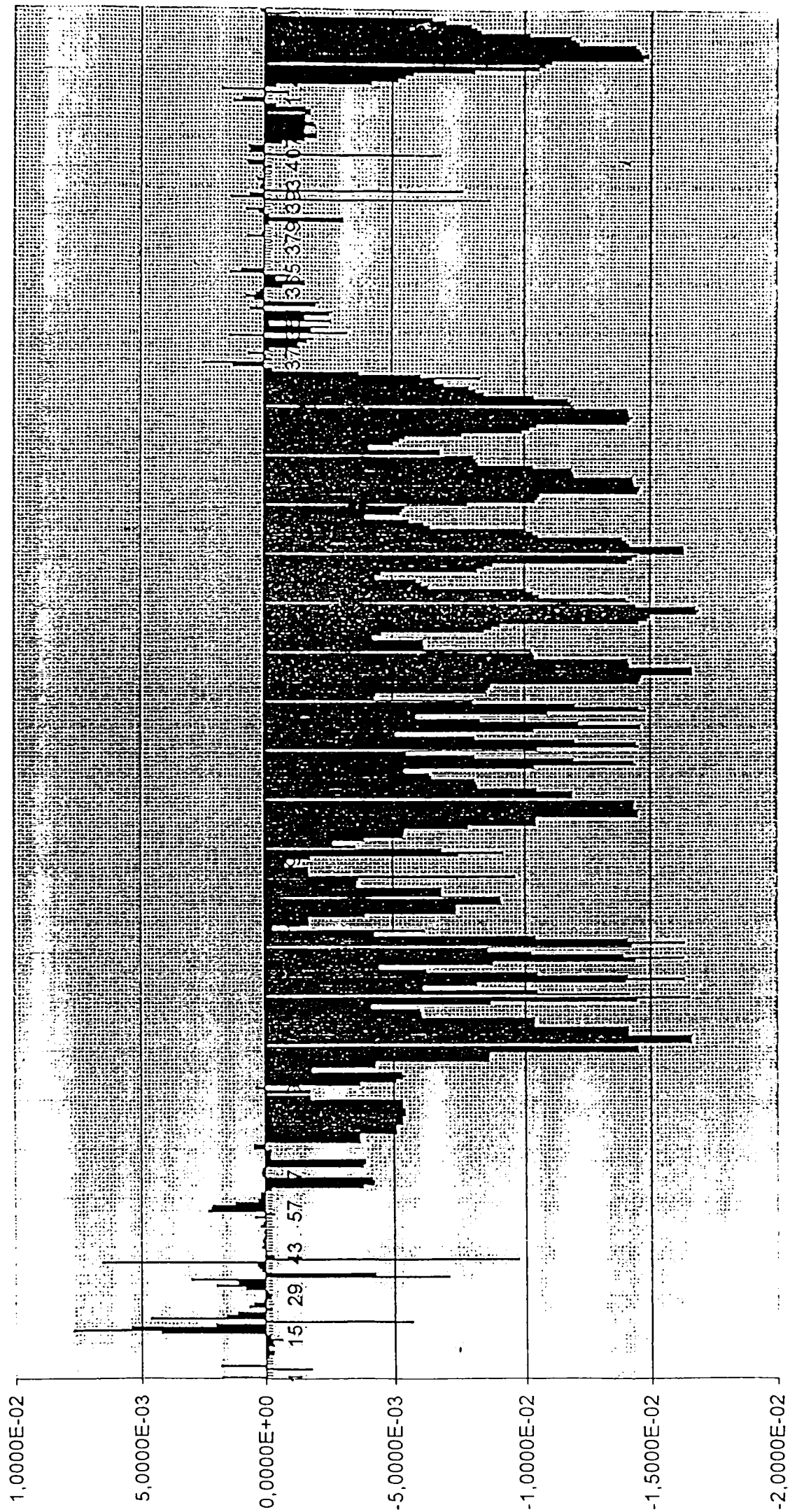
CAZ 4

SEMIFABRICAT CU PRINDERE INTRE VIRFURI

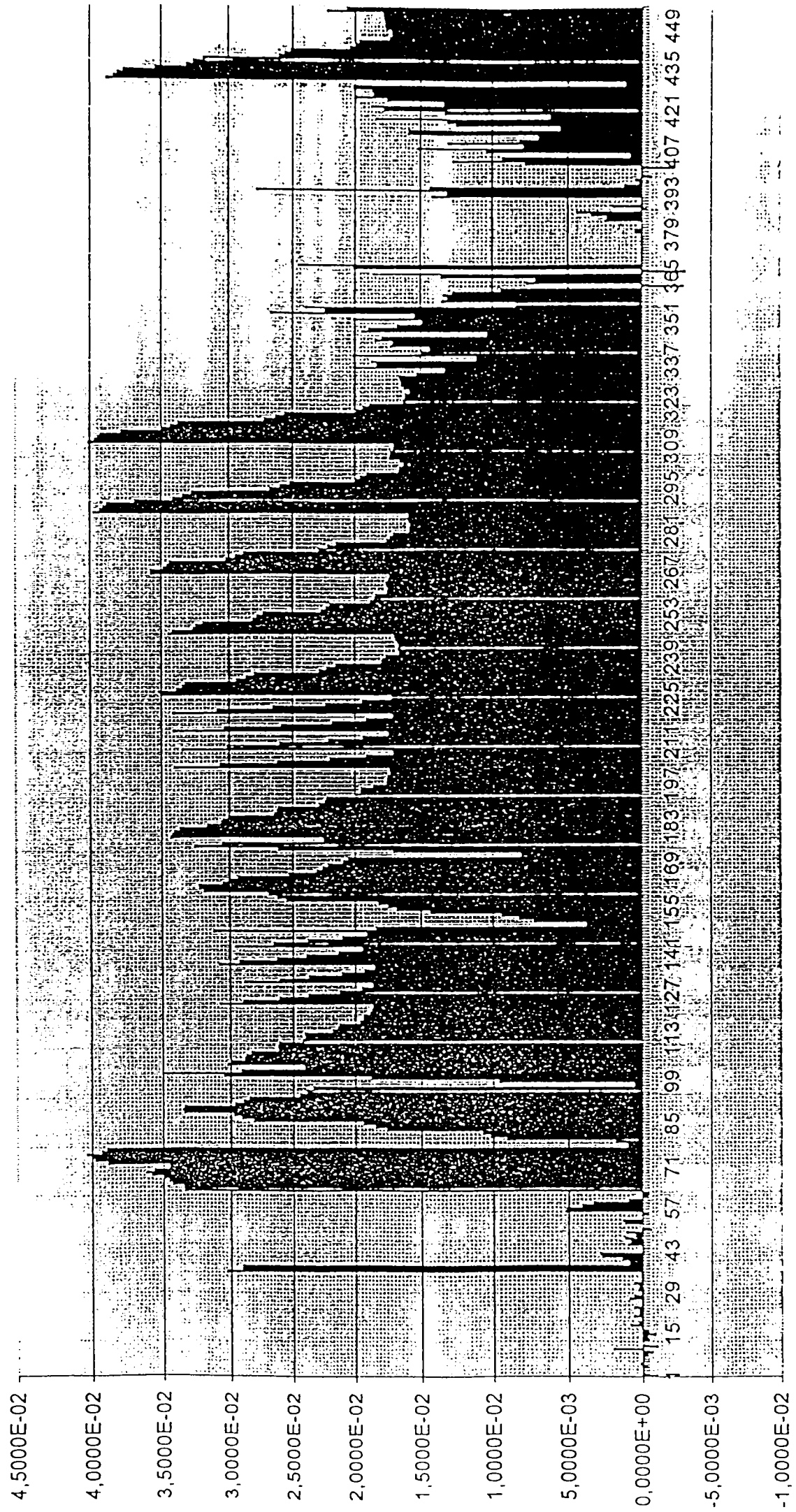
X=0,75



Translația axa X

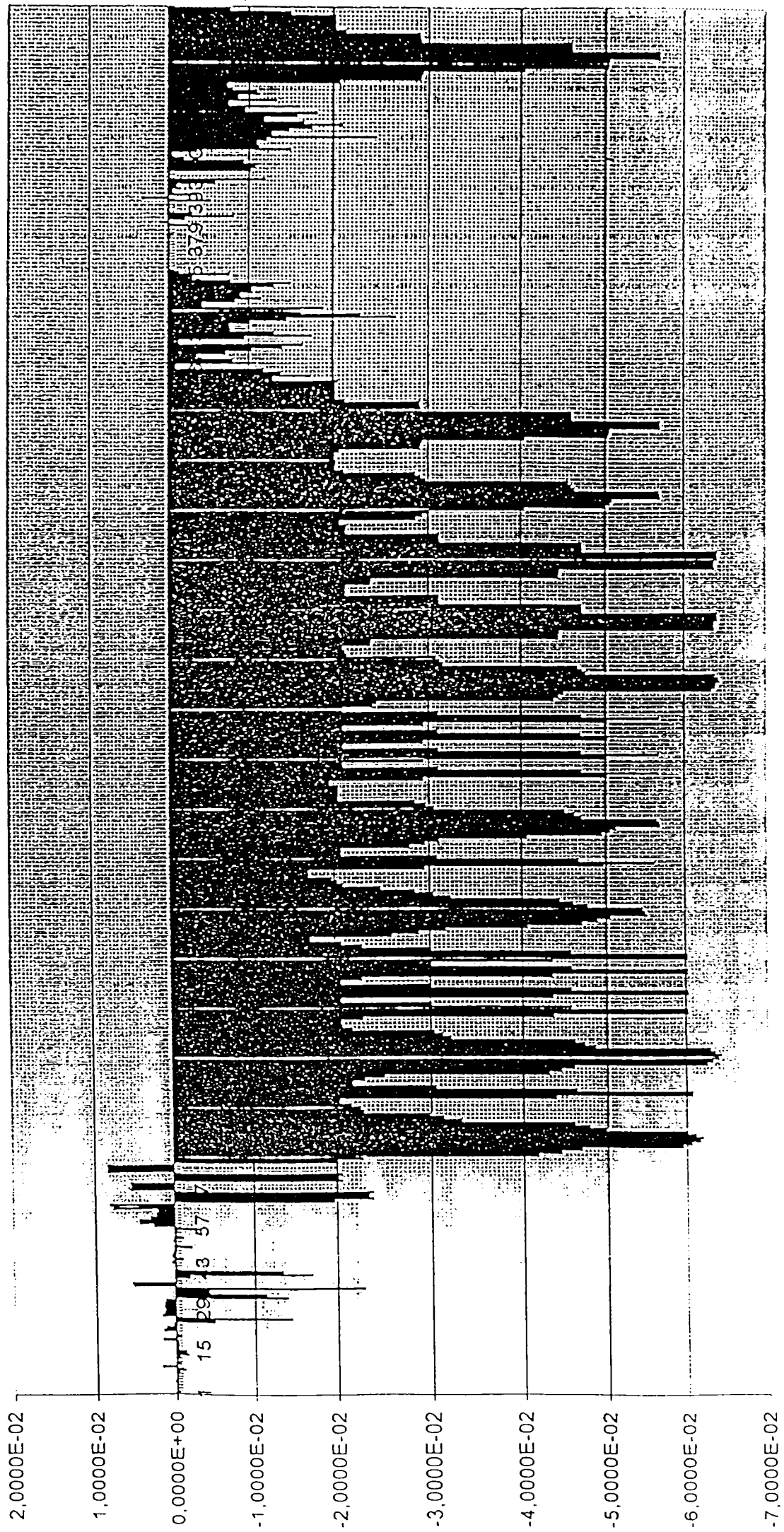


Translația axa Y





Translația axa Z

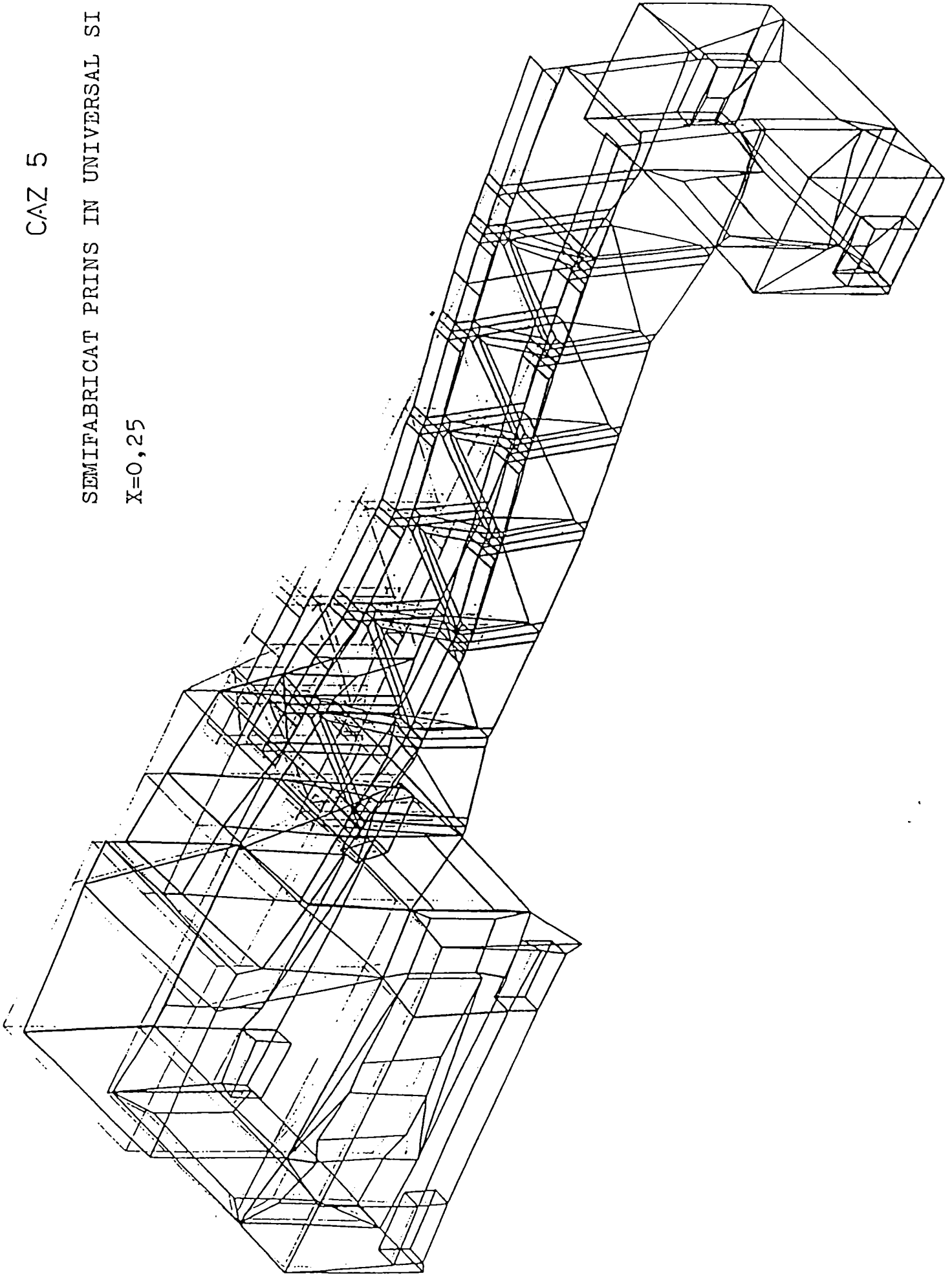


SN 400.3-500.3

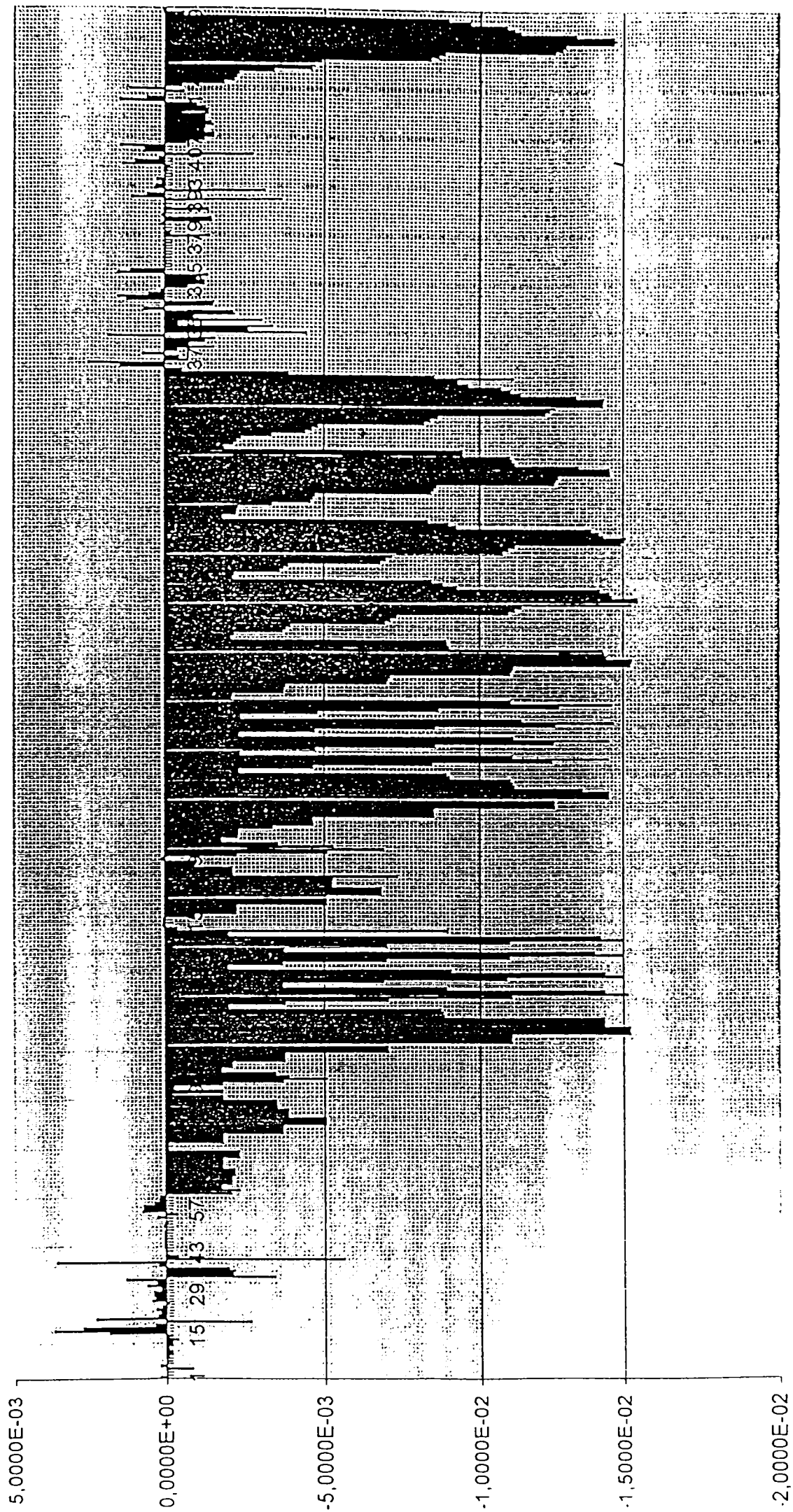
CAZ 5

SEMIFABRICAT PRINS IN UNIVERSAL SI VIRF

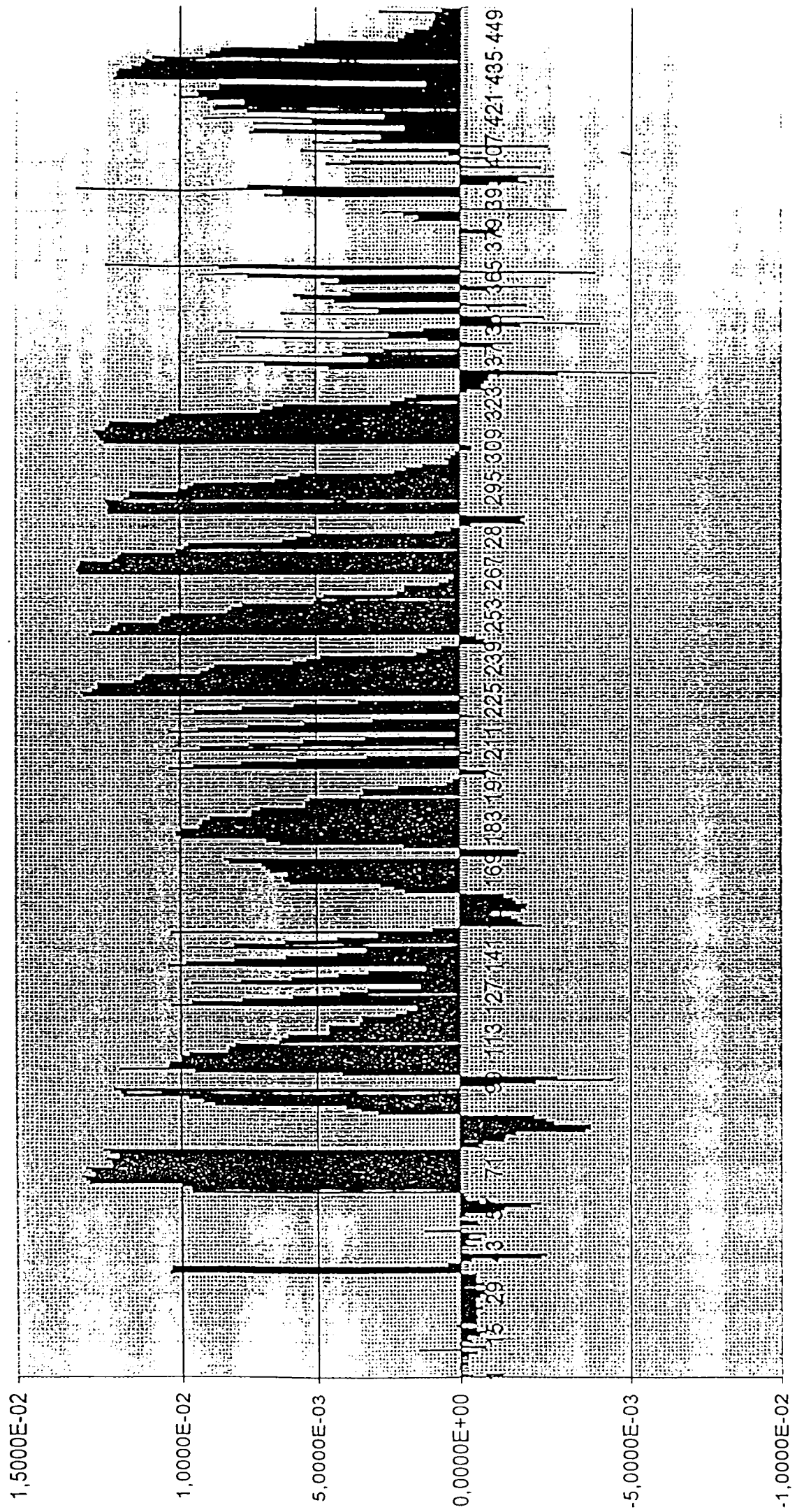
X=0,25



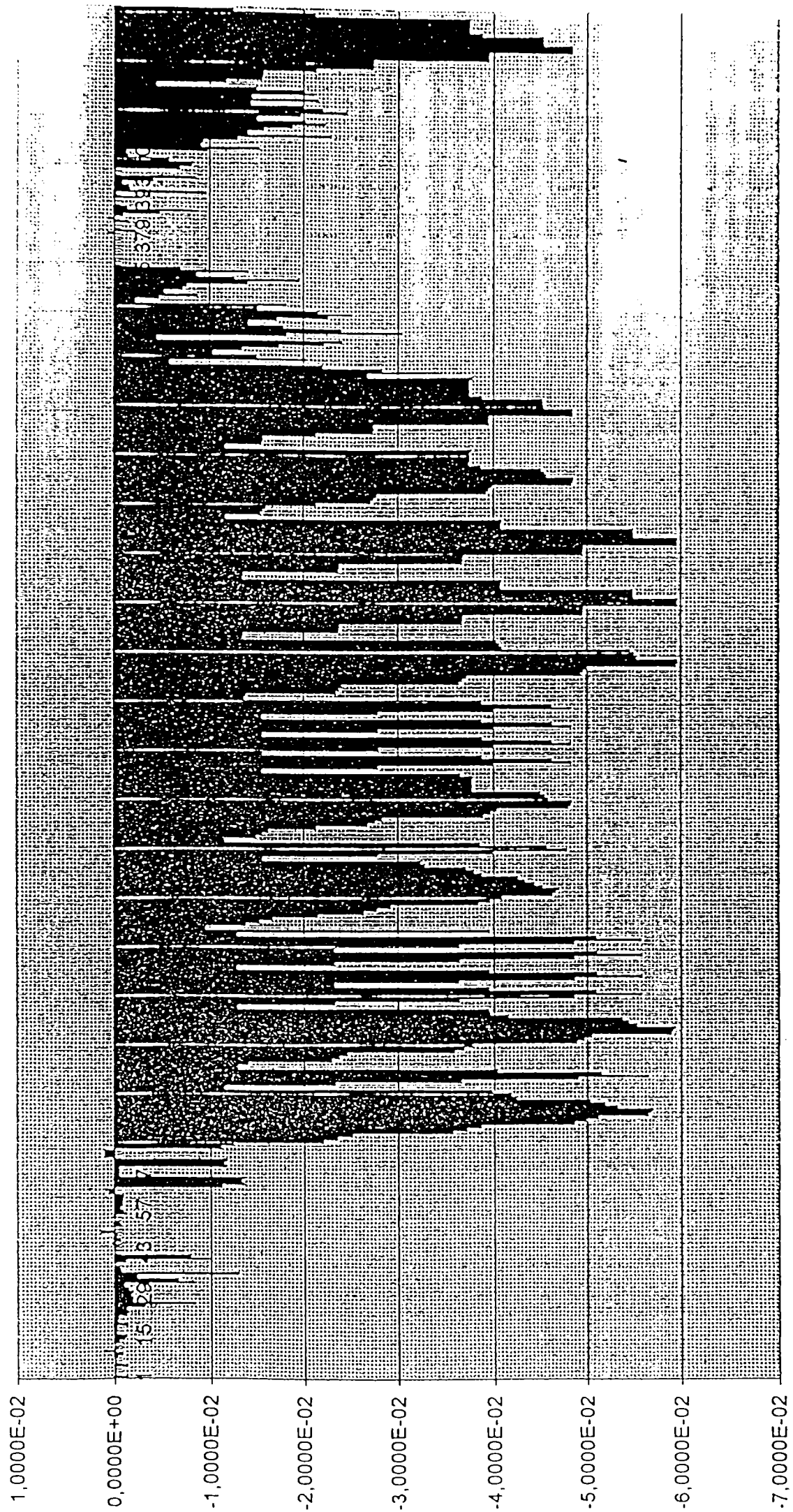
Translația axa X



Translația axa Y



Translația axa Z

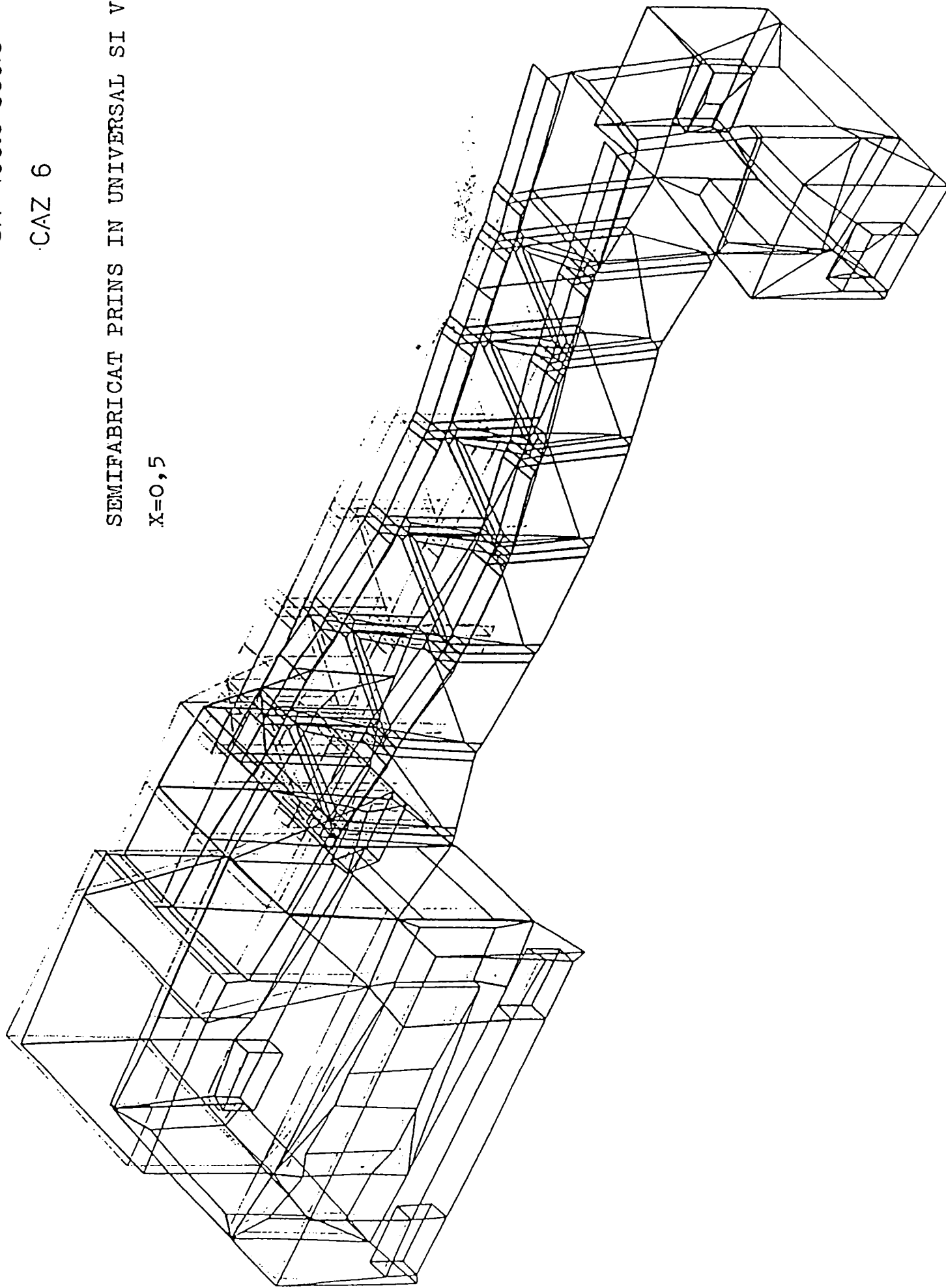


SN 400.3-500.3

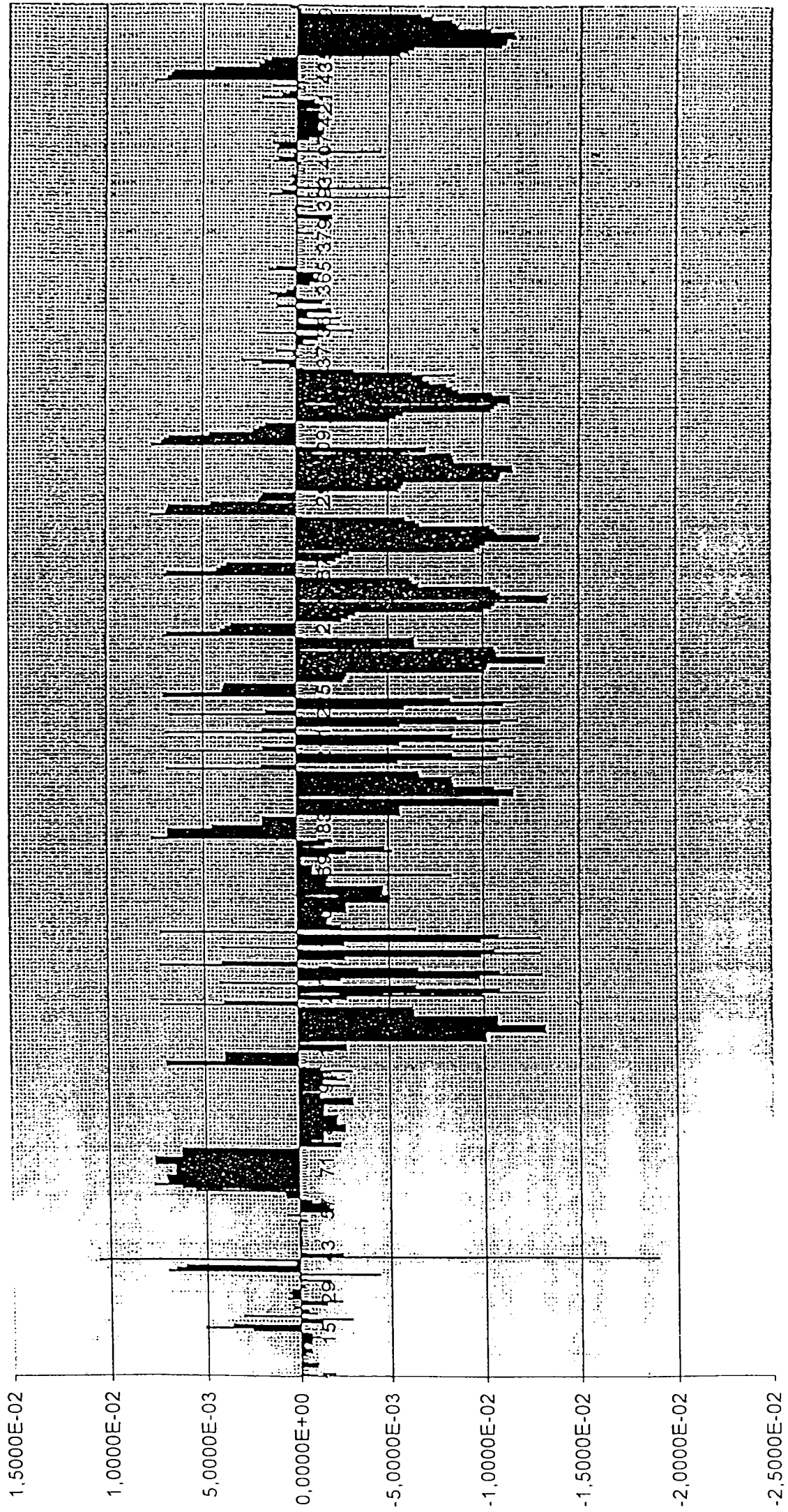
CAZ 6

SEMIFABRICAT PRINS IN UNIVERSAL SI VIRF

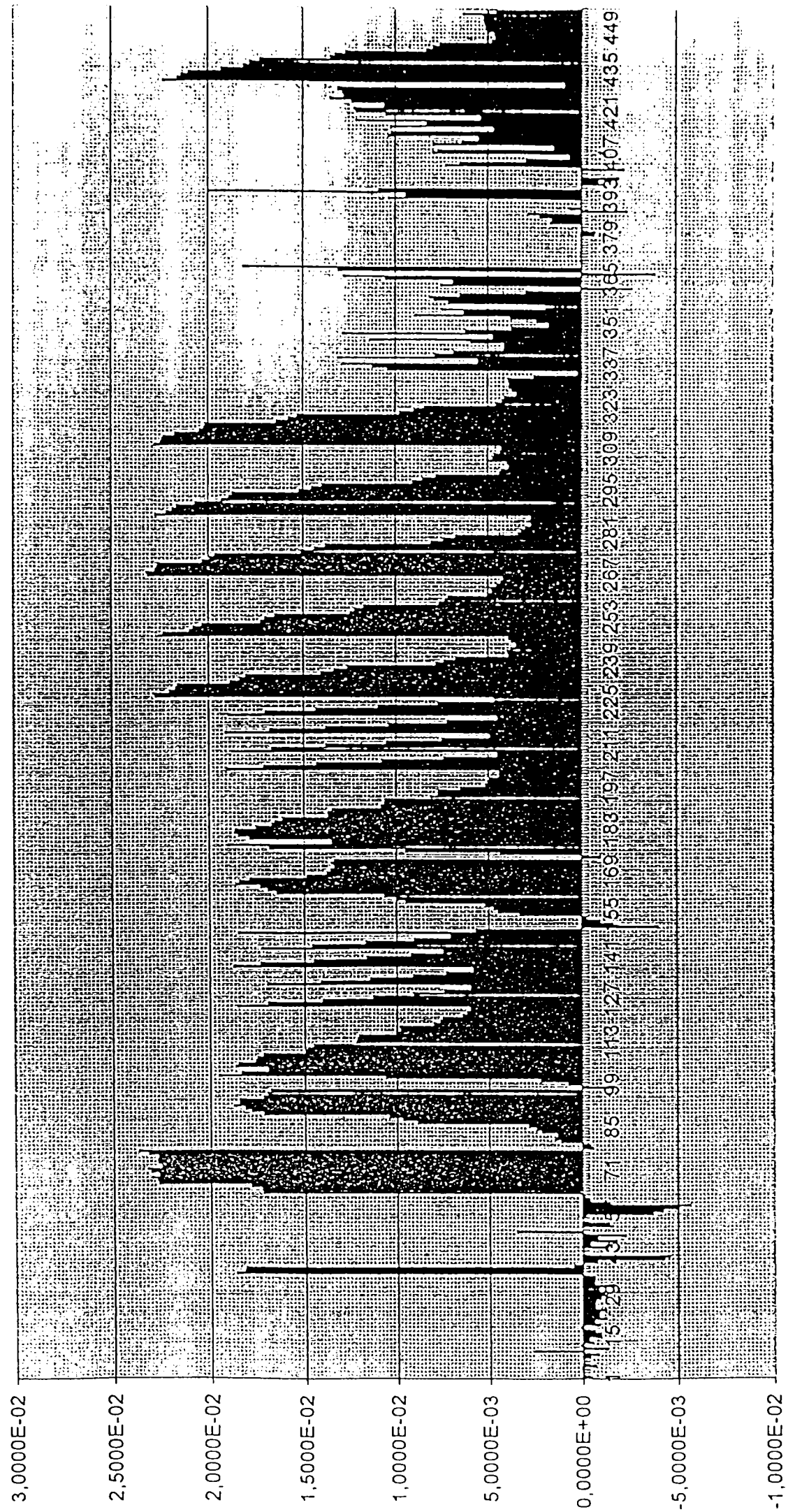
X=0,5



Translația axa X

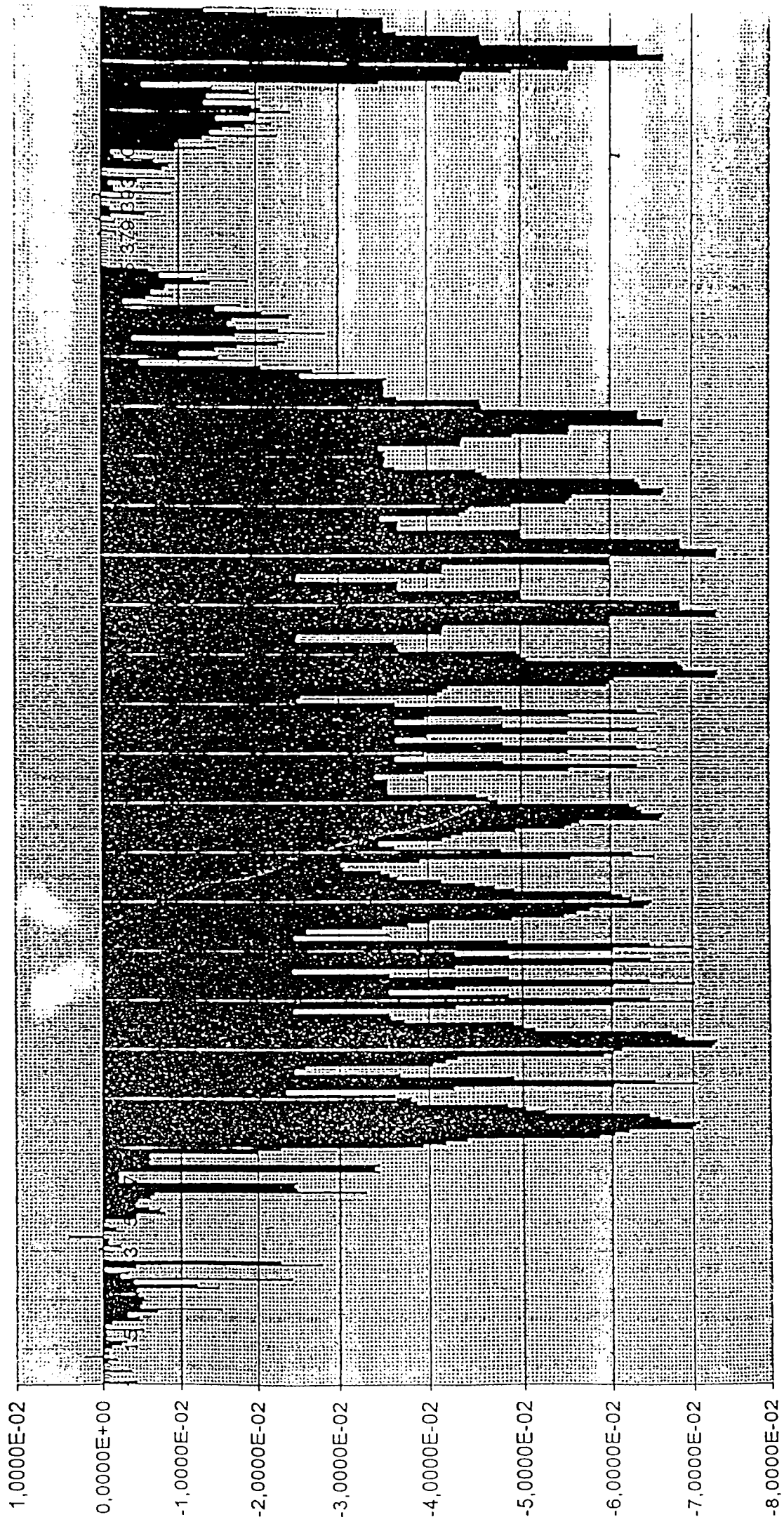


Translația axa Y





Translația axa Z

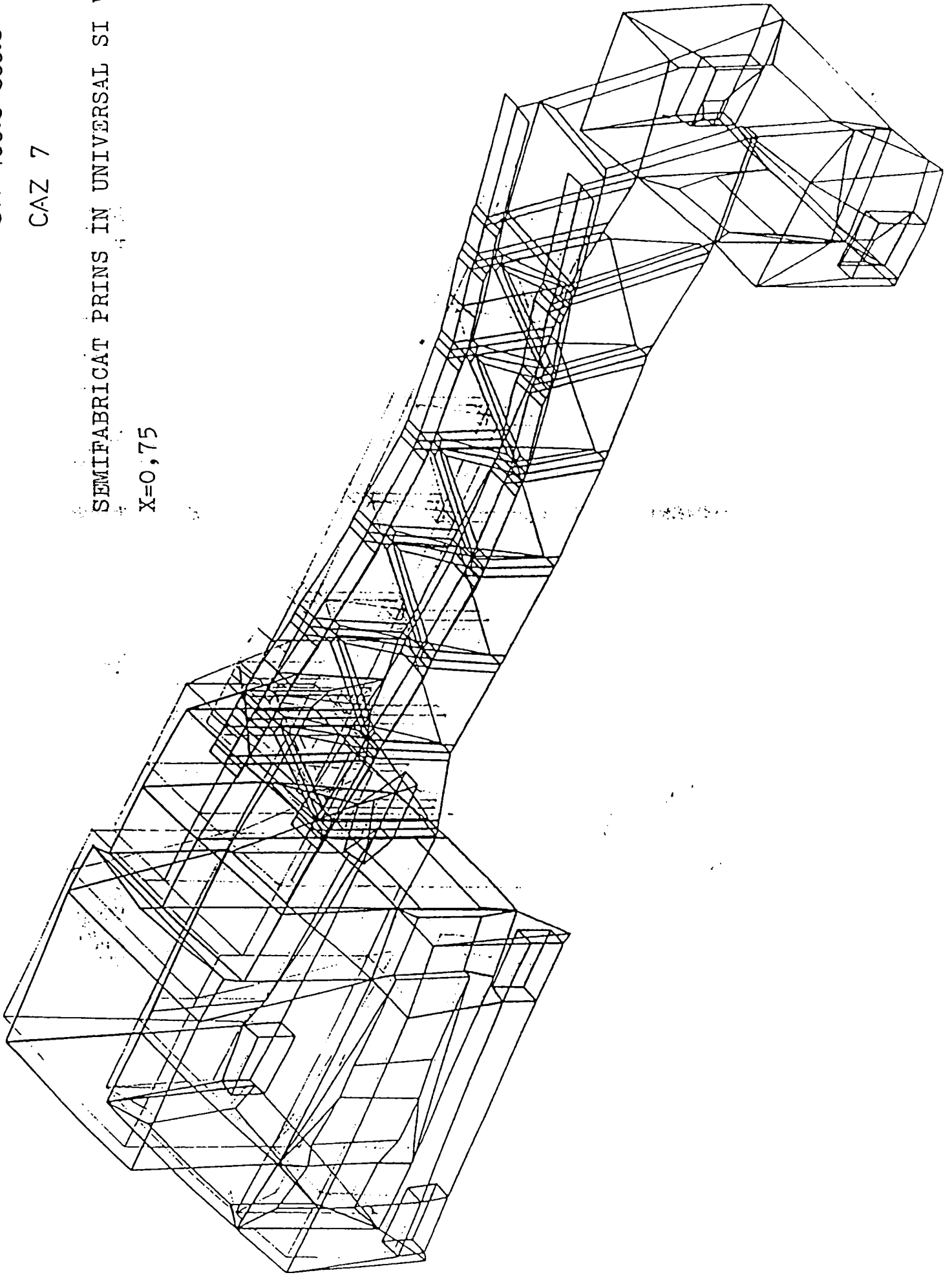


SN 400.3-500.3

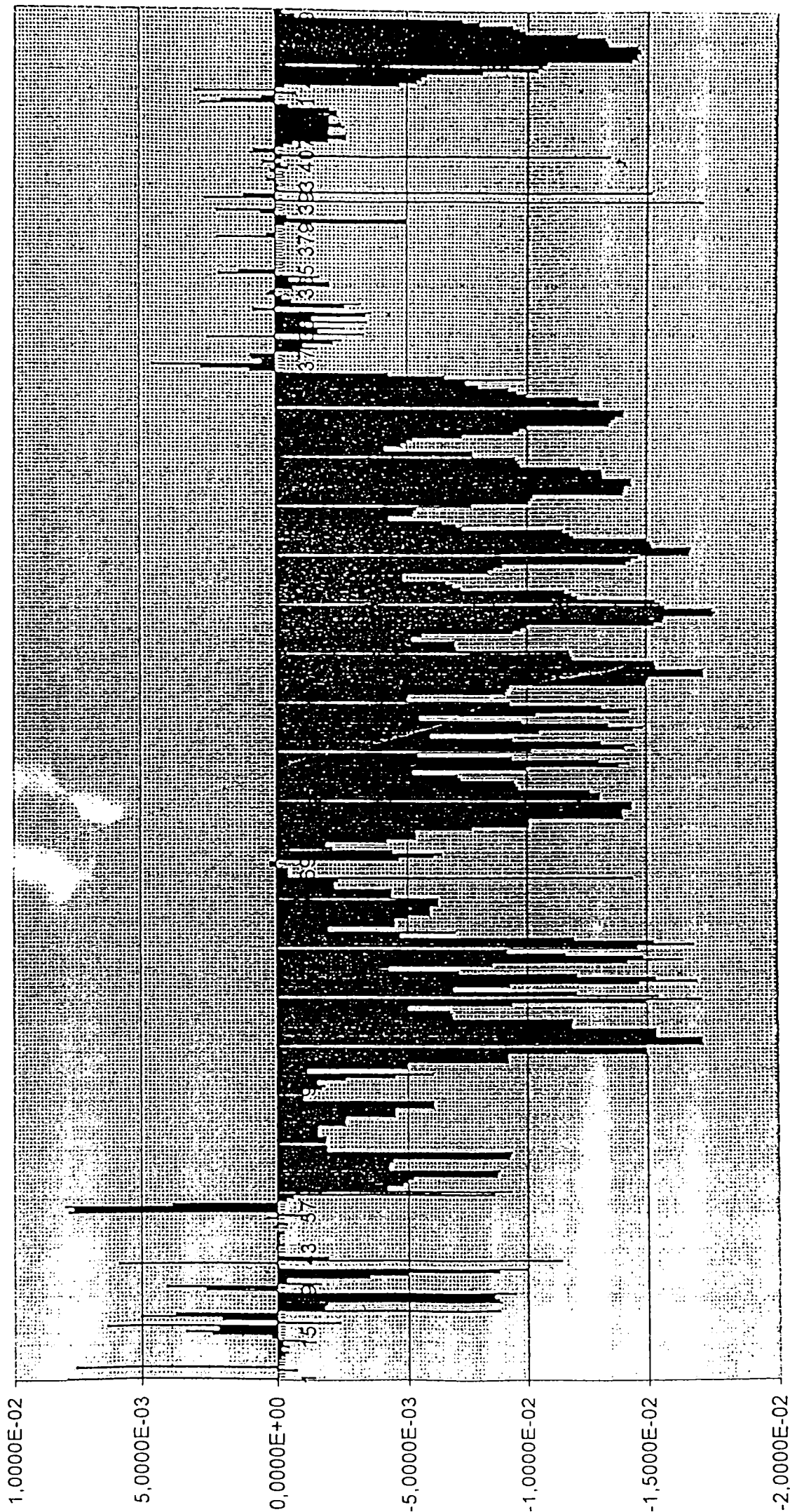
CAZ 7

SEMIFABRICAT PRINS IN UNIVERSAL SI VIRF

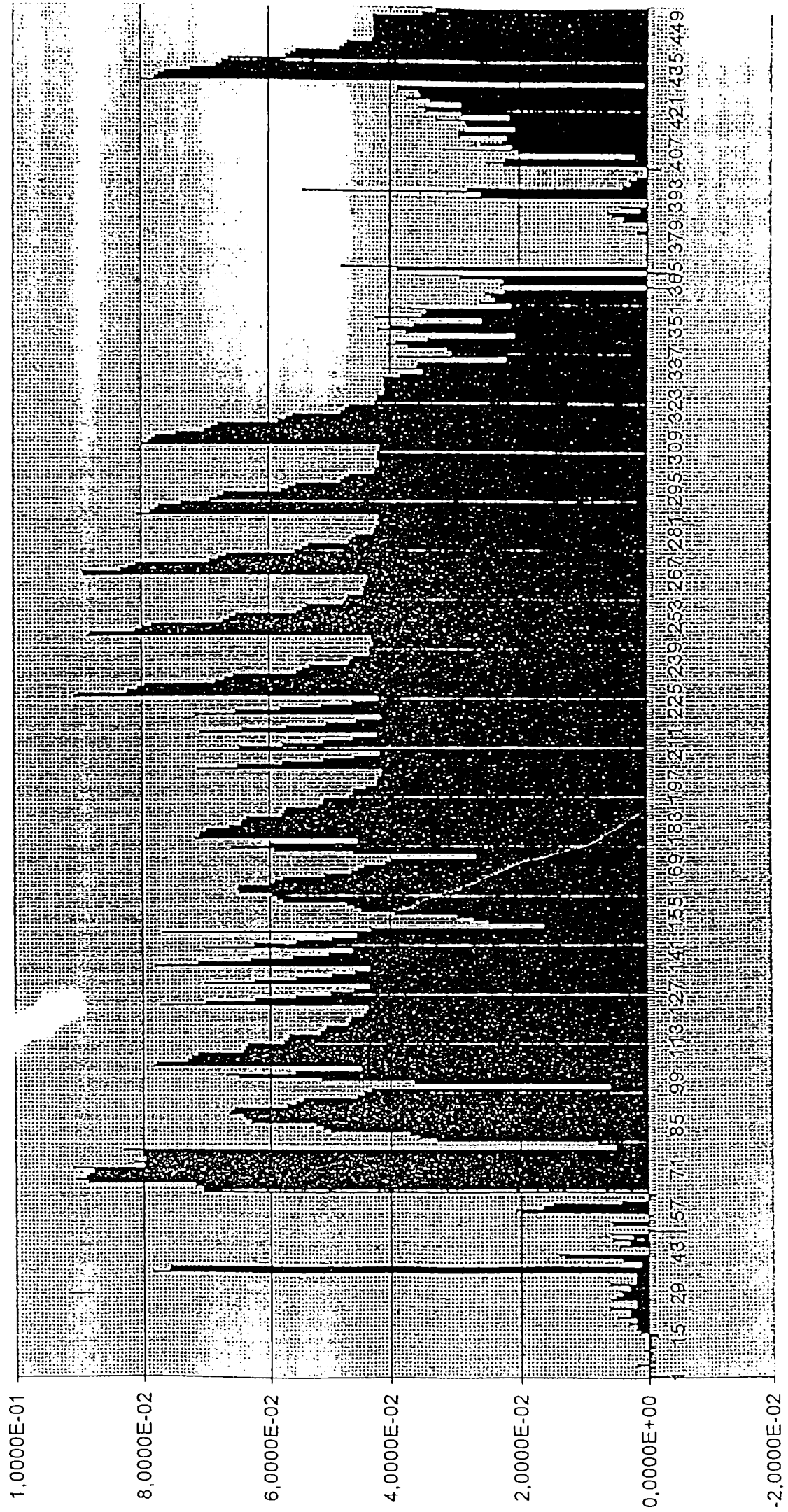
X=0,75



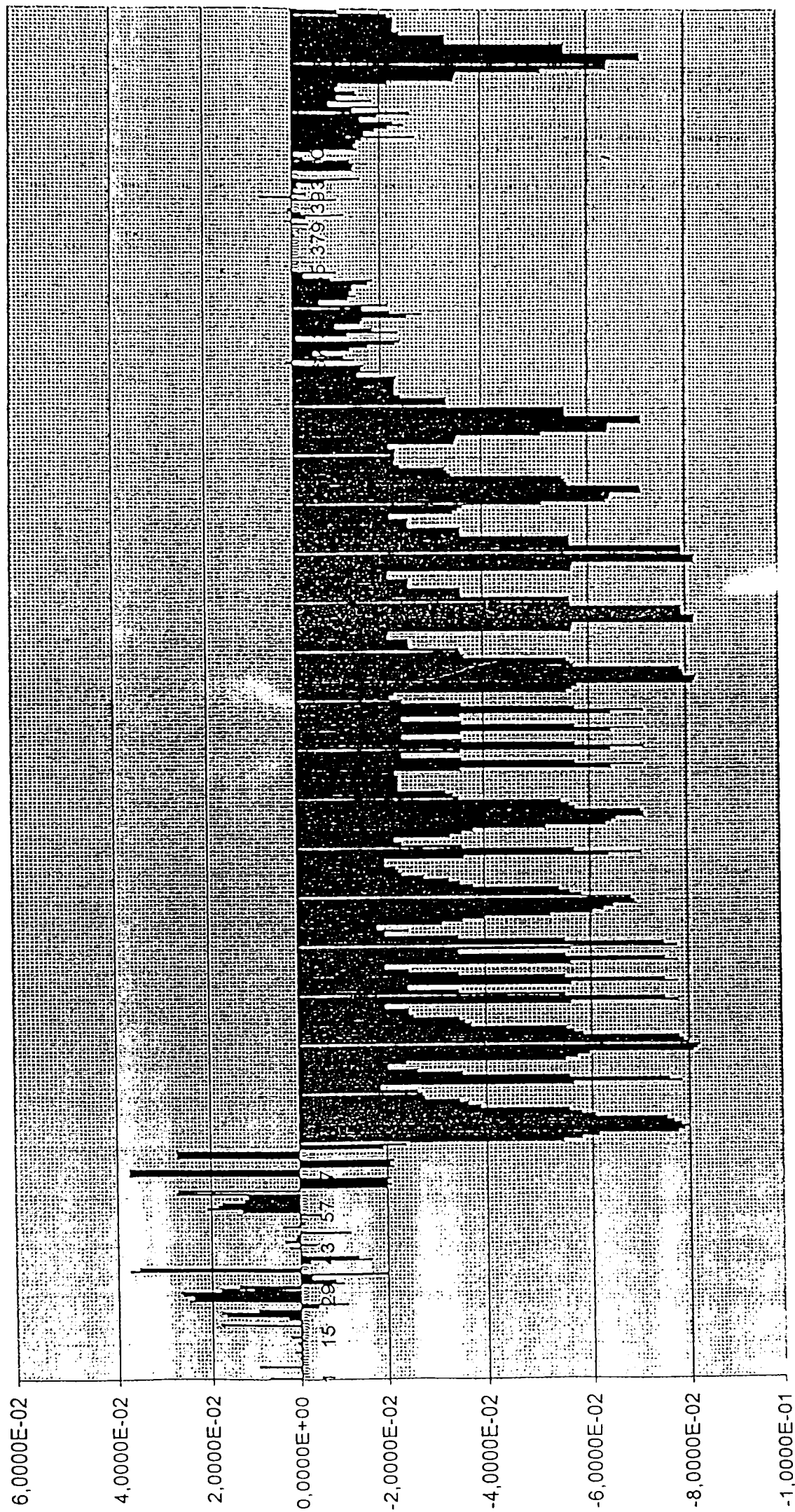
Translația axa X

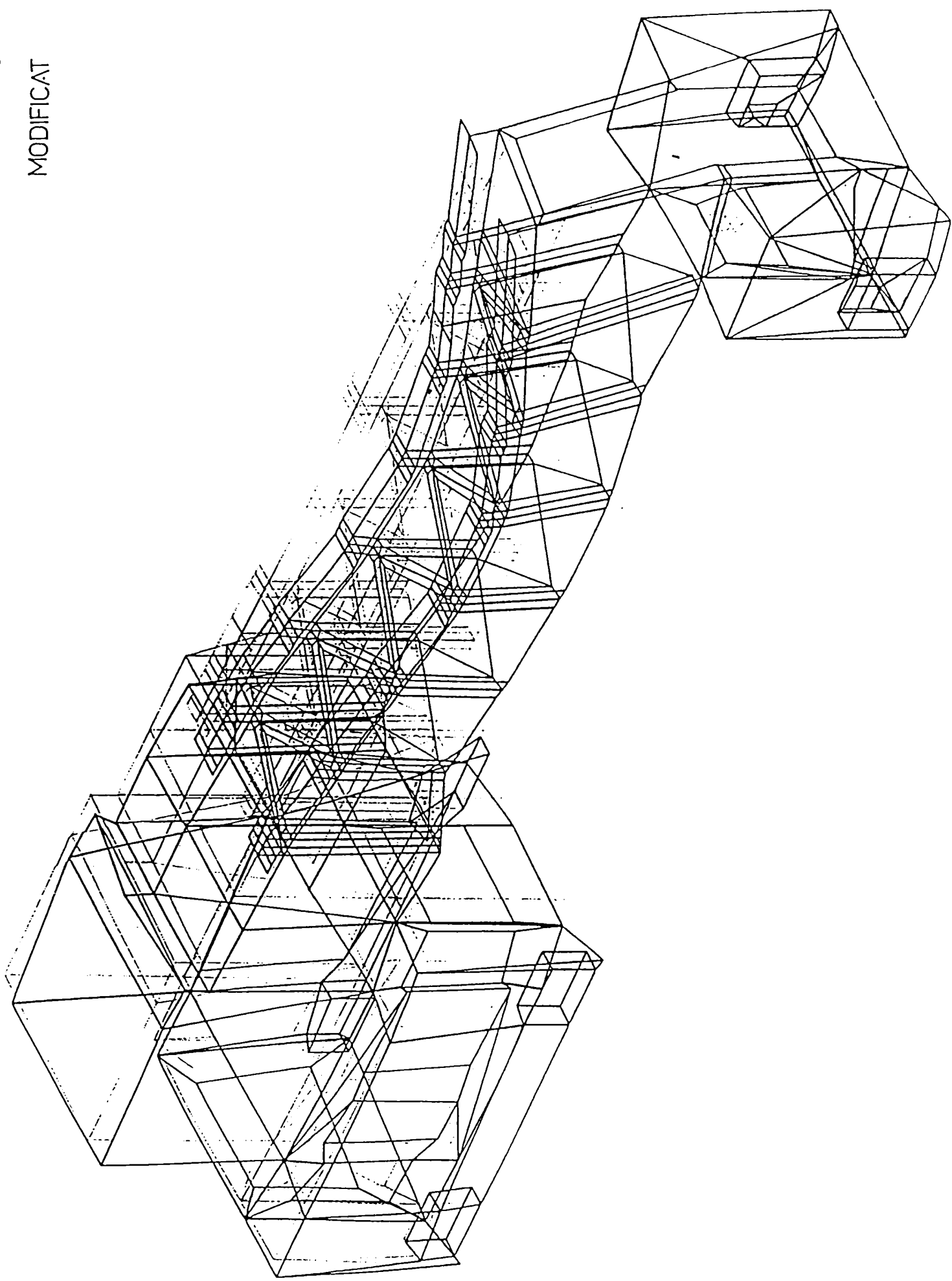


Translația axa Y



Translația axa Z







## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
7	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
8	-9.08E-05	-2.70E-04	1.21E-04
9	-2.58E-04	-4.69E-04	-2.14E-04
10	-3.71E-04	7.96E-04	1.29E-03
11	-1.19E-04	-5.80E-04	-2.85E-04
12	-3.80E-04	-1.77E-04	9.52E-05
13	-1.89E-04	-2.64E-04	6.90E-04
14	-1.04E-03	-1.86E-04	-8.15E-04
15	2.02E-04	-1.26E-03	2.00E-03
16	2.29E-03	1.25E-03	-1.27E-04
17	3.27E-03	1.91E-03	-2.11E-04
18	2.03E-03	1.86E-03	-1.24E-04
19	6.29E-03	2.98E-03	1.79E-02
20	-2.31E-03	1.92E-03	-1.67E-04
21	1.93E-03	5.01E-03	2.68E-03
22	5.02E-03	2.98E-03	1.68E-02
23	3.73E-03	2.99E-03	1.77E-02
24	-8.85E-03	6.14E-03	9.59E-03
25	-1.80E-03	1.91E-03	-3.94E-03
26	-1.91E-03	1.91E-03	-1.07E-02
27	-8.96E-03	6.03E-03	2.49E-02
28	-8.83E-03	5.33E-03	2.39E-02
29	-8.66E-03	4.17E-03	2.64E-02
30	-9.54E-03	4.64E-03	2.69E-02
31	2.55E-03	2.99E-03	1.79E-02
32	4.03E-03	6.09E-03	1.37E-02
33	-1.65E-03	1.91E-03	-9.89E-03
34	-3.88E-04	1.91E-03	-8.05E-03
35	-3.44E-03	1.92E-03	-2.62E-03
36	-4.80E-03	7.89E-02	-1.99E-02
37	-8.93E-03	7.62E-02	3.74E-02
38	-1.01E-02	7.61E-02	3.57E-02
39	-4.52E-05	1.05E-03	-2.84E-06
40	5.88E-03	4.14E-03	-2.23E-03
41	-1.15E-02	1.33E-02	-1.64E-02
42	-1.88E-03	1.41E-02	-1.32E-02
43	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
44	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
45	3.20E-05	4.56E-03	2.09E-03
46	-2.29E-04	2.94E-03	-3.46E-03



## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

47	-6.28E-05	5.61E-03	3.22E-03
48	-2.16E-05	2.43E-03	9.45E-04
49	-7.10E-05	6.00E-03	5.37E-04
50	-2.20E-04	-6.09E-03	-1.15E-02
51	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
52	1.31E-04	5.52E-03	3.54E-03
53	-3.31E-04	5.92E-03	-9.51E-04
54	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
55	3.37E-04	-5.39E-04	-1.91E-04
56	-1.15E-03	1.99E-02	-4.94E-03
57	7.80E-03	2.06E-02	1.28E-02
58	7.61E-03	1.63E-02	2.07E-02
59	7.95E-03	1.50E-02	1.82E-02
60	3.83E-03	4.17E-03	1.74E-02
61	-3.17E-04	-2.57E-04	1.24E-02
62	-5.53E-04	-1.05E-03	1.17E-02
63	-8.75E-03	7.05E-02	2.74E-02
64	-9.48E-03	7.06E-02	2.69E-02
65	-4.08E-03	7.17E-02	-2.00E-02
66	-4.63E-03	8.90E-02	-2.09E-02
67	-4.81E-03	9.08E-02	-2.01E-02
68	-5.02E-03	8.91E-02	-2.09E-02
69	-8.85E-03	8.86E-02	3.75E-02
70	-8.89E-03	8.81E-02	3.74E-02
71	-8.97E-03	9.12E-02	3.75E-02
72	-4.13E-03	7.97E-02	-2.13E-02
73	-4.16E-03	8.13E-02	-2.07E-02
74	-4.29E-03	7.95E-02	-2.13E-02
75	-9.37E-03	8.01E-02	2.73E-02
76	-9.41E-03	8.00E-02	2.71E-02
77	-9.47E-03	8.31E-02	2.73E-02
78	-1.90E-03	5.19E-03	-1.90E-02
79	-1.91E-03	8.14E-03	-2.40E-02
80	-1.54E-03	3.25E-02	-5.45E-02
81	-1.56E-03	3.54E-02	-5.82E-02
82	-1.57E-03	3.69E-02	-6.16E-02
83	-1.29E-03	5.01E-02	-7.81E-02
84	-1.29E-03	5.14E-02	-7.93E-02
85	-1.30E-03	5.27E-02	-8.04E-02
86	-2.38E-03	6.33E-02	-7.87E-02
87	-2.38E-03	6.41E-02	-7.72E-02

## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

88	-2.40E-03	6.47E-02	-7.57E-02
89	-4.41E-03	6.67E-02	-6.07E-02
90	-4.41E-03	6.65E-02	-5.81E-02
91	-4.43E-03	6.59E-02	-5.56E-02
92	-6.11E-03	5.75E-02	-3.88E-02
93	-6.11E-03	5.62E-02	-3.64E-02
94	-6.10E-03	5.50E-02	-3.46E-02
95	-1.04E-03	4.54E-02	-2.76E-02
96	-1.03E-03	4.42E-02	-2.73E-02
97	-1.02E-03	4.31E-02	-2.64E-02
98	-1.73E-03	5.98E-03	-1.89E-02
99	-1.51E-03	3.59E-02	-5.67E-02
100	-1.25E-03	5.15E-02	-7.89E-02
101	-2.37E-03	6.48E-02	-7.63E-02
102	-4.42E-03	6.70E-02	-5.59E-02
103	-6.06E-03	5.61E-02	-3.54E-02
104	-1.14E-03	4.47E-02	-2.61E-02
105	-4.78E-03	7.86E-02	-2.05E-02
106	-4.79E-03	7.82E-02	-2.41E-02
107	-9.15E-03	7.33E-02	-5.51E-02
108	-9.14E-03	7.27E-02	-5.74E-02
109	-9.13E-03	7.17E-02	-5.97E-02
110	-1.52E-02	6.47E-02	-8.13E-02
111	-1.51E-02	6.43E-02	-8.21E-02
112	-1.51E-02	6.39E-02	-8.27E-02
113	-1.74E-02	5.81E-02	-8.03E-02
114	-1.74E-02	5.75E-02	-7.93E-02
115	-1.74E-02	5.73E-02	-7.83E-02
116	-1.56E-02	5.20E-02	-5.86E-02
117	-1.56E-02	5.13E-02	-5.68E-02
118	-1.56E-02	5.09E-02	-5.53E-02
119	-1.21E-02	4.71E-02	-3.71E-02
120	-1.20E-02	4.67E-02	-3.60E-02
121	-1.20E-02	4.65E-02	-3.49E-02
122	-6.98E-03	4.45E-02	-2.56E-02
123	-6.94E-03	4.41E-02	-2.46E-02
124	-6.86E-03	4.38E-02	-2.45E-02
125	-4.79E-03	7.76E-02	-2.01E-02
126	-9.31E-03	7.07E-02	-5.61E-02
127	-1.51E-02	6.28E-02	-7.79E-02
128	-1.74E-02	5.63E-02	-7.53E-02

SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

129	-1.57E-02	5.03E-02	-5.50E-02
130	-1.22E-02	4.61E-02	-3.48E-02
131	-7.03E-03	4.36E-02	-2.45E-02
132	-9.23E-03	7.07E-02	-5.62E-02
133	-1.49E-02	6.28E-02	-7.80E-02
134	-1.72E-02	5.62E-02	-7.53E-02
135	-1.55E-02	5.01E-02	-5.50E-02
136	-1.22E-02	4.60E-02	-3.48E-02
137	-7.22E-03	4.34E-02	-2.45E-02
138	-4.02E-03	7.85E-02	-2.00E-02
139	-8.47E-03	7.17E-02	-5.61E-02
140	-1.44E-02	6.36E-02	-7.80E-02
141	-1.67E-02	5.69E-02	-7.53E-02
142	-1.51E-02	5.07E-02	-5.51E-02
143	-1.18E-02	4.64E-02	-3.48E-02
144	-9.11E-03	7.06E-02	-5.61E-02
145	-1.48E-02	6.28E-02	-7.79E-02
146	-1.71E-02	5.61E-02	-7.52E-02
147	-1.55E-02	5.00E-02	-5.50E-02
148	-1.21E-02	4.57E-02	-3.48E-02
149	-4.52E-03	7.71E-02	-2.01E-02
150	-7.10E-03	4.32E-02	-2.45E-02
151	-1.89E-03	1.62E-02	-1.84E-02
152	-4.23E-03	2.46E-02	-3.17E-02
153	-4.24E-03	2.67E-02	-3.56E-02
154	-4.24E-03	2.91E-02	-3.97E-02
155	-4.80E-03	3.91E-02	-5.21E-02
156	-5.66E-03	4.45E-02	-6.03E-02
157	-5.67E-03	4.57E-02	-6.26E-02
158	-5.67E-03	4.69E-02	-6.46E-02
159	-6.09E-03	5.77E-02	-6.94E-02
160	-6.08E-03	5.87E-02	-6.89E-02
161	-6.09E-03	5.95E-02	-6.83E-02
162	-4.33E-03	6.46E-02	-5.83E-02
163	-4.32E-03	6.48E-02	-5.59E-02
164	-4.33E-03	6.47E-02	-5.39E-02
165	-2.29E-03	5.99E-02	-3.77E-02
166	-2.28E-03	5.90E-02	-3.52E-02
167	-2.43E-03	5.77E-02	-3.29E-02
168	-1.45E-02	5.08E-02	-2.79E-02
169	-6.58E-04	4.60E-02	-2.34E-02

## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

170	-6.33E-04	4.50E-02	-2.28E-02
171	-6.22E-04	4.40E-02	-2.21E-02
172	9.53E-05	4.06E-02	-2.00E-02
173	1.02E-04	3.96E-02	-2.00E-02
174	-4.38E-03	2.64E-02	-3.60E-02
175	-5.79E-03	4.57E-02	-6.37E-02
176	-6.20E-03	5.90E-02	-7.03E-02
177	-4.37E-03	6.55E-02	-5.68E-02
178	-2.23E-03	5.97E-02	-3.56E-02
179	-2.06E-03	4.50E-02	-2.35E-02
180	-4.04E-03	7.16E-02	-2.21E-02
181	-5.21E-03	7.09E-02	-3.33E-02
182	-5.23E-03	7.06E-02	-3.57E-02
183	-5.23E-03	6.99E-02	-3.78E-02
184	-7.61E-03	6.63E-02	-5.14E-02
185	-1.01E-02	6.45E-02	-6.33E-02
186	-1.01E-02	6.42E-02	-6.44E-02
187	-1.01E-02	6.36E-02	-6.53E-02
188	-1.43E-02	5.80E-02	-7.11E-02
189	-1.43E-02	5.77E-02	-7.10E-02
190	-1.43E-02	5.73E-02	-7.04E-02
191	-1.46E-02	5.20E-02	-5.72E-02
192	-1.46E-02	5.14E-02	-5.60E-02
193	-1.46E-02	5.11E-02	-5.44E-02
194	-1.33E-02	4.66E-02	-3.51E-02
195	-1.33E-02	4.60E-02	-3.39E-02
196	-1.33E-02	4.58E-02	-3.25E-02
197	-1.29E-02	4.38E-02	-2.29E-02
198	-9.85E-03	4.22E-02	-2.29E-02
199	-9.75E-03	4.20E-02	-2.29E-02
200	-9.67E-03	4.19E-02	-2.29E-02
201	-7.34E-03	4.14E-02	-2.29E-02
202	-7.22E-03	4.13E-02	-2.22E-02
203	-5.11E-03	7.12E-02	-3.55E-02
204	-1.00E-02	6.49E-02	-6.44E-02
205	-1.41E-02	5.79E-02	-7.12E-02
206	-1.45E-02	5.12E-02	-5.72E-02
207	-1.32E-02	4.58E-02	-3.57E-02
208	-9.58E-03	4.18E-02	-2.38E-02
209	-5.30E-03	7.13E-02	-3.55E-02
210	-1.03E-02	6.47E-02	-6.44E-02

## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

211	-1.43E-02	5.79E-02	-7.12E-02
212	-1.47E-02	5.14E-02	-5.72E-02
213	-1.33E-02	4.61E-02	-3.57E-02
214	-9.59E-03	4.23E-02	-2.38E-02
215	-5.81E-03	7.07E-02	-3.55E-02
216	-1.06E-02	6.42E-02	-6.44E-02
217	-1.47E-02	5.73E-02	-7.12E-02
218	-1.51E-02	5.08E-02	-5.72E-02
219	-1.37E-02	4.55E-02	-3.56E-02
220	-1.00E-02	4.16E-02	-2.37E-02
221	-5.34E-03	7.13E-02	-3.55E-02
222	-1.04E-02	6.51E-02	-6.44E-02
223	-1.45E-02	5.83E-02	-7.12E-02
224	-1.48E-02	5.16E-02	-5.72E-02
225	-1.33E-02	4.62E-02	-3.57E-02
226	-9.47E-03	4.20E-02	-2.37E-02
227	-4.83E-03	9.07E-02	-2.14E-02
228	-4.86E-03	9.01E-02	-2.24E-02
229	-9.01E-03	8.25E-02	-5.59E-02
230	-9.11E-03	8.10E-02	-5.69E-02
231	-9.21E-03	7.99E-02	-5.79E-02
232	-1.51E-02	6.88E-02	-8.19E-02
233	-1.52E-02	6.73E-02	-8.23E-02
234	-1.53E-02	6.60E-02	-8.25E-02
235	-1.75E-02	5.59E-02	-7.99E-02
236	-1.75E-02	5.49E-02	-7.97E-02
237	-1.75E-02	5.37E-02	-7.91E-02
238	-1.56E-02	4.69E-02	-5.73E-02
239	-1.56E-02	4.66E-02	-5.66E-02
240	-1.55E-02	4.61E-02	-5.59E-02
241	-1.21E-02	4.34E-02	-3.63E-02
242	-1.20E-02	4.34E-02	-3.58E-02
243	-1.19E-02	4.32E-02	-3.53E-02
244	-7.13E-03	4.27E-02	-2.52E-02
245	-7.07E-03	4.29E-02	-2.51E-02
246	-7.05E-03	4.30E-02	-2.49E-02
247	-5.00E-03	8.87E-02	-2.11E-02
248	-5.41E-03	8.83E-02	-2.13E-02
249	-9.34E-03	8.13E-02	-5.68E-02
250	-9.69E-03	8.02E-02	-5.70E-02
251	-9.95E-03	7.87E-02	-5.71E-02

## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

252	-1.55E-02	6.75E-02	-8.22E-02
253	-1.58E-02	6.66E-02	-8.22E-02
254	-1.59E-02	6.55E-02	-8.23E-02
255	-1.79E-02	5.58E-02	-7.96E-02
256	-1.80E-02	5.50E-02	-7.96E-02
257	-1.78E-02	5.42E-02	-7.95E-02
258	-1.59E-02	4.78E-02	-5.67E-02
259	-1.58E-02	4.72E-02	-5.66E-02
260	-1.56E-02	4.69E-02	-5.65E-02
261	-1.23E-02	4.44E-02	-3.58E-02
262	-1.20E-02	4.42E-02	-3.58E-02
263	-1.17E-02	4.43E-02	-3.57E-02
264	-7.34E-03	4.39E-02	-2.51E-02
265	-6.98E-03	4.37E-02	-2.51E-02
266	-6.68E-03	4.36E-02	-2.51E-02
267	-4.67E-03	8.93E-02	-2.11E-02
268	-4.66E-03	8.94E-02	-2.13E-02
269	-8.28E-03	8.36E-02	-5.68E-02
270	-8.53E-03	8.24E-02	-5.70E-02
271	-8.92E-03	8.13E-02	-5.71E-02
272	-1.44E-02	6.97E-02	-8.22E-02
273	-1.46E-02	6.83E-02	-8.22E-02
274	-1.49E-02	6.70E-02	-8.23E-02
275	-1.69E-02	5.61E-02	-7.96E-02
276	-1.70E-02	5.49E-02	-7.96E-02
277	-1.70E-02	5.39E-02	-7.95E-02
278	-1.54E-02	4.67E-02	-5.67E-02
279	-1.54E-02	4.62E-02	-5.66E-02
280	-1.52E-02	4.57E-02	-5.65E-02
281	-1.21E-02	4.27E-02	-3.58E-02
282	-1.19E-02	4.25E-02	-3.58E-02
283	-1.16E-02	4.22E-02	-3.57E-02
284	-7.36E-03	4.18E-02	-2.51E-02
285	-7.09E-03	4.19E-02	-2.51E-02
286	-6.52E-03	4.19E-02	-2.51E-02
287	-4.19E-03	8.06E-02	-2.16E-02
288	-5.09E-03	7.85E-02	-3.43E-02
289	-5.17E-03	7.78E-02	-3.52E-02
290	-5.26E-03	7.73E-02	-3.62E-02
291	-7.60E-03	7.38E-02	-5.11E-02
292	-1.01E-02	6.91E-02	-6.37E-02

## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

293	-1.02E-02	6.79E-02	-6.43E-02
294	-1.03E-02	6.70E-02	-6.47E-02
295	-1.43E-02	5.80E-02	-7.10E-02
296	-1.43E-02	5.69E-02	-7.09E-02
297	-1.43E-02	5.57E-02	-7.07E-02
298	-1.46E-02	4.80E-02	-5.60E-02
299	-1.46E-02	4.74E-02	-5.55E-02
300	-1.46E-02	4.66E-02	-5.50E-02
301	-1.34E-02	4.24E-02	-3.39E-02
302	-1.34E-02	4.22E-02	-3.33E-02
303	-1.33E-02	4.18E-02	-3.26E-02
304	-1.25E-02	4.16E-02	-2.37E-02
305	-9.90E-03	4.21E-02	-2.26E-02
306	-9.79E-03	4.20E-02	-2.27E-02
307	-9.68E-03	4.19E-02	-2.27E-02
308	-7.84E-03	4.16E-02	-2.27E-02
309	-7.83E-03	4.16E-02	-2.28E-02
310	-4.00E-03	7.98E-02	-2.15E-02
311	-4.66E-03	7.88E-02	-3.48E-02
312	-4.90E-03	7.83E-02	-3.50E-02
313	-5.11E-03	7.77E-02	-3.53E-02
314	-7.20E-03	7.46E-02	-5.10E-02
315	-9.43E-03	7.00E-02	-6.40E-02
316	-9.72E-03	6.90E-02	-6.41E-02
317	-1.00E-02	6.80E-02	-6.42E-02
318	-1.37E-02	5.84E-02	-7.10E-02
319	-1.38E-02	5.73E-02	-7.09E-02
320	-1.39E-02	5.62E-02	-7.09E-02
321	-1.43E-02	4.81E-02	-5.56E-02
322	-1.43E-02	4.73E-02	-5.55E-02
323	-1.43E-02	4.67E-02	-5.55E-02
324	-1.33E-02	4.24E-02	-3.33E-02
325	-1.32E-02	4.21E-02	-3.32E-02
326	-1.32E-02	4.19E-02	-3.31E-02
327	-1.24E-02	4.10E-02	-2.39E-02
328	-1.02E-02	4.08E-02	-2.27E-02
329	-9.73E-03	4.10E-02	-2.27E-02
330	-9.39E-03	4.10E-02	-2.27E-02
331	-8.06E-03	4.09E-02	-2.28E-02
332	-7.55E-03	4.10E-02	-2.27E-02
333	-1.01E-02	3.83E-02	-2.29E-02

334	-6.61E-03	3.48E-02	-1.47E-02
335	-4.37E-03	4.10E-02	-1.95E-02
336	7.83E-04	3.55E-02	-1.55E-02
337	2.68E-03	3.54E-02	-1.61E-02
338	4.52E-03	2.19E-02	1.21E-03
339	4.56E-04	3.86E-02	-1.41E-02
340	7.78E-04	3.00E-02	-1.16E-02
341	8.35E-04	3.06E-02	-4.62E-03
342	-8.87E-04	3.71E-02	-1.30E-02
343	-1.55E-03	4.05E-02	-1.72E-02
344	-1.02E-03	3.90E-02	-2.30E-02
345	-2.11E-03	3.39E-02	-2.39E-02
346	-2.46E-03	2.06E-02	-8.89E-04
347	2.49E-03	3.73E-02	-1.24E-02
348	-3.37E-03	4.20E-02	-2.34E-02
349	-1.60E-03	3.96E-02	-1.81E-02
350	-2.62E-03	3.61E-02	-9.78E-03
351	-9.57E-04	2.55E-02	-1.55E-02
352	-3.40E-03	4.23E-02	-1.61E-02
353	-1.33E-03	3.49E-02	-2.52E-02
354	-3.30E-03	3.42E-02	-2.83E-02
355	-3.51E-03	3.65E-02	-2.19E-02
356	7.31E-04	2.11E-02	-1.61E-02
357	-2.57E-03	2.57E-02	-2.15E-02
358	-3.17E-03	2.36E-02	-6.32E-03
359	-5.50E-04	2.41E-02	-1.27E-02
360	-2.24E-04	2.48E-02	-1.45E-02
361	2.58E-04	2.21E-02	-1.31E-02
362	1.68E-04	-3.85E-03	-1.38E-02
363	-6.03E-04	2.27E-02	-1.38E-02
364	-1.98E-03	2.23E-02	-1.72E-02
365	-1.96E-03	2.88E-02	-1.83E-02
366	-4.90E-04	3.53E-02	-8.68E-03
367	-1.60E-03	-4.49E-03	-2.56E-03
368	1.98E-03	3.86E-02	-9.94E-03
369	1.27E-03	4.79E-02	6.22E-05
370	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
371	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
372	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
373	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
374	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00



## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

375	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
376	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
377	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
378	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
379	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
380	2.05E-03	1.46E-03	-5.79E-04
381	2.75E-04	1.52E-03	-1.02E-04
382	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
383	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
384	-3.19E-04	3.91E-03	-3.64E-03
385	-5.01E-03	3.66E-03	1.48E-03
386	-4.98E-03	5.75E-03	-3.19E-03
387	-3.79E-04	6.38E-03	-1.18E-02
388	4.97E-04	1.02E-03	-2.13E-03
389	2.08E-03	4.13E-03	6.96E-04
390	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
391	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
392	-1.72E-02	2.76E-02	-1.02E-02
393	2.51E-03	2.56E-02	6.91E-03
394	1.07E-03	5.45E-02	-3.19E-03
395	-1.52E-02	2.76E-02	-4.71E-04
396	-4.63E-05	3.86E-03	-1.54E-03
397	-8.29E-05	2.64E-03	-1.20E-03
398	-2.77E-05	2.88E-03	-7.39E-03
399	2.30E-04	1.60E-03	-1.55E-02
400	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
401	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
402	9.76E-05	-2.04E-03	-1.37E-02
403	-4.28E-04	2.23E-02	-1.40E-02
404	-1.59E-04	2.48E-02	-1.43E-02
405	3.83E-04	2.20E-02	-1.33E-02
406	-1.99E-04	1.94E-03	-2.62E-03
407	-1.34E-02	2.00E-02	-4.40E-04
408	8.35E-04	3.13E-02	-4.38E-03
409	7.31E-04	2.10E-02	-1.51E-02
410	-2.69E-04	2.56E-02	-1.43E-02
411	-6.00E-04	2.25E-02	-1.47E-02
412	-1.93E-03	2.19E-02	-1.61E-02
413	-2.60E-03	2.89E-02	-2.70E-02
414	-2.60E-03	2.90E-02	-1.66E-02
415	-1.93E-03	2.06E-02	-1.89E-02

## SN400.3-500.3 Deformații ale variantei modificate

416	-1.98E-03	2.78E-02	-2.16E-02
417	-2.55E-03	2.80E-02	-2.48E-02
418	-2.42E-03	3.25E-02	-2.26E-02
419	-1.98E-03	2.15E-02	-1.57E-02
420	-1.98E-03	2.85E-02	-1.95E-02
421	-2.26E-03	3.43E-02	-2.60E-02
422	-2.26E-03	3.53E-02	-1.40E-02
423	-1.98E-03	2.86E-02	-1.99E-02
424	-4.51E-04	3.37E-02	-8.53E-03
425	2.69E-03	3.73E-02	-1.84E-02
426	1.88E-03	3.53E-02	-1.04E-02
427	4.65E-04	3.54E-02	-1.50E-02
428	-7.24E-04	3.86E-02	-1.45E-02
429	2.87E-03	3.86E-02	-1.02E-02
430	-3.16E-04	4.82E-04	-1.07E-02
431	-4.59E-03	7.95E-02	-2.15E-02
432	-5.26E-03	7.78E-02	-3.48E-02
433	-5.44E-03	7.71E-02	-3.50E-02
434	-5.68E-03	7.63E-02	-3.53E-02
435	-8.02E-03	7.22E-02	-5.10E-02
436	-1.05E-02	6.82E-02	-6.40E-02
437	-1.07E-02	6.73E-02	-6.41E-02
438	-1.09E-02	6.62E-02	-6.42E-02
439	-1.46E-02	5.72E-02	-7.10E-02
440	-1.48E-02	5.64E-02	-7.09E-02
441	-1.48E-02	5.56E-02	-7.09E-02
442	-1.49E-02	4.83E-02	-5.56E-02
443	-1.49E-02	4.76E-02	-5.55E-02
444	-1.48E-02	4.70E-02	-5.55E-02
445	-1.36E-02	4.29E-02	-3.33E-02
446	-1.35E-02	4.26E-02	-3.32E-02
447	-1.34E-02	4.25E-02	-3.31E-02
448	-1.23E-02	4.27E-02	-2.39E-02
449	-1.01E-02	4.27E-02	-2.27E-02
450	-9.84E-03	4.27E-02	-2.27E-02
451	-9.51E-03	4.27E-02	-2.27E-02
452	-8.09E-03	4.27E-02	-2.28E-02
453	-7.37E-03	4.27E-02	-2.27E-02
454	-6.73E-04	3.50E-02	-2.16E-02
455	-2.12E-04	3.26E-02	-1.05E-02

---

## **2.7. CALCULUL FORȚELOR DE AȘCHIERE PENTRU STRUNGUL SP250 CNC**

### **2.7.1.GENERALITĂȚI**

Strungul SP 250 CNC face parte din familia strungurilor cu batiu înclinat proiectate de ICSIT Titan filiala Arad și realizate de către SC ARIS SA Arad.Încă de la primele exemplare această generație de strunguri s-a bucurat de o bună primire din partea beneficiarilor , fiind strunguri robuste , de precizie și capacitate mare de producție.

Principala particularitate a acestor strunguri constă în aceea că batiul este dispus înclinat , înclinarea fiind generată de planul ghidajelor care formează un anumit unghi față de suprafața de așezare a mașinii.

Prin dispunerea înclinată ,mașina a fost “ridicată” pe verticală , ocupînd în acest mod mai puțin loc , structura de rezistență “întărindu-se” și permițînd instalarea pe mașină a unor motoare electrice de acționare foarte puternice ceea ce, împreună cu comanda numerică asistată de calculator, a dus la o creștere substanțială a capacității de producție.

Prin dispunerea înclinată se obține o mai bună evacuare a așchiilor însă apare și un dezavantaj constînd în limitarea diametrului maxim a piesei prelucrate.

În continuare sunt prezentate cîteva considerente teoretice care au stat la baza calculului structurii batiului strungului SP 250 CNC.

### **2.7.2. CALCULUL FORȚELOR DE AȘCHIERE PORNIND DE LA REGIMUL DE AȘCHIERE**

Pentru a stabili forța de așchiere vom considera prelucrarea de strunjire exterioară de degroșare cu sculă armată cu plăcuță din carburi metalice tip P10, a unui oțel laminat la cald.

---

Se consideră pentru prelucrare un arbore cu lungimea  $L = 1000$  mm, diametrul egal cu diametrul maxim prelucrabil pe stungul SP250 CNC și anume  $d = 250$  mm. Cuțitul utilizat pentru prelucrare este tip 40x40 dr. STAS 6376-80/P10 -1.

Se admite o adâncime de așchiere  $a_p = 10$  mm.

#### AVANSUL (f)

În funcție de materialul prelucrat, diametrul piesei de prelucrat și adâncimea de așchiere se alege avansul.

Diametrul de calcul este dat de relația:

$$d_c = \frac{2}{3} \cdot d \text{ [mm]}$$

Considerăm pentru calcule:  $d_c = 166$  mm

Avansul rezultat din tabel este:  $f = 0,5 \dots 0,8$  mm/rot

Se admite:  $f = 0,6$  mm/rot

#### DURABILITATEA ECONOMICĂ A SCULEI AȘCHIETOARE ( $T_e$ )

Funcție de secțiunea cuțitului și carbura utilizată, se obține durabilitatea economică a sculei.

$$T_e = 120 \text{ min}$$

#### UZURA ADMISĂ A SCULEI AȘCHIETOARE ( $v_B$ )

Se alege funcție de rugozitatea suprafeței prelucrate și de felul tăișului.

$$v_B = 1,2 \text{ mm}$$

#### VITEZA OPTIMĂ DE AȘCHIERE (v)

Se calculează cu relația:

$$v = \frac{c_v}{T_e^{m_v} \cdot a_p^{x_v} \cdot f^{y_v}} \cdot K_{\text{tot}} \left[ \frac{\text{m}}{\text{min}} \right]$$

unde:

- $c_v$  - coeficient de corecție funcție de materialul piesei și materialul prelucrat
- $m_v$  - exponentul duratei continue de așchiere
- $x_v$  - exponentul adâncimii de așchiere
- $y_v$  - exponentul avansului

$$K_{tot} = K_1 \cdot K_2 \cdot \dots \cdot K_9$$

- $K_1$  - coeficient ce ține seama de rezistența mecanică a materialul prelucrat
- $K_2$  - coeficient ce ține seama de starea materialului
- $K_3$  - coeficient ce ține seama de tipul materialului de prelucrat
- $K_4$  - coeficient ce ține seama de modul de obținere a semifabricatului
- $K_5$  - coeficient ce ține seama de unghiul de atac principal al sculei
- $K_6$  - coeficient ce ține seama de raza la vârf a sculei
- $K_7$  - coeficient ce ține seama de secțiunea cozii cuțitului
- $K_8$  - coeficient ce ține seama de durabilitatea economică a cuțitului
- $K_9$  - coeficient ce ține seama de tipul păcuței ce armează cuțitul

Pentru cuțit normal pentru strunjire exterioară cu plăcuță de carburi metalice care prelucrează oțel, exponentul duratei continue de așchiere este:

$$m_v = 0,125$$

Pentru cuțit cu plăcuță P10 la degroșarea oțelului OL45:

$$c_v = 290; x_v = 0,18; y_v = 0,4$$

Pentru OL45  $K_1 = 1,35; K_2 = 0,93; K_3 = 1,25;$

Pentru semifabricat laminat  $K_4 = 1$

$K_5 = 0,86$  pentru unghiul de atac principal  $\chi = 75^\circ$

$K_6 = 1$  pentru pentru raza de racordare la vârful sculei  $r_e = 2$  mm

$K_7 = 1,08$  pentru secțiunea cuțitului  $q = 40 \times 40$

$K_8 = 0,96$       pentru durabilitatea economică  $T_e = 120$  min  
 $K_9 = 1$           pentru plăcuță P10

Deci:

$$v = 180,78 \text{ m/min}$$

TURAȚIA (n)

Are ca și relație de calcul expresia:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d_c} \left[ \frac{\text{rot}}{\text{min}} \right]$$

Adică:

$$n = 346,65 \text{ rot/min}$$

FORȚA DE AȘCHIERE DIN PROCES ( $F_C$ )

Se calculează cu relația:

$$F_C = C_{F_C} \cdot a_p^{x_{F_C}} \cdot f^{y_{F_C}} \cdot K_f \text{ [N]}$$

unde:

- $C_{F_C}$  - coeficient de corecție funcție de materialul sculei și materialul de prelucrat
- $x_{F_C}$  - exponentul adâncimii de așchiere
- $y_{F_C}$  - exponentul avansului
- $K_f$  - coeficient de corecție a vitezei

$$K_f = K_{mf} \cdot K_{rf} \cdot K_{\chi f} \cdot K_{\gamma f}$$

- $K_{mf}$  - coeficient ce ține seama de materialul piesei
- $K_{rf}$  - coeficient ce ține seama de raza la vârf a cuțitului
- $K_{\chi f}$  - coeficient ce ține seama de unghiul de atac principal
- $K_{\gamma f}$  - coeficient funcție de unghiul de degajare

S-au ales din tabele (P1) valorile:

$$C_{F_C} = 214; \quad x_{F_C} = 1; \quad y_{F_C} = 0,75$$

$$K_{mf} = 1,569$$

$$K_{rf} = 1$$

$$K_{\chi f} = 0,76$$

$$K_{\gamma f} = 1$$

Rezultă că:

$$F_c = 2080,22 \text{ N}$$

### PUTEREA NECESARĂ DE AȘCHIERE ( $P_c$ )

Calculul puterii necesare de așchiere se realizează cu relația:

$$P_c = \frac{\dot{F}_c \cdot v}{6000} [\text{KW}]$$

Puterea rezultată în urma calculelor este:

$$P_c = 6,26 \text{ KW}$$

### 2.7.3. CALCULUL FORTELOR DE AȘCHIERE PORNIND DE LA PUTEREA MOTORULUI ELECTRIC

Pentru strungul SP250 puterea motorului electric este:

$$P_{ME} = 10 \text{ KW}$$

### PUTEREA LA ARBORELE PRINCIPAL ( $P_{AP}$ )

Relația de calcul a puterii la arborele principal este:

$$P_{AP} = P_{ME} \cdot \eta_{tot} [\text{KW}]$$

unde:

- $P_{ME}$  - puterea motorului electric al acționării principale
- $\eta_{tot}$  - randamentul total al transmisiilor

$$\eta_{tot} = \eta_c \cdot \eta_r \cdot \eta_{rd}$$

- $\eta_c$  - randamentul transmisiei cu curele;  $\eta_c = \eta_{c1}^{n1}$
- $n1$  - numărul de curele ale transmisiei
- $\eta_{c1}$  - randamentul unei transmisii cu o curea

- $\eta_r$  - randamentul rulmenților  $\eta_r = \eta_{rul}^{n2}$
- $\eta_{rul}$  - randamentul unui rulment
- $n2$  - numărul de rulmenți
- $\eta_{rd}$  - randamentul transmisiei cu roți dințate

Se admite:

$$n1 = 3 \text{ curele}$$

$$n2 = 6 \text{ rulmenți}$$

$$\eta_c = 0,93$$

$$\eta_{rul} = 0,999$$

$$\eta_{rd} = 0,98$$

Din calcule rezultă:

$$\eta_{tot} = \mathbf{0,783}$$

$$P_{AP} = 7,83 \text{ KW}$$

**FORȚA DE AȘCHIERE ( $F_C$ )**

Este dată în acest caz de relația:

$$F_C = \frac{6000 \cdot P_{AP}}{v} \text{ [N]}$$

Conform calculelor efectuate la paragraful precedent se admite:

$$v = 180,78 \text{ m/min}$$

Deci:

$$F_C = 2598,73 \text{ N}$$

În continuare calculele se efectuează pornind de la forța de aşchiere (cazul cel mai defavorabil pentru prelucrare) cea mai mare rezultată din calculele precedente, adică valoarea:

$$F_z = 2599 \text{ N}$$

Forțele de aşchiere pe direcțiile  $O_f$  respectiv  $O_p$  sunt date de relațiile:

$$F_f = \mathbf{0,2 \cdot F_C};$$



---

$$F_p = 0,25 \cdot F_C.$$

Adică:

$$F_f = 520 \text{ N}$$

$$F_p = 650 \text{ N}$$

$$F_C = 2599 \text{ N}$$

Forța rezultantă de aschiere se obține cu relația:

$$F = \sqrt{F_f^2 + F_p^2 + F_C^2} \text{ [N]}$$

Deci:

$$F = 2729 \text{ N}$$

---

## **2.8. DISTRIBUȚIA SOLICITĂRILOR PE STRUCTURA ÎNCLINATĂ SP250 CNC**

Batiul strungului cu structură înclinată este supus unor solicitări complexe generate de către forțele din procesul de așchiere, forțele de frecare precum și componentele greutateilor proprii ale diverselor subansambluri ale mașinii unelte.

Pentru a determina valorile încărcărilor care solicită structura în timpul prelucrării se consideră cele trei cazuri posibile de prindere a piesei:

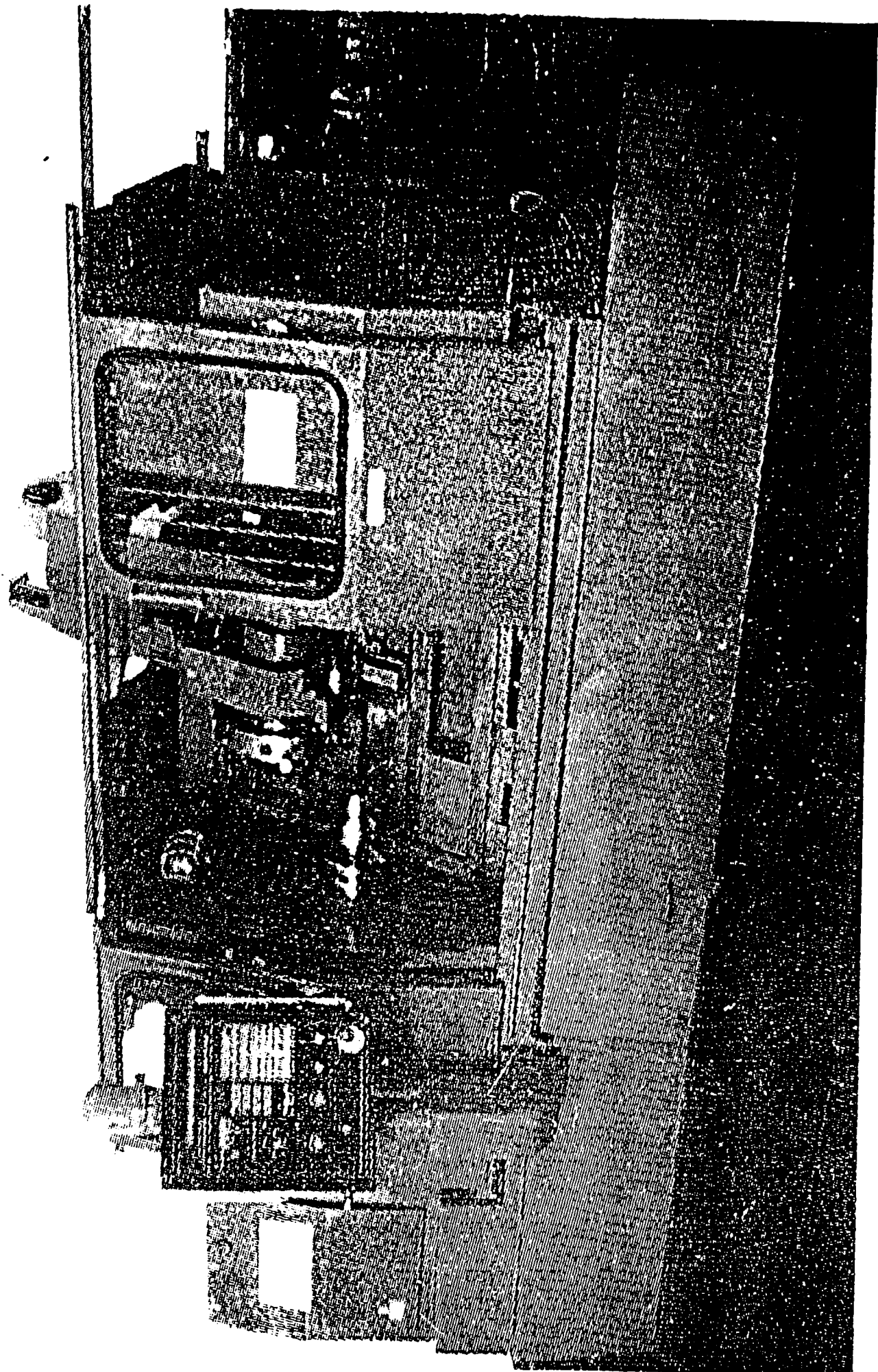
A - piesa prinsă în universal

B - piesa prinsă între vârfuri

C - piesa prinsă în universal și vârf (prindere combinată)

### **2.8.1. CALCULUL REACȚIUNILOR DETERMINATE DE FORȚELE DE AȘCHIERE LA VÂRFUL SCULEI AȘCHIETOARE ȘI ÎN DISPOZITIVELE DE PRINDERE**

În fiecare variantă în parte s-au luat în considerare mai multe situații generate de poziția vârfului sculei așchietoare în lungul piesei prelucrate.



## A. PIESA PRINSĂ ÎN UNIVERSAL

Distanța la care se consideră vârful cuțitului este:

$$x = 0,25 \text{ m}$$

Conform fig. 2.39 se pot scrie ecuațiile de echilibru pentru forțe și momente de unde se calculează valorile reacțiilor :

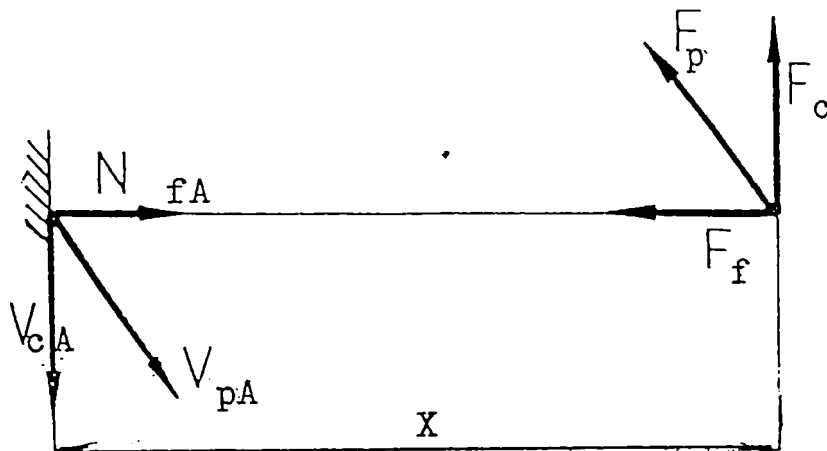


Fig.2.39

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0; & \quad N_f - F_f = 0 & \Rightarrow & \quad N_f = 520 \text{ N} \\ \Sigma F_p = 0; & \quad V_p - F_p = 0 & \Rightarrow & \quad V_p = 650 \text{ N} \\ \Sigma F_c = 0; & \quad V_c - F_c = 0 & \Rightarrow & \quad V_c = 2599 \text{ N} \\ \Sigma M_f = 0; & \quad M_f = 0 & \Rightarrow & \quad M_f = 0 \\ \Sigma M_p = 0; & \quad M_p - F_p \cdot x = 0 & \Rightarrow & \quad M_p = 162,5 \text{ Nm} \\ \Sigma M_c = 0; & \quad M_c - F_c \cdot x = 0 & \Rightarrow & \quad M_c = 649,75 \text{ Nm} \end{aligned}$$

## B. PIESĂ PRINSĂ ÎNTRE VÂRFURI

La prinderea între vârfuri se consideră trei poziții ale vârfului sculei pe piesă diferențiate prin cota longitudinală și anume:

$$x = 0,25 \text{ m}; \quad x = 0,5 \text{ m}; \quad x = 0,75 \text{ m};$$

distanțe măsurate față de punctul de referință al mașinii unelte (intersecția planului frontal al dispozitivului de prindere cu axa geometrică a arborelui principal).

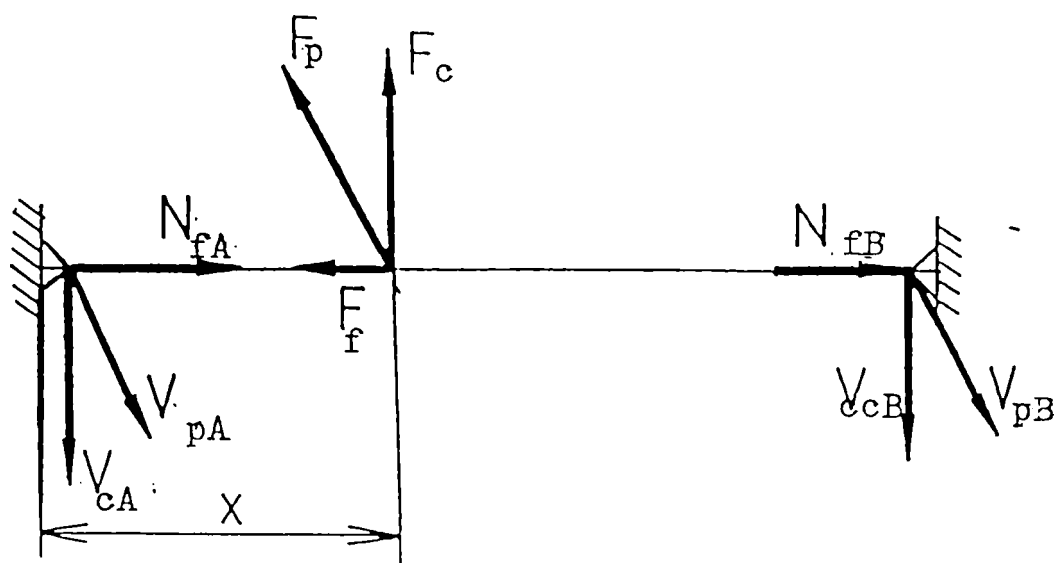


Fig.2.40

Conform fig.2.40 se pot scrie ecuațiile de echilibru pentru forțe și momente:

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0; & \quad N_{fA} + N_{fB} - F_f = 0 \\ \Sigma F_p = 0; & \quad V_{pA} + V_{pB} - F_p = 0 \\ \Sigma F_c = 0; & \quad V_{cA} + V_{cB} - F_c = 0 \\ \Sigma M_f = 0; & \quad M_f = 0 \\ \Sigma M_p = 0; & \quad F_p \cdot x - V_{pB} \cdot 1 = 0 \\ \Sigma M_c = 0; & \quad F_c \cdot x - V_{cB} \cdot 1 = 0 \end{aligned}$$

Sistemul de mai sus este nedeterminat, pentru rezolvarea lui fiind necesară o ecuație suplimentară care rezultă din condiția asigurării unei forțe de strângere controlată la pinola păpușii mobile.

Efectuând calculele se obțin următoarele rezultate:

CAZ I $x = 0,25$	CAZ II $x = 0,5$	CAZ III $x = 0,75$
$N_{fA} = 450 \text{ N}$	$N_{fA} = 450 \text{ N}$	$N_{fA} = 450 \text{ N}$
$N_{fB} = 70 \text{ N}$	$N_{fB} = 70 \text{ N}$	$N_{fB} = 70 \text{ N}$
$V_{pA} = 487,5 \text{ N}$	$V_{pA} = 325 \text{ N}$	$V_{pA} = 162,5 \text{ N}$
$V_{pB} = 162,5 \text{ N}$	$V_{pB} = 325 \text{ N}$	$V_{pB} = 487,5 \text{ N}$
$V_{cA} = 1949,25 \text{ N}$	$V_{cA} = 1299,5 \text{ N}$	$V_{cA} = 649,75 \text{ N}$
$V_{cB} = 649,75 \text{ N}$	$V_{cB} = 1299,5 \text{ N}$	$V_{cB} = 1949,2 \text{ N}$

### C. PIESĂ PRINSĂ ÎN UNIVERSAL ȘI VÂRF

În mod analog cu prinderea între vârfuri și în acest caz se consideră trei poziții ale vârfului sculei în raport cu piesa, măsurate de la universal spre vârf.

Conform fig. 2.41 se pot scrie ecuațiile de echilibru pentru forțe și momente:

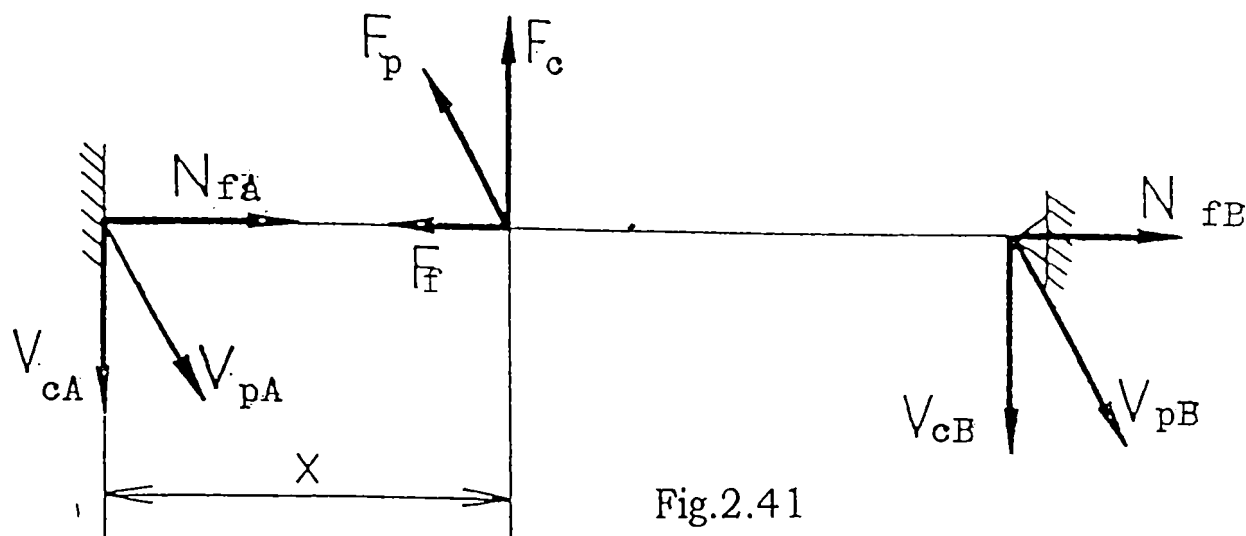


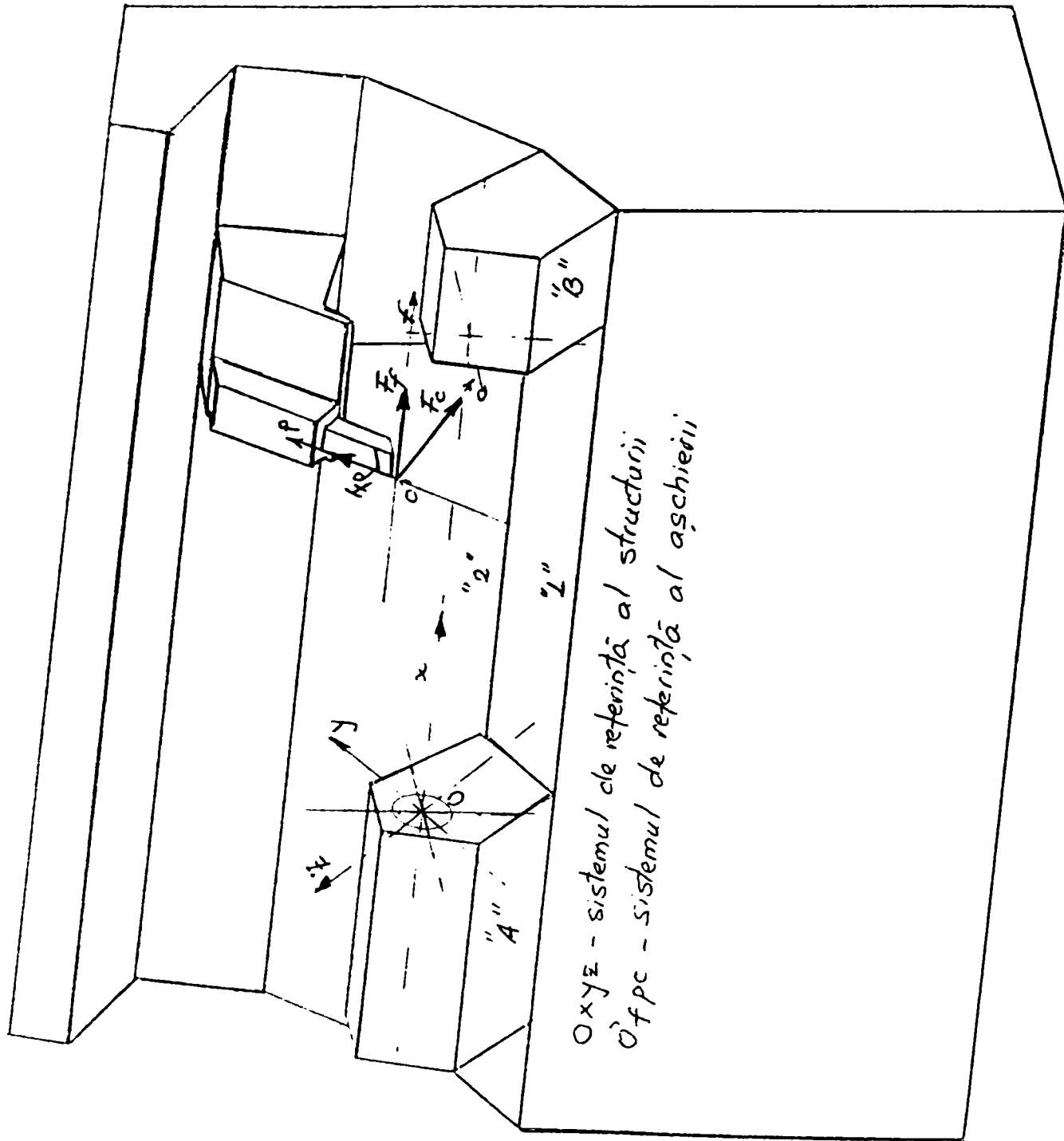
Fig.2.41

$$\begin{aligned} \Sigma F_f = 0; & \quad N_{fA} + N_{fB} - F_f - F_s = 0 \\ \Sigma F_p = 0; & \quad V_{pA} + V_{pB} - F_p = 0 \\ \Sigma F_c = 0; & \quad V_{cA} + V_{cB} - F_c = 0 \\ \Sigma M_f = 0; & \quad M_f = 0 \\ \Sigma M_p = 0; & \quad M_{pA} - F_p \cdot x + V_{pB} \cdot l = 0 \\ \Sigma M_c = 0; & \quad M_{cA} - F_c \cdot x + V_{cB} \cdot l = 0 \end{aligned}$$

Sistemul este nedeterminat, pentru înlăturarea nedeterminării procedându-se în mod analog cu cazul precedent.

Valorile reacțiunilor sunt următoarele:

CAZ I	$x = 0,25$	CAZ II	$x = 0,5$	CAZ III	$x = 0,75$
$N_{fA} = 442,5$	N	$N_{fA} = 295$	N	$N_{fA} = 147,5$	N
$N_{fB} = 147,5$	N	$N_{fB} = 295$	N	$N_{fB} = 442,5$	N
$V_{pA} = 595,83$	N	$V_{pA} = 541,76$	N	$V_{pA} = 487,5$	N
$V_{pB} = 54,17$	N	$V_{pB} = 108,33$	N	$V_{pB} = 162,5$	N
$V_{cA} = 2382,41$	N	$V_{cA} = 2165,83$	N	$V_{cA} = 1949,25$	N
$V_{cB} = 216,59$	N	$V_{cB} = 433,16$	N	$V_{cB} = 649,75$	N



## 2.8.2. CALCULUL REACȚIUNILOR PE BĂTIU

### 2.8.2.1. PENTRU PĂPUȘA FIXĂ

Pentru a realiza acest calcul se consideră păpușa fixă un solid rigid solicitat după figura 2.42:

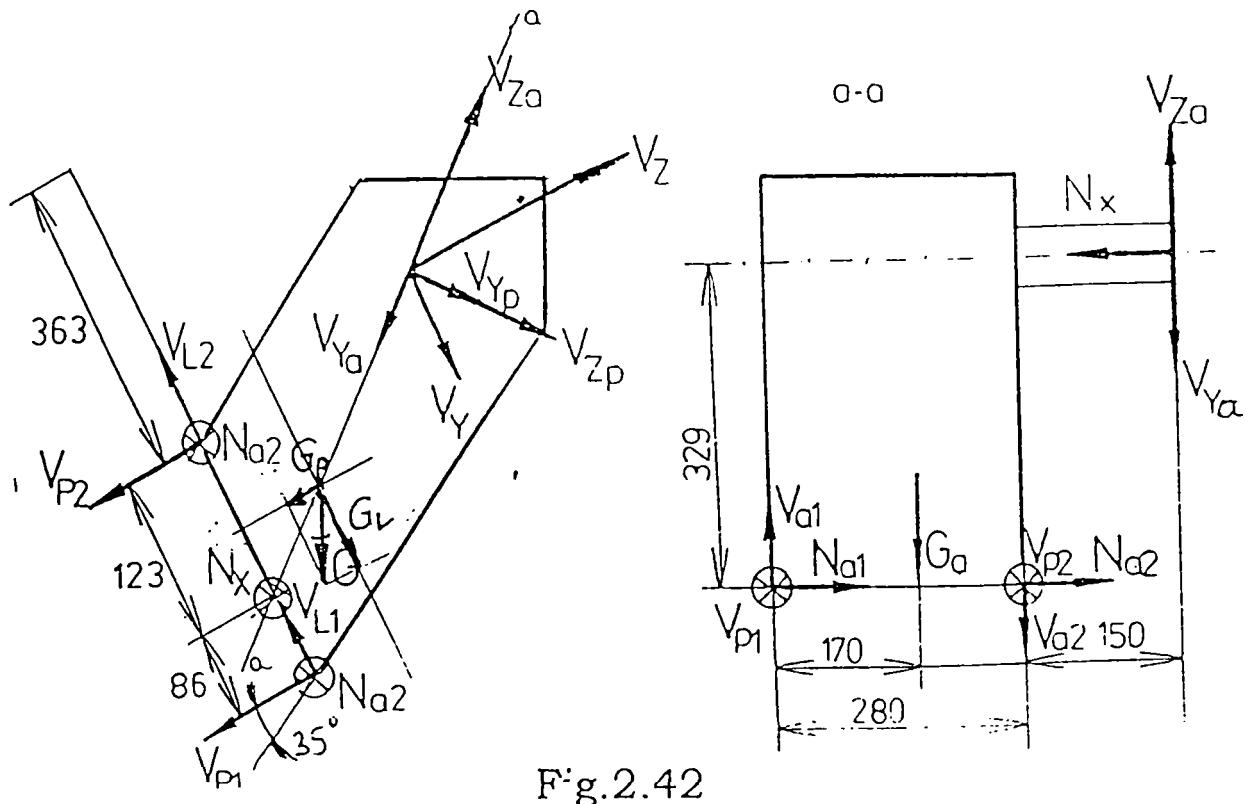


Fig.2.42

În planul  $a-a$  se scriu ecuațiile statice de echilibru după cum urmează:

$$G_a = G \cdot \cos 25^\circ$$

$$V_{pa} = V_p \cdot \sin 35^\circ$$

$$V_{ca} = V_c \cdot \cos 35^\circ$$

$$G_p = G \cdot \sin 25^\circ$$

$$V_{pp} = V_p \cdot \cos 35^\circ$$

$$V_{cp} = V_c \cdot \sin 35^\circ$$

$$\Sigma F_A = 0; \quad V_{a1} - V_{a2} - G_a - V_{ya} + V_{za} = 0$$

$$\Sigma F_P = 0; \quad V_{p1} + V_{p2} - G_p - V_{yp} - V_{zp} = 0$$

$$\Sigma F_f = 0; \quad N_{a1} + N_{a2} - N_x = 0$$



~~$$\Sigma M_1 = 0; G_a \cdot 170 + V_{a2} \cdot 280 + V_{pa} \cdot 430 - V_{ca} \cdot 430 - N_x \cdot 329 = 0$$~~

$$\Sigma M_2 = 0; -G_a \cdot 110 + V_{a1} \cdot 280 + V_{pa} \cdot 150 - V_{ca} \cdot 150 - N_x \cdot 329 = 0$$

Sistemul de ecuații de mai sus este static nedeterminat el fiind rezolvat pe baza unor ecuații suplimentare care înlătură nedeterminarea din condiții funcționale.

$$N_{a1} = 0,4 \cdot N_x$$

$$N_{a2} = 0,6 \cdot N_x$$

$$V_{P1} = 0,4 (G_p + V_{pp} + V_{cp})$$

$$V_{P2} = 0,6 (G_p + V_{pp} + V_{cp})$$

În urma calculelor efectuate pentru cele 7 cazuri de încărcare s-au obținut valorile din tabelul 2.3.

În continuare se lucrează în planul 1 conform figurii 2.43.

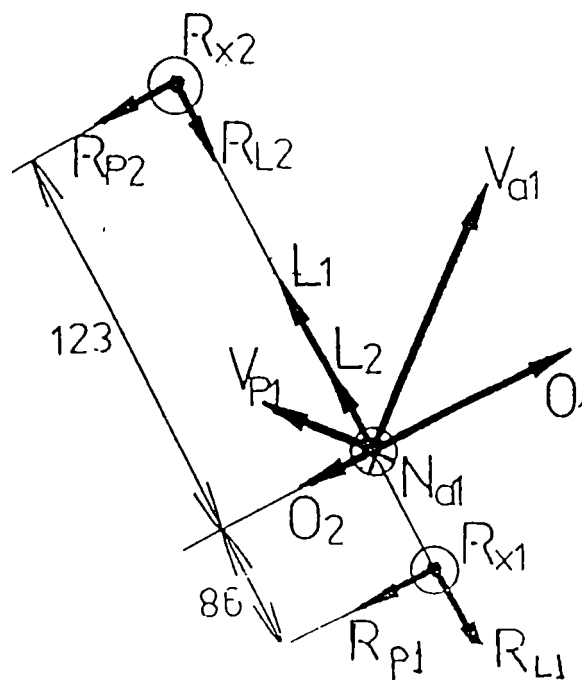


Fig.2.43

$$O_1 = V_{a1} \cdot \sin 55^\circ$$

$$O_2 = V_{p1} \cdot \cos 55^\circ$$

$$L_1 = V_{a1} \cdot \cos 55^\circ$$

$$L_2 = V_{p1} \cdot \sin 55^\circ$$

$$\Sigma F_P = 0; R_{P1} + R_{P2} - O_1 + O_2 = 0$$

---

$$\Sigma F_L = 0; R_{L1} + R_{L2} - L_1 - L_2 = 0$$

$$\Sigma F_f = 0; R_{f1} + R_{f2} - N_{a1} = 0$$

$$\Sigma M_I = 0; (O_1 - O_2) \cdot 86 - R_{P2} \cdot 209 = 0$$

$$\Sigma M_{II} = 0; (O_1 - O_2) \cdot 123 - R_{P1} \cdot 209 = 0$$

$$\Sigma M_{f1} = 0; N_{a1} \cdot 86 - R_{f2} \cdot 209 = 0$$

$$\Sigma M_{f2} = 0; N_{a1} \cdot 123 - R_{f1} \cdot 209 = 0$$

În urma calculelor efectuate pentru cele 7 cazuri de încărcare s-au obținut valorile din tabelul 2.4

TABELUL 2.3

## REAȚIUNILE NEDISTRIBUITE DE SUB PĂPUȘA FIXĂ

Caz	x	G	N <sub>x</sub>	V <sub>y</sub>	V <sub>z</sub>	G <sub>a</sub>	V <sub>ya</sub>	V <sub>za</sub>	G <sub>p</sub>	V <sub>yp</sub>	V <sub>zp</sub>	N <sub>e1</sub>	N <sub>e2</sub>	V <sub>m1</sub>	V <sub>a2</sub>	V <sub>p1</sub>	V <sub>p2</sub>	C
inc.	[m]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	A
I	0,2	5210	520	650	2599	4721,9	372,8	2128,9	2201,8	532,5	1490,7	208	312	3406,8	441,1	3330,6	894,4	a
	5																	
II	0,2	5210	450	487,5	1949,3	4721,9	279,6	1596,7	2201,8	399,3	1118,1	180	270	3089,3	-315,4	1487,7	2231,5	b
	5																	
	0,5	5210	450	325	1299,5	4721,9	186,4	1064,5	2201,8	266,2	745,4	180	270	2854,1	-989,6	1285,3	1928,6	b
	0,7	5210	450	162,5	649,8	4721,9	93,2	532,2	2201,8	133,1	372,7	180	270	2618,9	-1663,9	1083,1	1624,6	b
III	0,2	5210	442,5	595,8	2382,4	4721,9	341,8	1951,6	2201,8	488,1	1366,5	177	265,5	3237,3	125,3	1622,6	2433,8	a
	5																	
	0,5	5210	295	541,7	2165,8	4721,9	310,7	1774,1	2201,8	443,7	1242,3	118	177	2985,6	-272,8	1555,1	233,7	b
	0,7	5210	147,5	487,5	1949,3	4721,9	279,6	1596,7	2201,8	399,3	1118,1	59	88,5	2733,9	-670,8	1487,7	2231,5	b
	5																	

TABEL 2.4  
REAȚIUNILE SUB PĂPUȘA FIXĂ

Caz înc.	N <sub>a1</sub> [N]	V <sub>a1</sub> [N]	V <sub>p1</sub> [N]	O <sub>1</sub> [N]	O <sub>2</sub> [N]	L <sub>1</sub> [N]	L <sub>2</sub> [N]	R <sub>X1</sub> [N]	R <sub>L1</sub> [N]	R <sub>P1</sub> [N]	R <sub>X2</sub> [N]	R <sub>L2</sub> [N]	R <sub>P2</sub> [N]
I	208	3406,8	3330,6	2790,7	1910,3	1954,1	2728,3	122,4	2809,4	518,1	85,6	1872,9	362,3
II	180	3089,4	1487,7	2530,7	853,3	1771,9	1218,6	105,9	1794,4	987,2	74,1	1196,3	690,2
	180	2854,2	1285,4	2338	737,3	1637,1	1052,9	105,9	1613,9	942,1	74,1	1076	658,7
III	180	2618,9	1083,1	2145,3	621,2	1502,2	887,2	105,9	1433,6	896,9	74,1	955,74	627,2
	177	3237,4	1622,6	2651,9	930,7	1856,9	1329,1	104,2	1911,6	1012,9	72,8	1274,4	708,3
	118	2985,6	1555,1	2445,7	891,9	1712,5	1273,9	69,4	1791,8	914,4	48,6	1194,6	639,2
	59	2733,9	1487,7	2239,5	853,3	1568,1	1218,6	34,7	1672,1	815,8	24,3	1114,7	570,4

În planul 2 conform figurii 2.44:

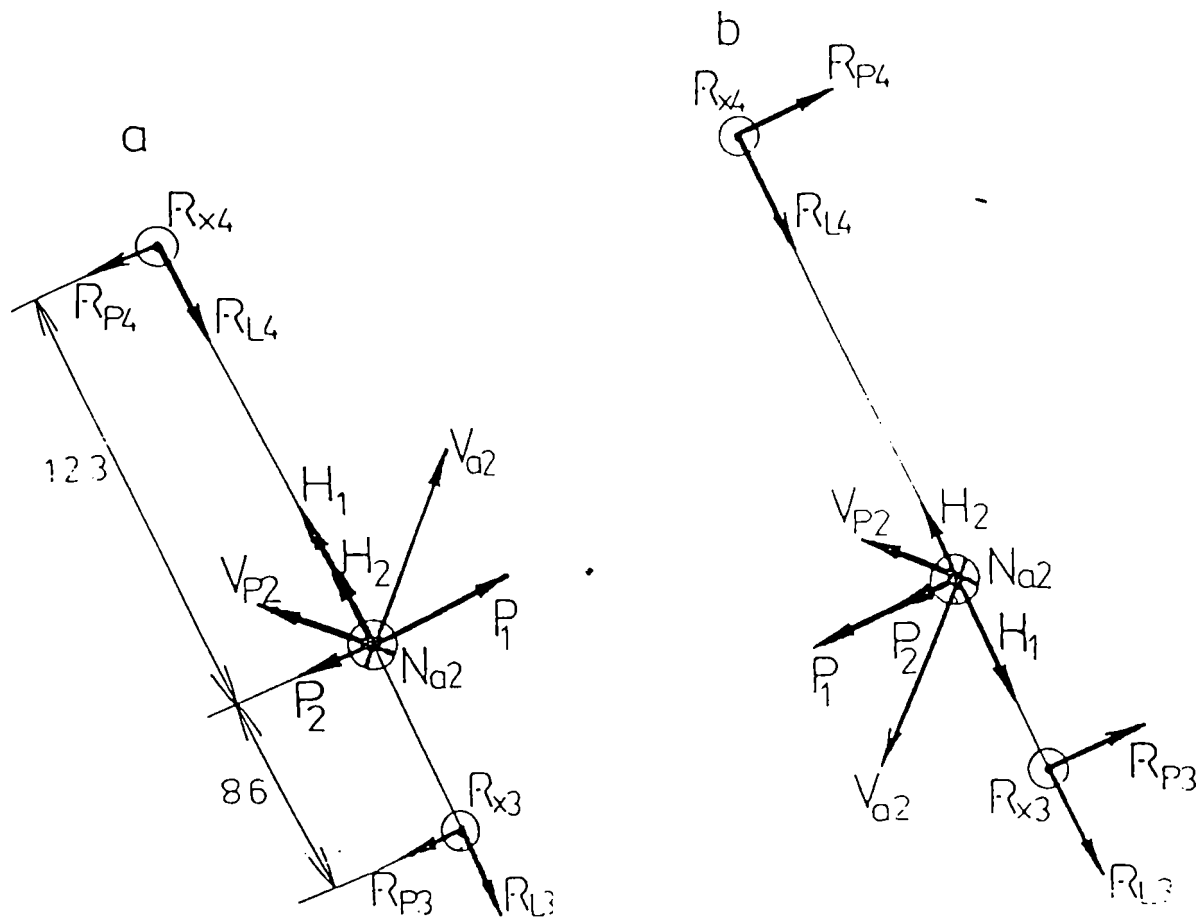


Fig.2.44

Rezultă:

$$P_1 = V_{a2} \cdot \sin 55^\circ$$

$$P_2 = V_{p2} \cdot \cos 55^\circ$$

$$H_1 = V_{a2} \cdot \cos 55^\circ$$

$$H_2 = V_{p2} \cdot \sin 55^\circ$$

$$\Sigma F_P = 0; R_{P3} + R_{P4} - P_1 + P_2 = 0$$

$$\Sigma F_L = 0; R_{L3} + R_{L4} - H_1 - H_2 = 0$$

$$\Sigma F_f = 0; R_{f3} + R_{f4} - N_{a1} = 0$$

$$\Sigma M_I = 0; (P_1 - P_2) \cdot 86 - R_{P4} \cdot 209 = 0$$

$$\Sigma M_{II} = 0; (P_1 - P_2) \cdot 123 - R_{P3} \cdot 209 = 0$$

$$\Sigma M_{III} = 0; N_{a2} \cdot 86 - R_{f4} \cdot 209 = 0$$

$$\Sigma M_{IV} = 0; N_{a2} \cdot 123 - R_{f3} \cdot 209 = 0$$

Pentru cele 7 cazuri de încărcare s-au obținut valorile din tabelul 2.5.

TABEL 2.5  
REAȚIUNILE SUB PĂPUȘA FIXĂ

C	Caz	N <sub>a2</sub>	V <sub>a2</sub>	V <sub>p2</sub>	P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	R <sub>x3</sub>	R <sub>L3</sub>	R <sub>p3</sub>	R <sub>x4</sub>	R <sub>L4</sub>	R <sub>p4</sub>	CAZ
A	înc.	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
Z															
a	I	312	441,1	894,4	361,3	513	253	732,7	183,6	287,8	514,6	128,4	191,9	359,8	a
b		270	315,4	2231,5	258,4	1279,9	180,9	1827,9	158,9	1205,3	-601,2	111,1	803,5	-420,4	b1
b	II	270	989,6	1928,1	810,6	1105,9	567,6	1579,4	158,9	1288,2	-173,8	111,1	858,8	-121,5	b1
b		270	1663,9	1624,6	1362,9	931,8	954,4	1330,8	158,9	1371,1	253,8	111,1	914,1	177,4	b2
a		265,5	125,3	2433,8	102,6	1395,9	71,9	1993,7	156,3	1153,1	881,9	109,3	768,7	616,6	a
b	III	177	272,8	2332,7	223,5	1337,9	156,5	1910,8	104,2	1240,4	-655,9	72,8	826,9	-458,6	/ b1
b		88,5	670,8	2231,5	549,5	1279,9	384,8	1827,9	52,1	1327,6	-429,9	36,4	885,1	-300,6	b1

Rezultantele obținute se proiectează după direcțiile Ox, Oy, Oz ale sistemului de coordonate al batiului.

Pentru planul 1:

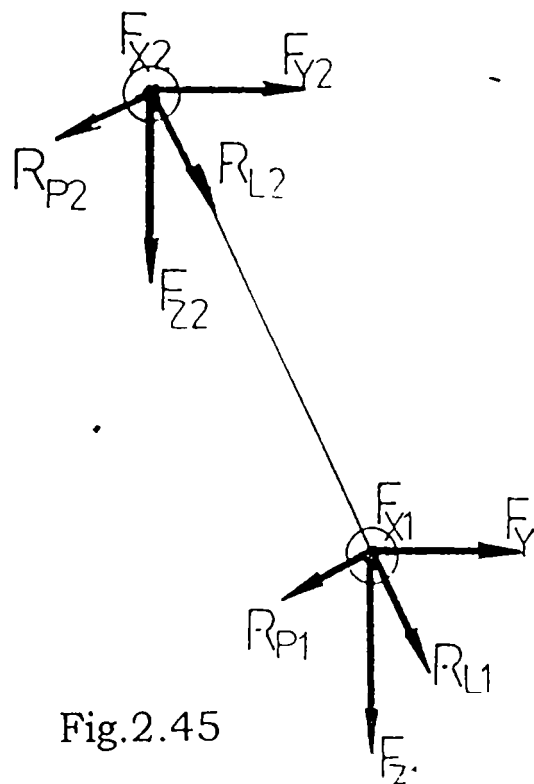


Fig.2.45

$$F_{\Omega} = R_{\Omega}$$

$$F_{p1} = R_{L1} \cdot \sin 30^{\circ} - R_{P1} \cdot \cos 30^{\circ}$$

$$F_{c1} = R_{L1} \cdot \cos 30^{\circ} + R_{P1} \cdot \sin 30^{\circ}$$

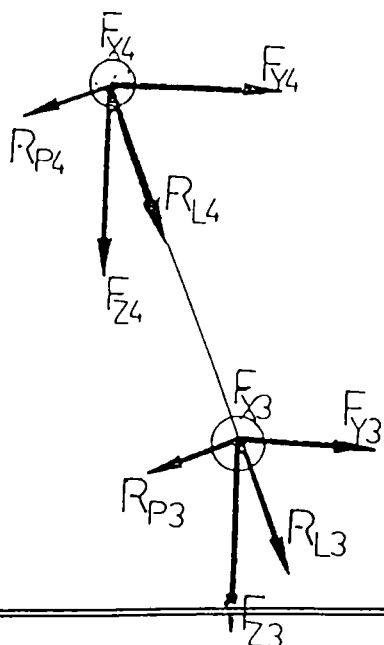
$$F_{\Omega 2} = R_{\Omega 2}$$

$$F_{p2} = R_{L2} \cdot \sin 30^{\circ} - R_{P2} \cdot \cos 30^{\circ}$$

$$F_{c2} = R_{L2} \cdot \cos 30^{\circ} + R_{P2} \cdot \sin 30^{\circ}$$

Pentru planul 2:

a,b2



b1

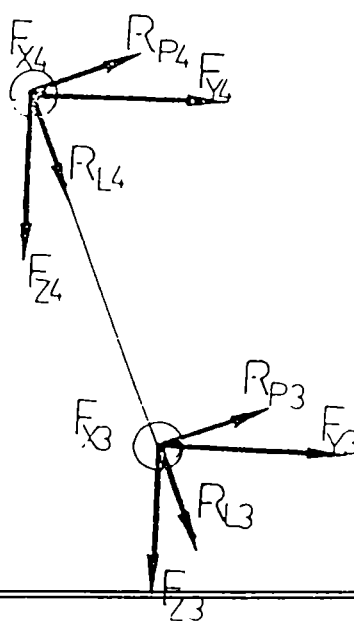


Fig. 2.46

---

CAZURILE a , b2

$$F_{f3} = R_{f3}$$

$$F_{p3} = R_{L3} \cdot \sin 30^\circ + R_{P3} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C3} = R_{L3} \cdot \cos 30^\circ - R_{P3} \cdot \sin 30^\circ$$

$$F_{f4} = R_{f4}$$

$$F_{p4} = R_{L4} \cdot \sin 30^\circ + R_{P4} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C4} = R_{L4} \cdot \cos 30^\circ - R_{P4} \cdot \sin 30^\circ$$

CAZUL b1

$$F_{f3} = R_{f3}$$

$$F_{p3} = R_{L3} \cdot \sin 30^\circ - R_{P3} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C3} = R_{L3} \cdot \cos 30^\circ + R_{P3} \cdot \sin 30^\circ$$

$$F_{f4} = R_{f4}$$

$$F_{p4} = R_{L4} \cdot \sin 30^\circ - R_{P4} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C4} = R_{L4} \cdot \cos 30^\circ + R_{P4} \cdot \sin 30^\circ$$

După efectuarea calculelor se obțin datele din tabelul 2.6



TABELUL 2.6

## FORȚELE DE ACȚIUNE ASUPRA BATIULUI DATE DE PĂPUȘA FIXĂ

Caz	$F_{x1}$	$F_{y1}$	$F_{z1}$	$F_{x2}$	$F_{y2}$	$F_{z2}$	$F_{x3}$	$F_{y3}$	$F_{z3}$	$F_{x4}$	$F_{y4}$	$F_{z4}$
înc.	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
I	122,4	956	2692,1	85,6	622,8	1803,1	183,6	589,5	-8,1	128,4	407,5	-13,7
II	105,9	42,3	1552,9	74,1	0,4	1381,1	158,9	1123,3	743,2	111,1	765,8	485,7
	105,9	-8,9	1868,8	74,1	-32,4	1261,2	158,9	794,6	1028,7	111,1	534,6	742,9
	105,9	-60	1690,1	74,1	-65,3	1141,3	158,9	465,8	1314,3	111,1	303,4	880,3
III	104,2	78,5	2161,9	72,8	23,8	1457,8	156,3	1340,4	557,6	109,3	918,4	373
	69,5	104,1	2008,9	48,6	43,6	1354,2	104,2	1188,2	746,2	72,8	828,6	486,8
	34,8	129,5	1855,9	24,3	63,7	1250,6	52,1	1036,1	934,8	36,4	702,8	616,2

Calculul forțelor cu care păpușa mobilă acționează asupra batiului a fost efectuat pentru fiecare caz de încărcare în parte luându-se în considerare valorile calculate pentru reacțiunile de la vârful păpușii mobile și greutatea proprie.

Pentru cazul în care piesa este prinsă numai în universal asupra păpușii mobile acționează numai greutatea proprie așa cum se poate observa în figura 2.47.

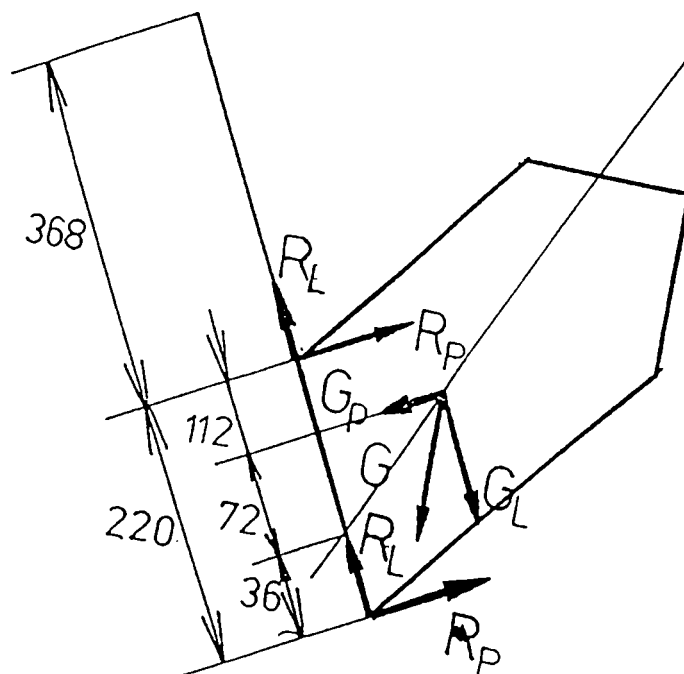


Fig.2.47

Scrind ecuațiile de echilibru de forțe și momente în planul A-A se obține:

$$G_P = G \cdot \cos 60^\circ$$

$$G_L = G \cdot \sin 60^\circ$$

$$\Sigma F_P = 0; R_{P1} + R_{P2} - G_P = 0$$

$$\Sigma F_L = 0; R_{L1} + R_{L2} - G_L = 0$$

$$\Sigma M_1 = 0; R_{P2} \cdot 220 - G_P \cdot 108 + G_L \cdot 98 = 0$$

$$\Sigma M_2 = 0; R_{P1} \cdot 220 - G_P \cdot 112 - G_L \cdot 98 = 0$$

Nedeterminarea statică a sistemului a fost înlăturată în mod analog prin distribuirea momentului de răsturnare.

Rezultantele astfel obținute se distribuie într-un plan transversal pe cele două ghidaje ale păpușii mobile sub forma unor reacțiuni concentrate urmând ca acestea să fie distribuite longitudinal considerând o formă de distribuție uniformă (dreptunghiulară).

Considerând planul de secționare ce trece prin punctul de aplicație al rezultantei R se obține situația din figura 2.49, conform căreia scriind ecuațiile de forțe și de momente rezultă.

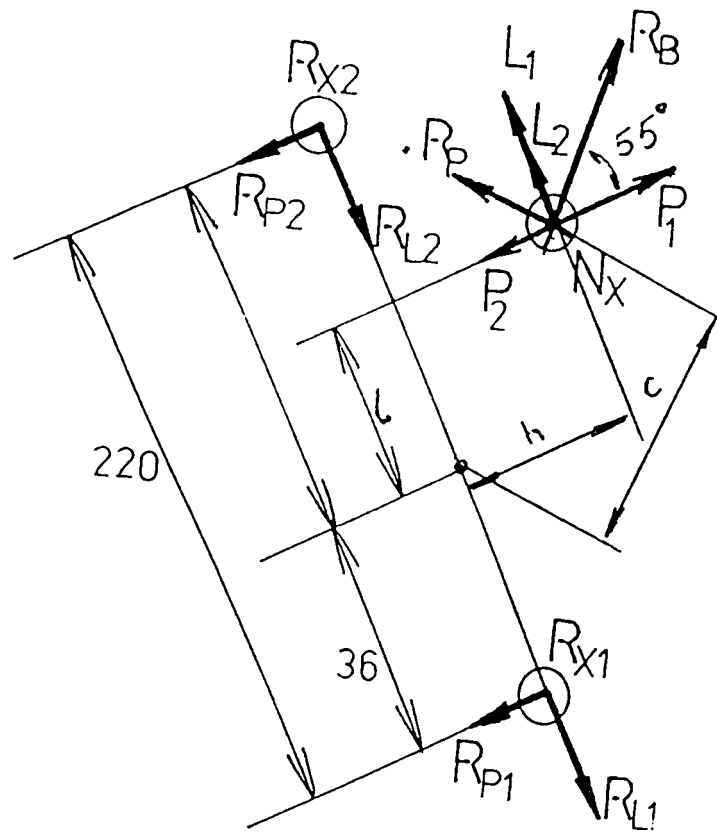


Fig.2.49

$$P_1 = R_B \cdot \sin 55^\circ$$

$$P_2 = R_P \cdot \cos 55^\circ$$

$$L_1 = R_B \cdot \cos 55^\circ$$

$$L_2 = R_P \cdot \sin 55^\circ$$

$$l = c \cdot \sin 25^\circ$$

$$h = c \cdot \cos 25^\circ$$

Pentru cazul a

$$\Sigma F_P = 0; \quad R_{P1} + R_{P2} - P_1 + P_2 = 0$$

$$\Sigma F_L = 0; \quad R_{L1} + R_{L2} - L_1 - L_2 = 0$$

TABEL 2.7

## REAȚIUNI TEORETICE LA PĂPUȘA MOBILĂ

CAZ	G	N <sub>x</sub>	V <sub>y</sub>	V <sub>z</sub>	G <sub>b</sub>	V <sub>y<sub>b</sub></sub>	V <sub>z<sub>b</sub></sub>	G <sub>p</sub>	V <sub>y<sub>p</sub></sub>	V <sub>z<sub>p</sub></sub>	R <sub>x</sub>	R <sub>b</sub>	R <sub>p</sub>
I	2750	-	-	-	2381,6	-	-	1375	-	-	-	-	-
II	2750	70	162,5	649,7	2492,3	93,2	532,2	1162,2	133,1	372,7	70	2053,3	1667,9
	2750	70	325	1299,5	2492,3	186,4	1064,5	1162,2	266,2	745,4	70	1614,3	2173,8
	2750	70	487,5	1949,5	2492,3	279,6	1596,9	1162,2	399,3	1118,2	70	1175	2679,7
III	2750	147,5	54,2	216,6	2492,3	31,1	177,4	1162,2	44,4	124,2	147,5	2346	1330,8
	2750	295	108,3	433,2	2492,3	62,1	354,8	1162,2	88,7	248,4	295	2199,7	1499,4
	2750	442,5	162,5	649,7	2492,3	93,2	532,2	1162,2	133,1	372,7	442,5	2053,3	1667,9

TABEL 2.8

## REAȚIUNI TEORETICE LA PĂPUȘA MOBILĂ

CAZ	b [mm]	c [mm]	P <sub>1</sub> [N]	P <sub>2</sub> [N]	L <sub>1</sub> [N]	L <sub>2</sub> [N]	l [mm]	h [mm]	R <sub>P1</sub> [N]	R <sub>L1</sub> [N]	R <sub>P2</sub> [N]	R <sub>L2</sub> [N]
I	-	-	-	-	-	-	-	-	1760,9	1428,9	-385,9	952,6
II	132,7	183,4	1681,9	956,7	1178,3	1366,3	77,5	166,2	2273,5	1526,8	-1548,2	1017,9
	76,4	217,3	1322,3	1246,8	925,9	1780,7	91,8	196,9	2478,1	1623,9	-2378,5	1082,6
	-22,2	238,4	962,5	1537	673,9	2195,1	100,7	216	-547,7	1721,4	-6049,9	1147,6
III	169,5	146,5	1921,7	763,3	1345,6	1090,1	61,9	132,8	2112,7	1461,4	-954,3	974,2
	180,2	167	1801,9	860	1261,7	1228,2	70,6	151,3	2190,5	1493,9	-1256,7	995,9
	192,4	261,9	1681,9	956,7	1177,7	1366,3	110,7	237,3	2986,3	1526,4	-2261	1017,6

Aceste forțe se proiectează pe cele trei direcții ale sistemului de coordonate al bati 1 ..., as fel:

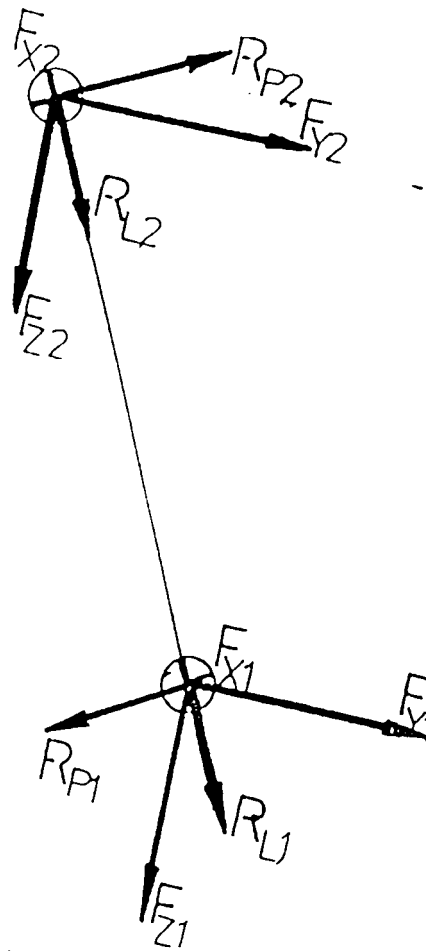


Fig2.50

Pentru cazul a

$$F_{f1} = R_{f1}$$

$$F_{p1} = R_{L1} \cdot \sin 30^\circ - R_{P1} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C1} = R_{L1} \cdot \cos 30^\circ + R_{P1} \cdot \sin 30^\circ$$

$$F_{f2} = R_{f2}$$

$$F_{p2} = R_{L2} \cdot \sin 30^\circ + R_{P2} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C2} = R_{L2} \cdot \cos 30^\circ - R_{P2} \cdot \sin 30^\circ$$

Pentru cazul b

$$F_{f1} = R_{f1}$$

$$F_{p1} = R_{L1} \cdot \sin 30^\circ - R_{P1} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C1} = R_{L1} \cdot \cos 30^\circ + R_{P1} \cdot \sin 30^\circ$$

$$F_{f2} = R_{f2}$$

$$F_{p2} = R_{L2} \cdot \sin 30^\circ - R_{P2} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{C2} = R_{L2} \cdot \cos 30^\circ + R_{P2} \cdot \sin 30^\circ$$

Rezultatele calculelor sunt redată în tabelul 2.9

TABELUL 2.9

Caz inc.	$F_{n1}$ [N]	$F_{p1}$ [N]	$F_{c1}$ [N]	$F_{n2}$ [N]	$F_{p2}$ [N]	$F_{c2}$ [N]
I	0	810,5	-2117,9	0	-810,5	-632,1
II	36	-1205,5	2458,9	36	1849,7	107,4
	36	-1334,2	2645,5	36	2601,2	-251,7
	36	386,4	1764,7	36	49,9	1296,4
III	73,8	-1098,9	2321,9	73,8	1313,9	366,6
	147,5	-1157	2393,1	147,5	1586,3	234,2
	221,2	-1823	2815,1	221,2	2427,9	-249,2

### 2.8.2.3. PENTRU CĂRUCIOR

Forțele cu care căruciorul acționează asupra batiului se determină ținându-se cont de solicitarea forțelor de așchiere asupra căruciorului și avându-se în vedere că greutatea proprie a acestuia este:  $G = 330 \text{ Kg}$

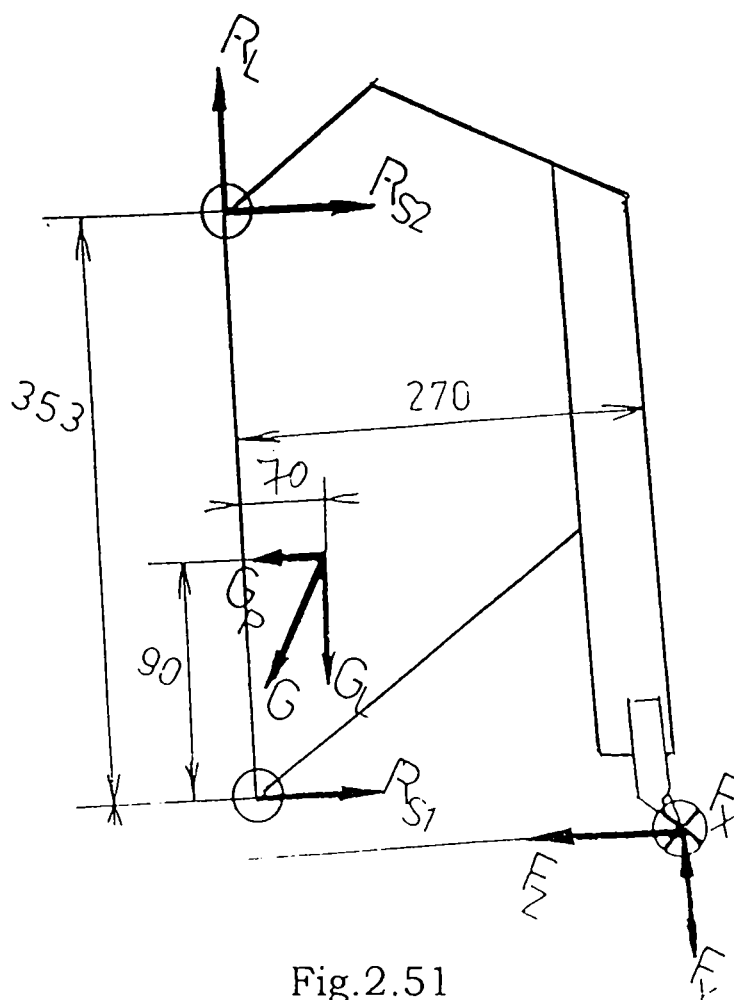


Fig.2.51

Conform figurii 2.51 avem:

$$\Sigma F_L = 0; R_L - G_L + F_p = 0$$

$$\Sigma F_P = 0; R_{S1} + R_{S2} - G_P - F_C = 0$$

$$\Sigma M_1 = 0; R_{S2} \cdot 353 + G_L \cdot 70 - G_P \cdot 90 - F_p \cdot 270 + F_C \cdot 10 = 0$$

$$\Sigma M_2 = 0; -R_{S1} \cdot 353 + G_L \cdot 70 + G_P \cdot 273 - F_p \cdot 270 + F_C \cdot 363 = 0$$

În urma efectuării calculelor se ajunge la următoarele valori:

$$R_L = 2207,9 \text{ N}$$

$$R_{S1} = 4018,2 \text{ N}$$

$$R_{S2} = -563,9 \text{ N}$$

Pe direcția Ox se consideră că forțele de reacțiune pe ghidajele saniei sunt date de forțele de frecare de pe fiecare ghidaj.

$$N_1 = \mu \cdot R_{S1}$$

$$N_2 = \mu \cdot R_{S2}$$

În care  $\mu$  - coeficientul de frecare ce ia valori:  $\mu = 0,12 \dots 0,16$

Considerând  $\mu = 0,14$  se obțin următoarele valori:

$$N_1 = 562,5 \text{ N}$$

$$N_2 = 78,9 \text{ N}$$

Aceste rezultante se proiectează pe direcțiile axelor de coordonate a batiului, astfel:

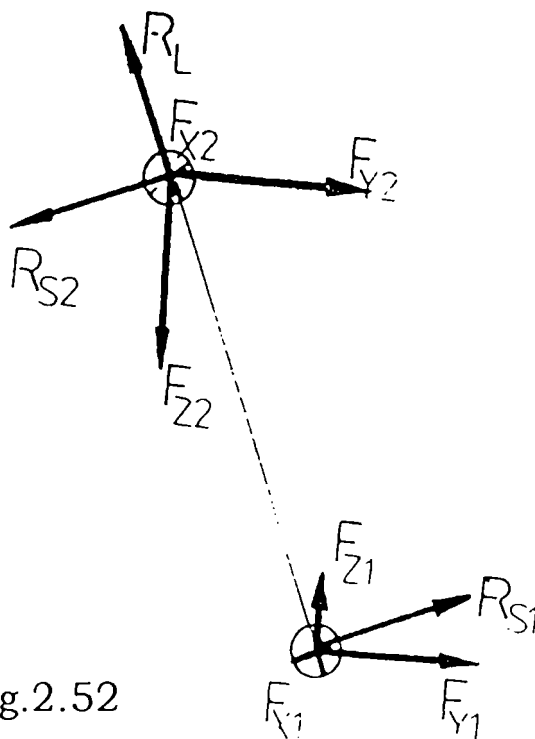


Fig.2.52



---

$$F_{f1} = N_1$$

$$F_{p1} = R_{s1} \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{c1} = -R_{s1} \cdot \sin 30^\circ$$

$$F_{f2} = N_2$$

$$F_{p2} = -(R_{s2} \cdot \cos 30^\circ + R_L \cdot \sin 30^\circ)$$

$$F_{c2} = R_{s2} \cdot \sin 30^\circ - R_L \cdot \cos 30^\circ$$

După proiectare se obțin următoarele rezultate:

$$F_{f1} = 562,5 \text{ N}$$

$$F_{p1} = 3479,9 \text{ N}$$

$$F_{c1} = -2009,1 \text{ N}$$

$$F_{f2} = 78,9 \text{ N}$$

$$F_{p2} = -1592,3 \text{ N}$$

$$F_{c2} = -1630,2 \text{ N}$$

Rezultantele astfel obținute se distribuie, pe cele două ghidaje ale căruciorului, considerând o formă de distribuție uniformă (dreptunghiulară).

---

## 2.9 CALCULUL DEFORMAȚILOR PENTRU STRUCTURA SP 250 CNC PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT

În mod analog cu calculele efectuate pentru strungul normal, pornind de la batiul real a fost creat un model matematic al structurii care încearcă să aproximeze cât mai fidel structura originală.

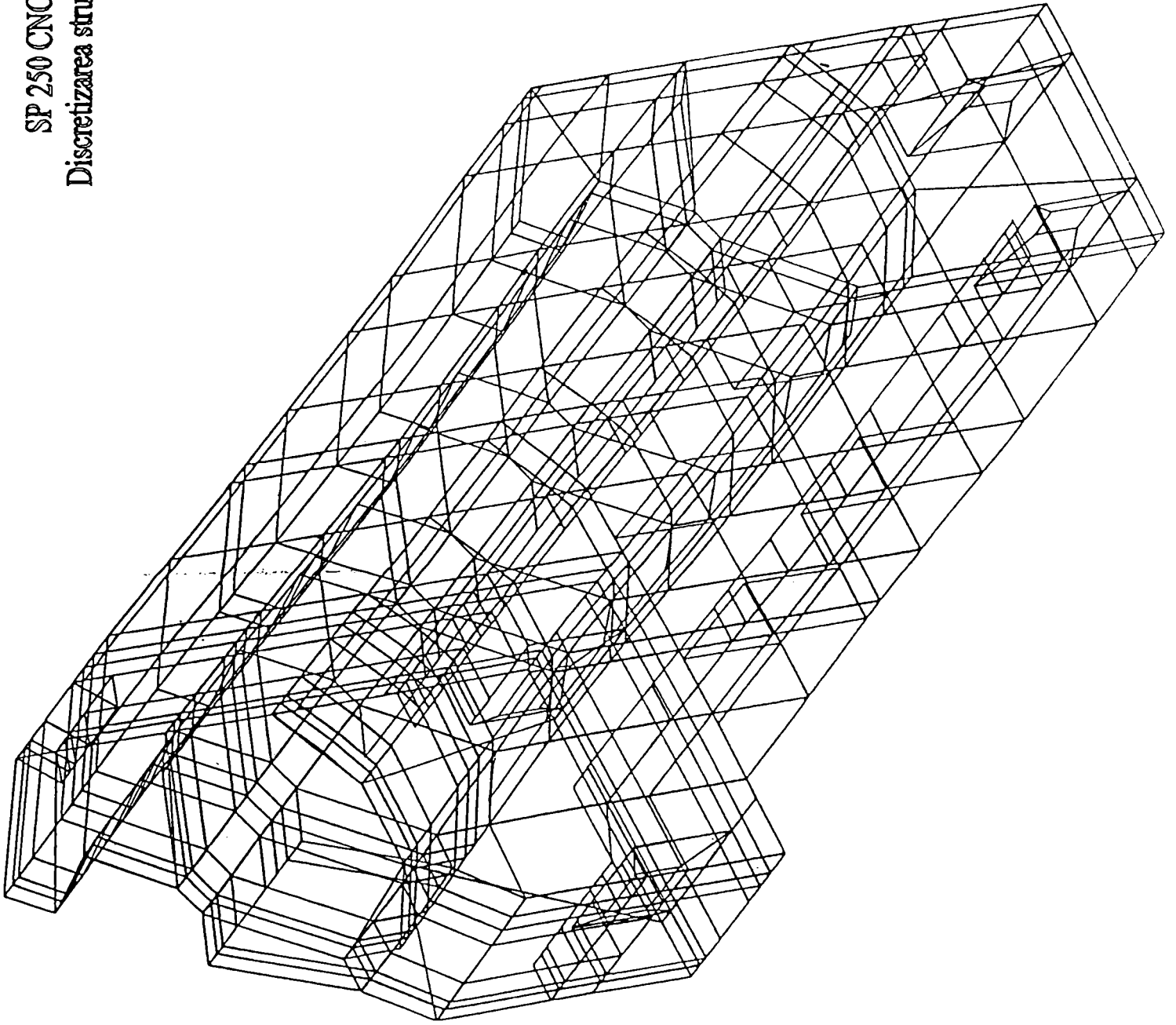
A fost stabilit faptul că discretizarea ideală pentru structura batiului strungului SP 250 CNC trebuie să aibă un număr de 641 de noduri caracteristice care generează un număr de 613 elemente de plăci plane de grosimi diferite.

Au fost efectuate calcule pentru toate situațiile luate în considerare din punct de vedere teoretic respectiv pentru trei tipuri de prindere-în universal , între vîrfuri și combinată, în trei poziții caracteristice de prelucrare la distanțe diferite față de universal.

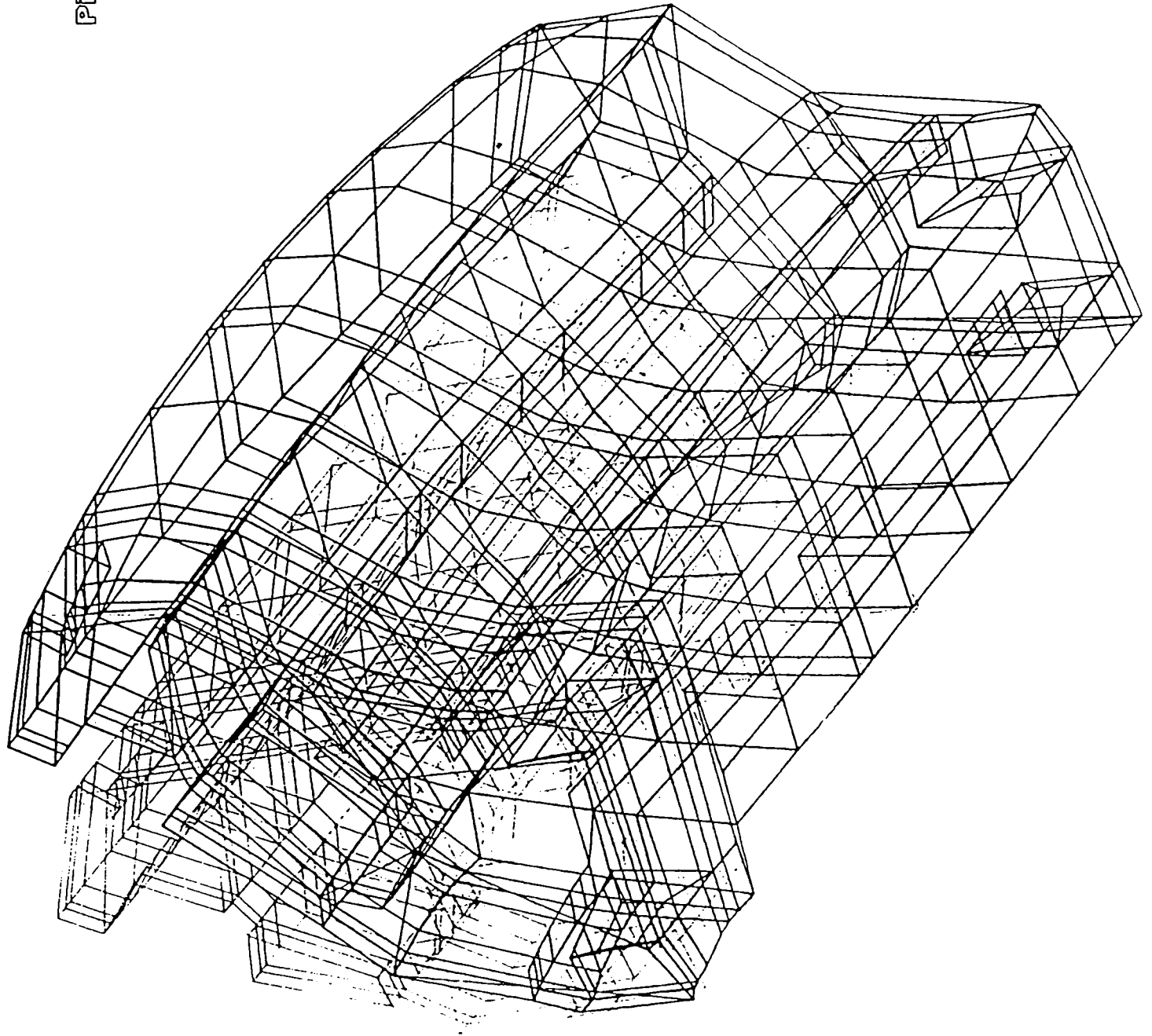
În urma efectuării calculelor au fost puse clar în evidență zonele în care batiul este foarte solicitat precum și zonele în care solicitările sunt foarte mici și în care structura este supradimensionată. În zonele cu deformații mari structura a fost rigidizată prin creșterea grosimii pereților nervurilor, iar în zonele supradimensionate grosimea pereților nervurilor a fost redusă pînă la limita tehnologică în acest fel reușindu-se , așa cum se poate observa și din imaginea structurii deformate și din graficul deformațiilor, o diminuare a deformațiilor în secțiunea sculei așchietoare cu 6 % și în același timp o scădere a greutateii batiului estimată prin calcule la 19 %, după cum se poate observa din tabelele și graficele din paginile următoare.

---

SP 250 CNC  
Discretizarea structurii



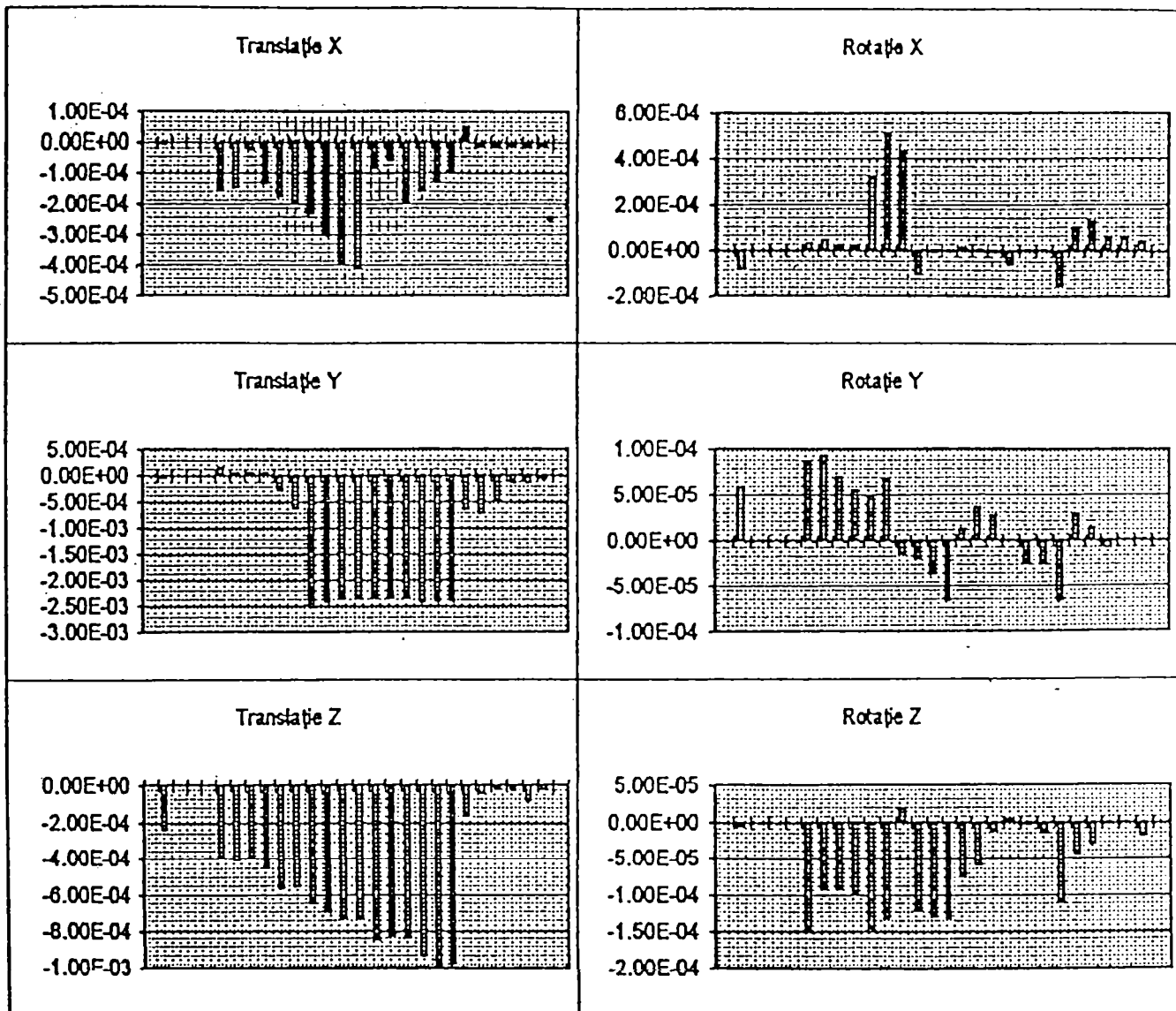
SP 250 CNC  
CAZ 1 de încălzire  
Piesa prinsă în universal  
x=0.25



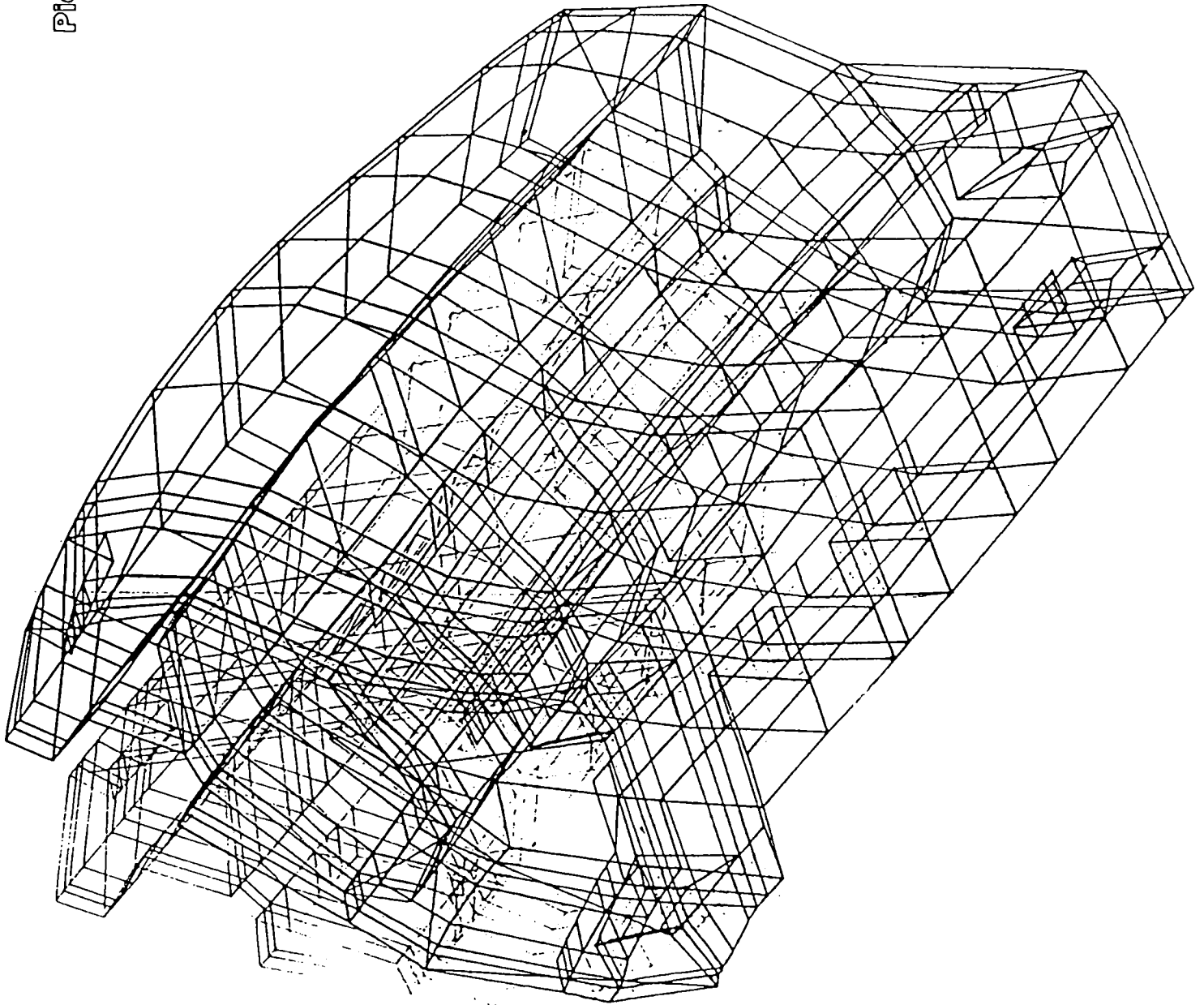
SP 250 CNC

Deformațiile în cazul 1 de încărcare

Piesa prinsă în universal la  $x=0.25$



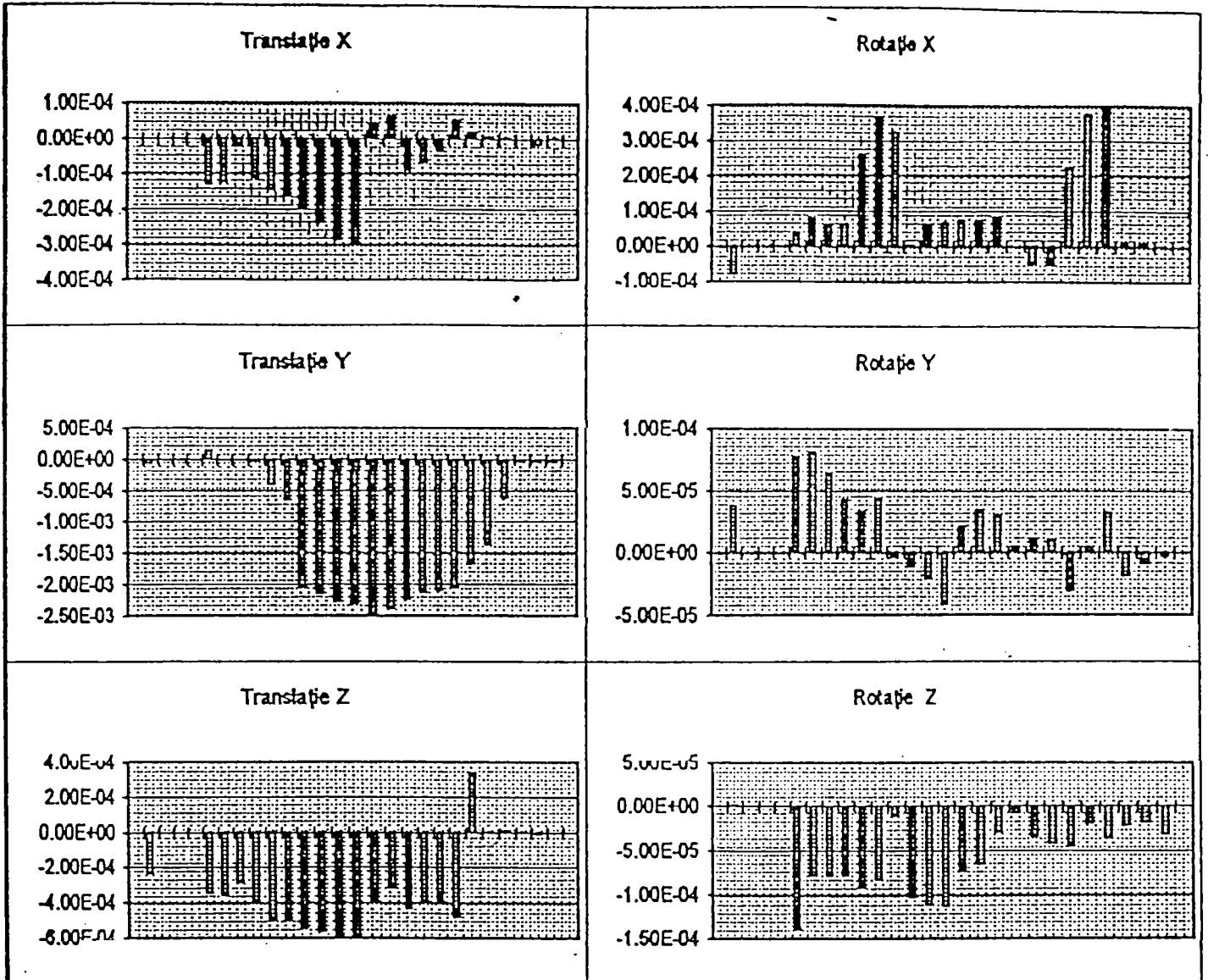
SP 250 CNC  
CAZ 2 de încălzire  
Piesa prinsă între virfuri  
X=0.25



Deformațiile în cazul 2 de încărcare

Piesa prinsă între virfuri

x=0.25

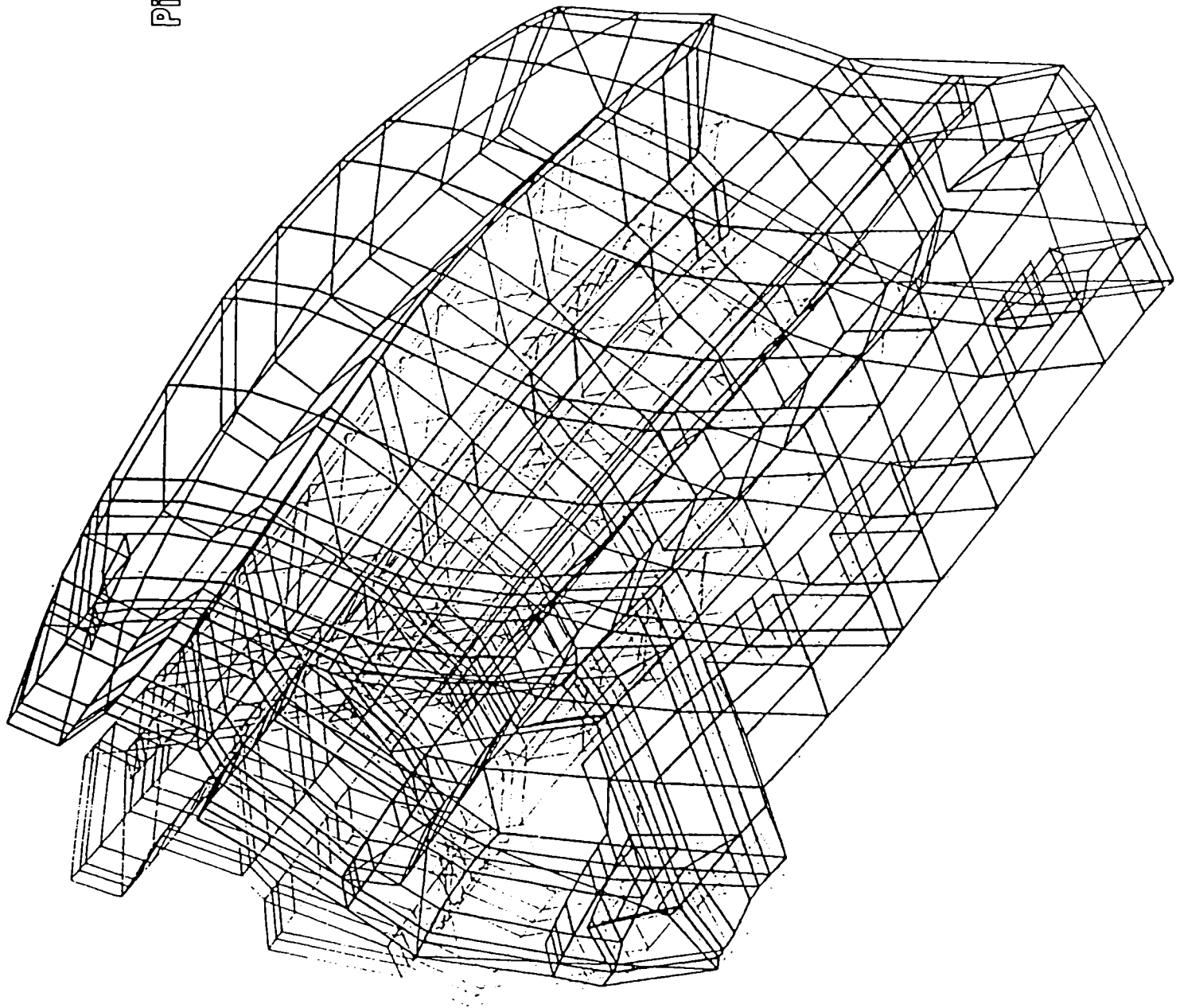


SP 250 CNC

CAZ 3 de încărcare

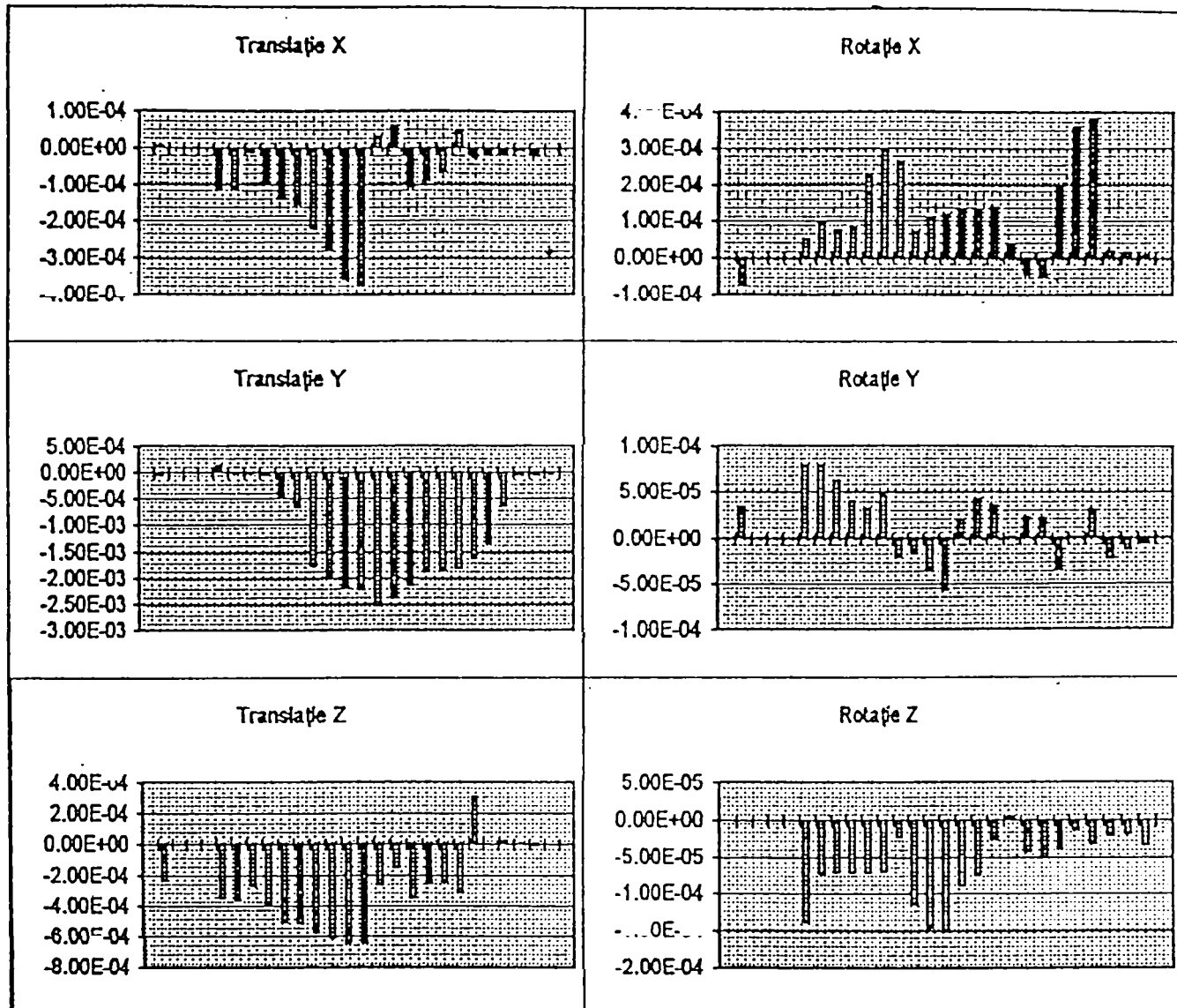
Piesa prinsă între virfuri

$\alpha=0.5$





SP 250 CNC  
Deformațiile în cazul 3 de încărcare  
Piesa prinsă între virfuri  
 $x=0.5$

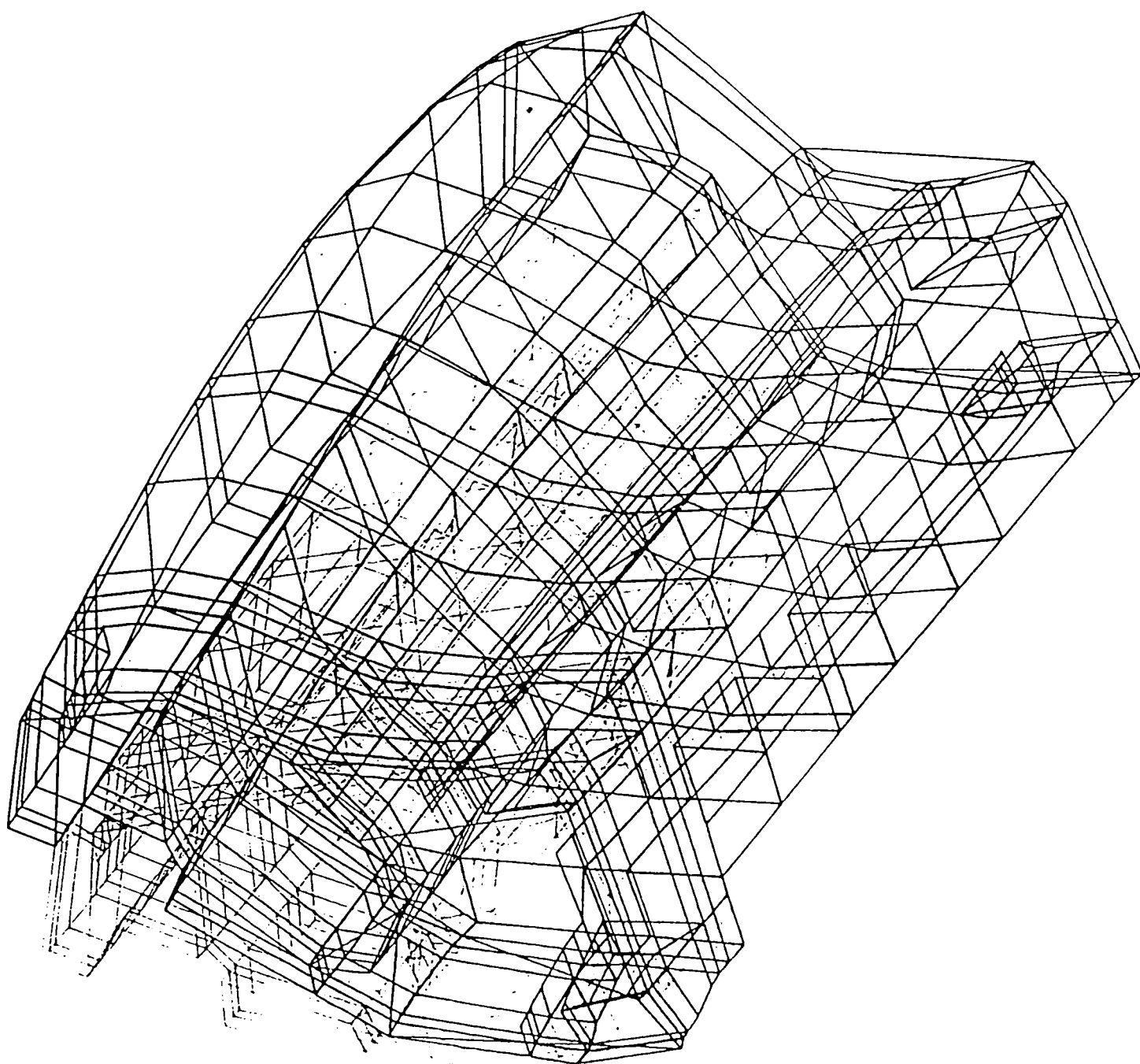


SP 250 CNC

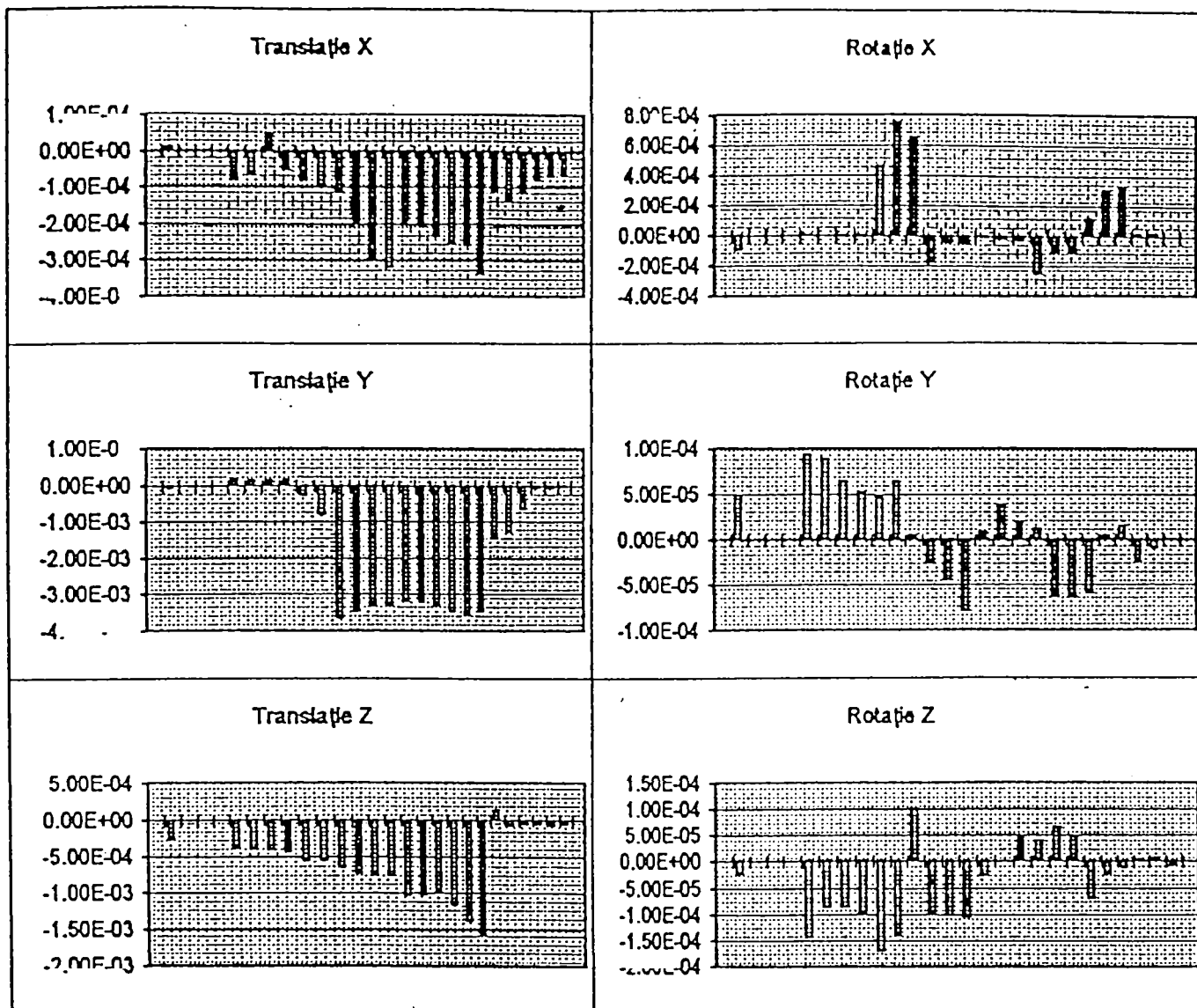
CAZ 4 de încărcare

Piesa prinsă între virfuri

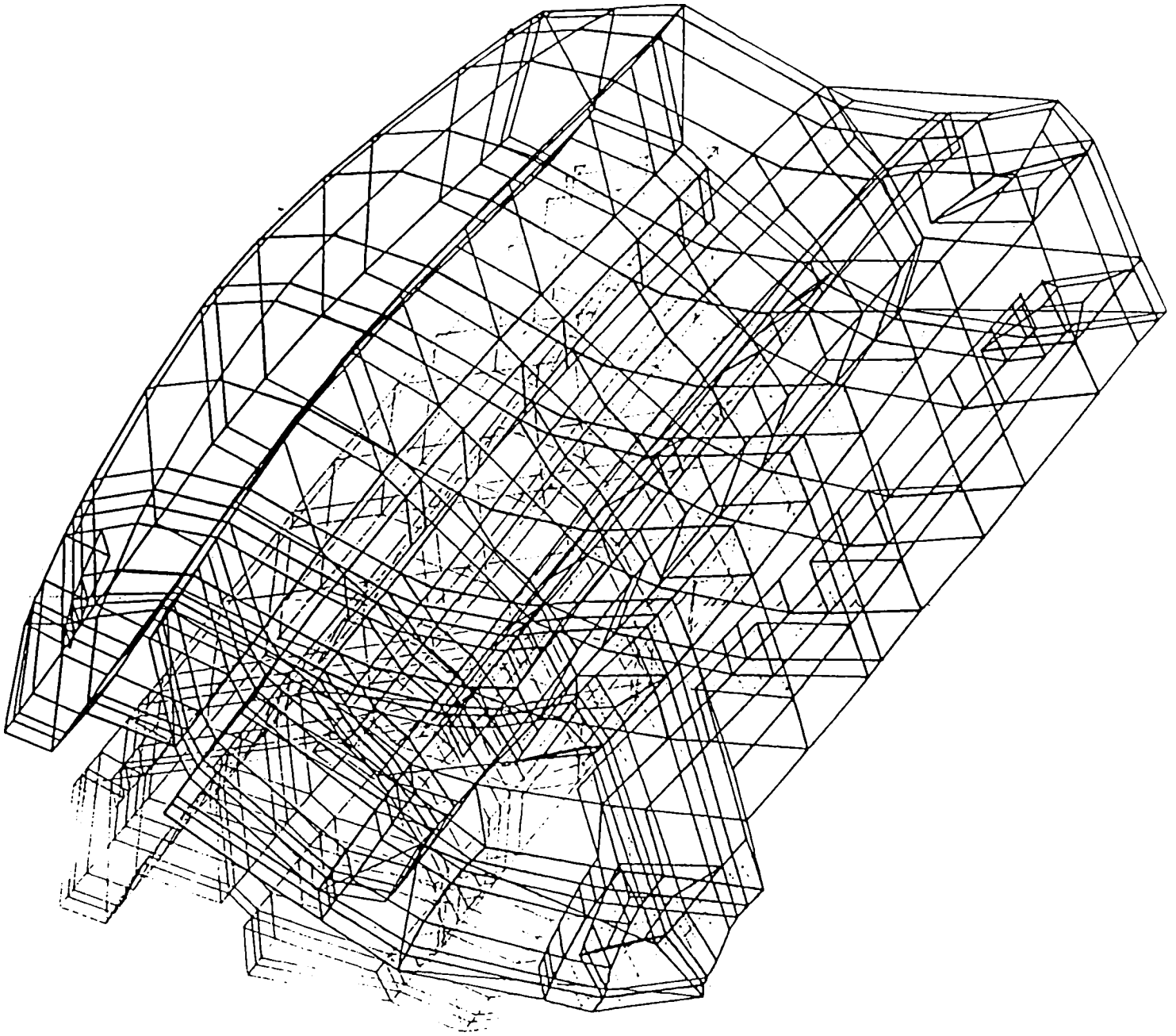
X=0.75



SP 250 CNC  
 Deformațiile în cazul 4 de încărcare  
 Piesa prinsă între virfuri  
 $x=0.75$



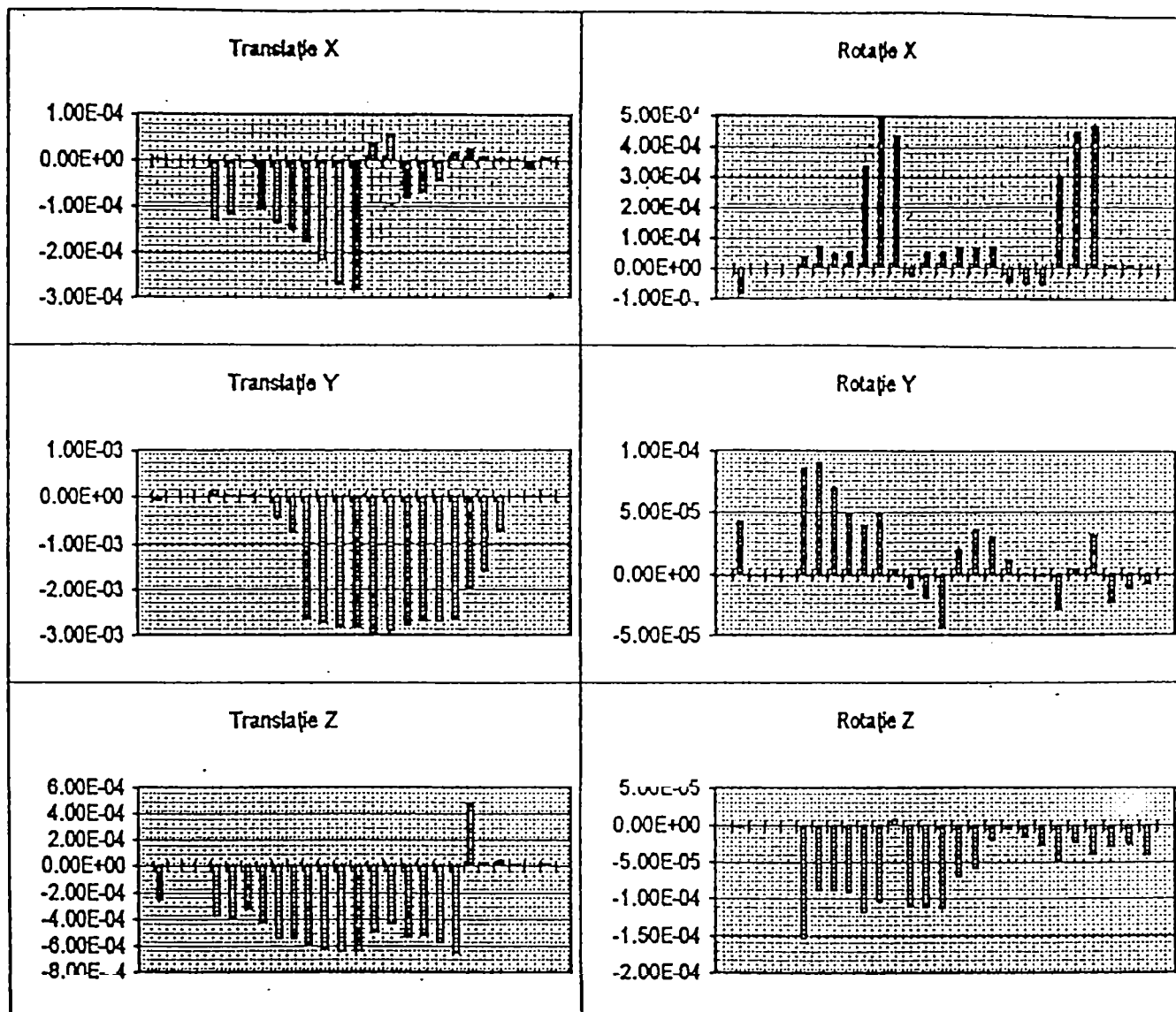
SP 250 CNC  
GAZ 5 de încărcare  
Prindere combinată  
x=0.25



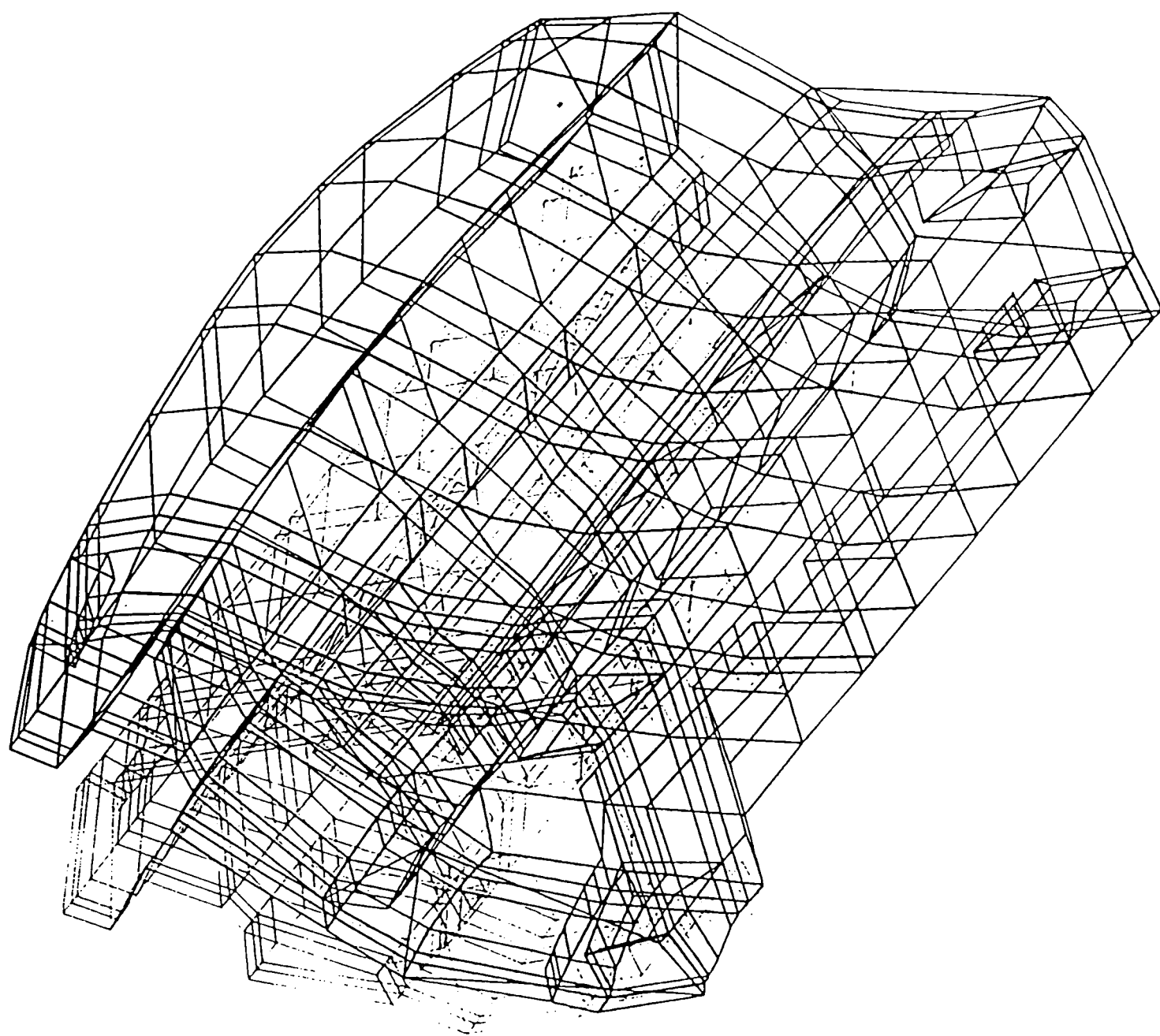
Deformațiile în cazul 5 de încărcare

Prindere combinată

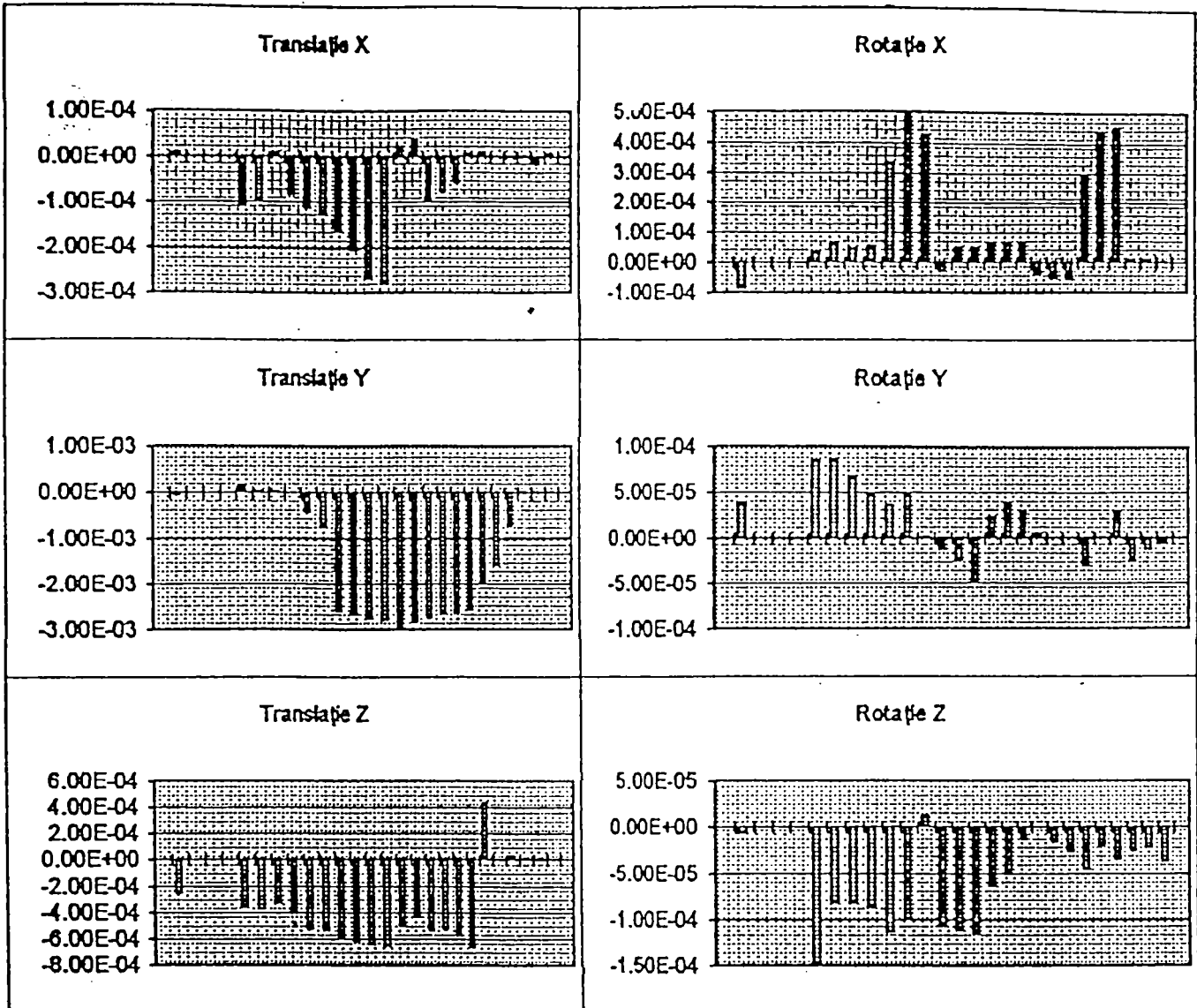
$x=0.25$



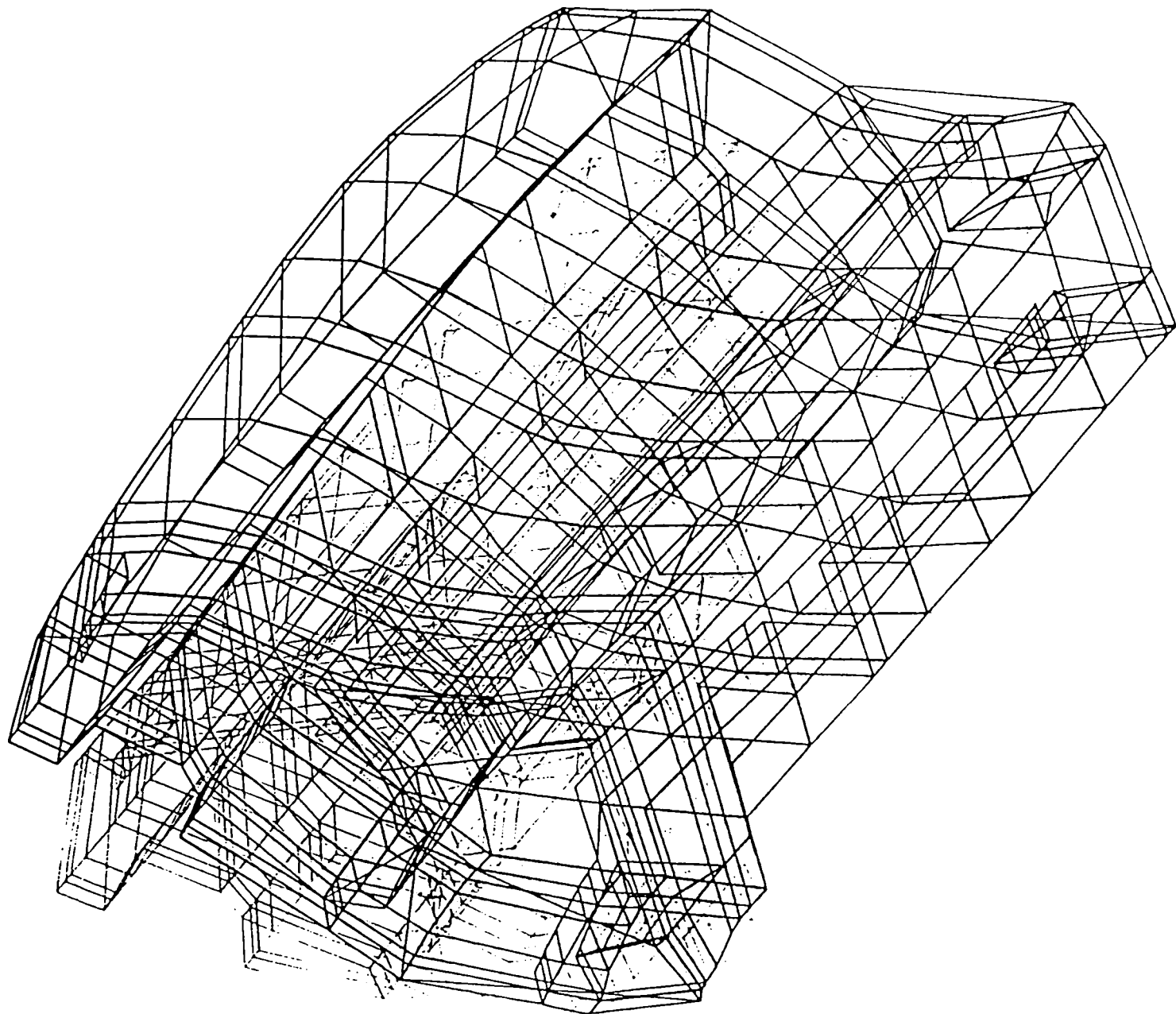
SP 250 CNC  
GAZ 6 de încălzire  
Prindere combinată  
x=0.50



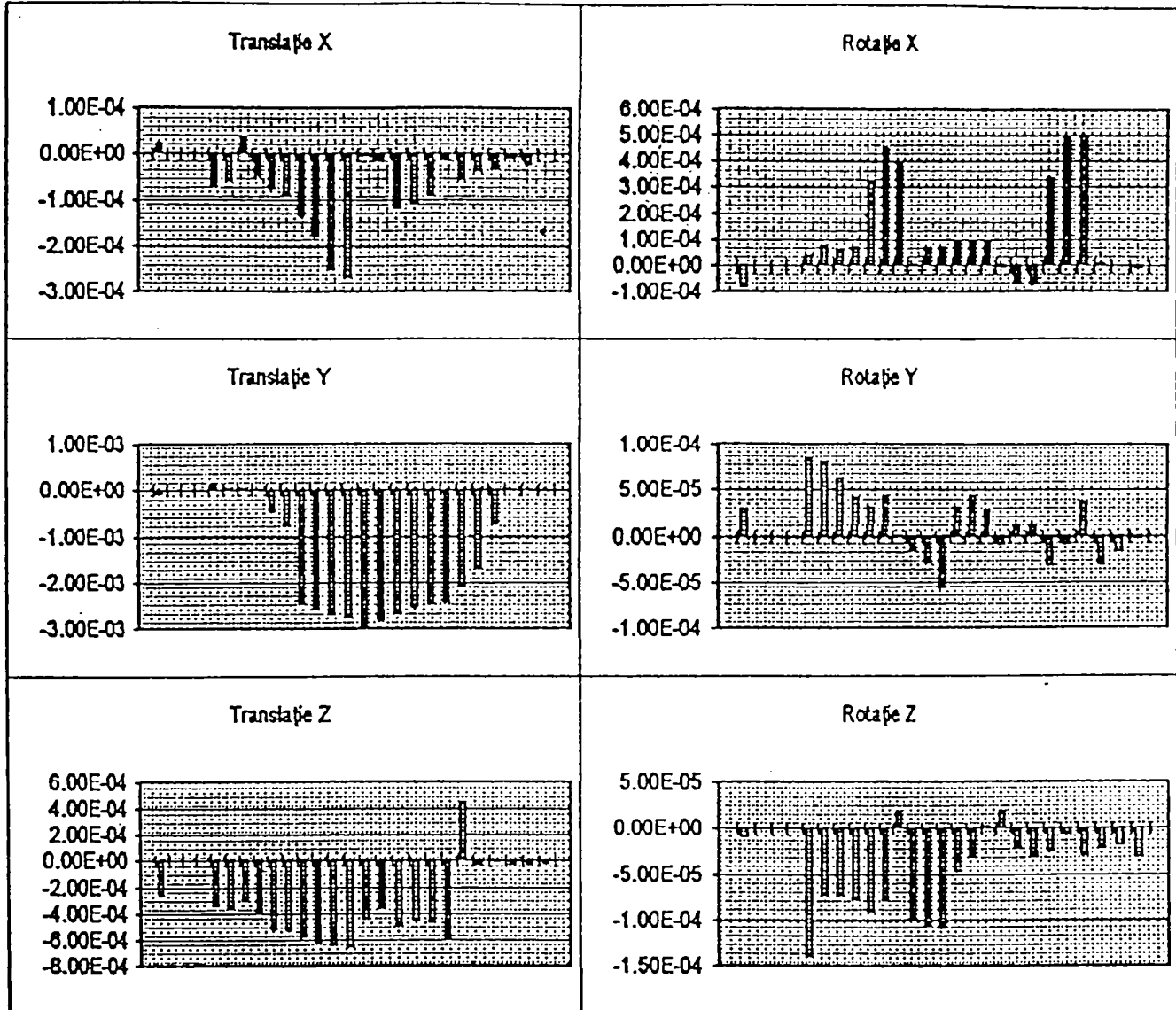
SP 250 CNC  
Deformațiile în cazul 6 de încărcare  
Prindere combinată  
 $x=0.50$



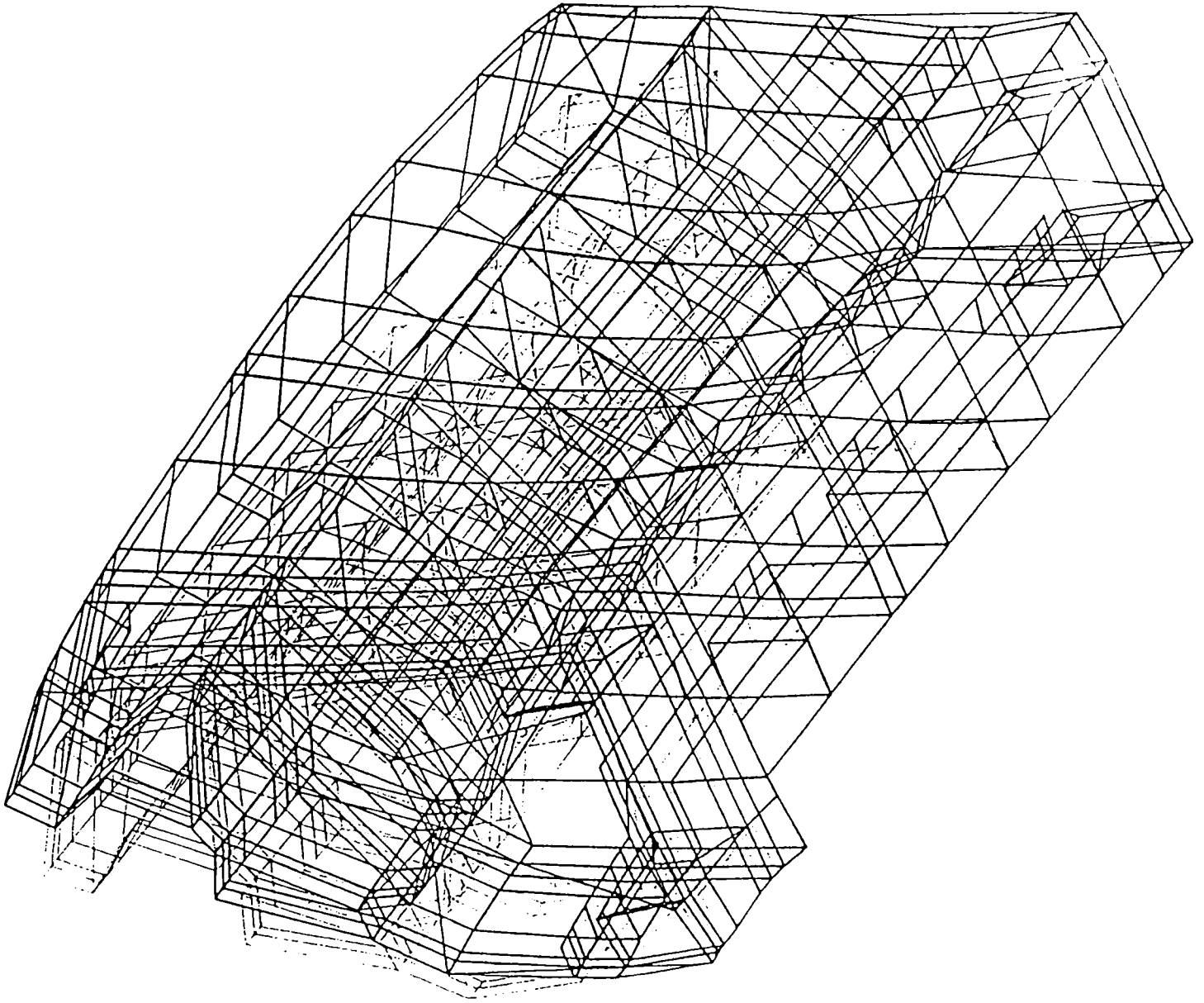
SP 250 GNC  
CAZ 7 de încărcare  
Prindere combinată  
x=0.75





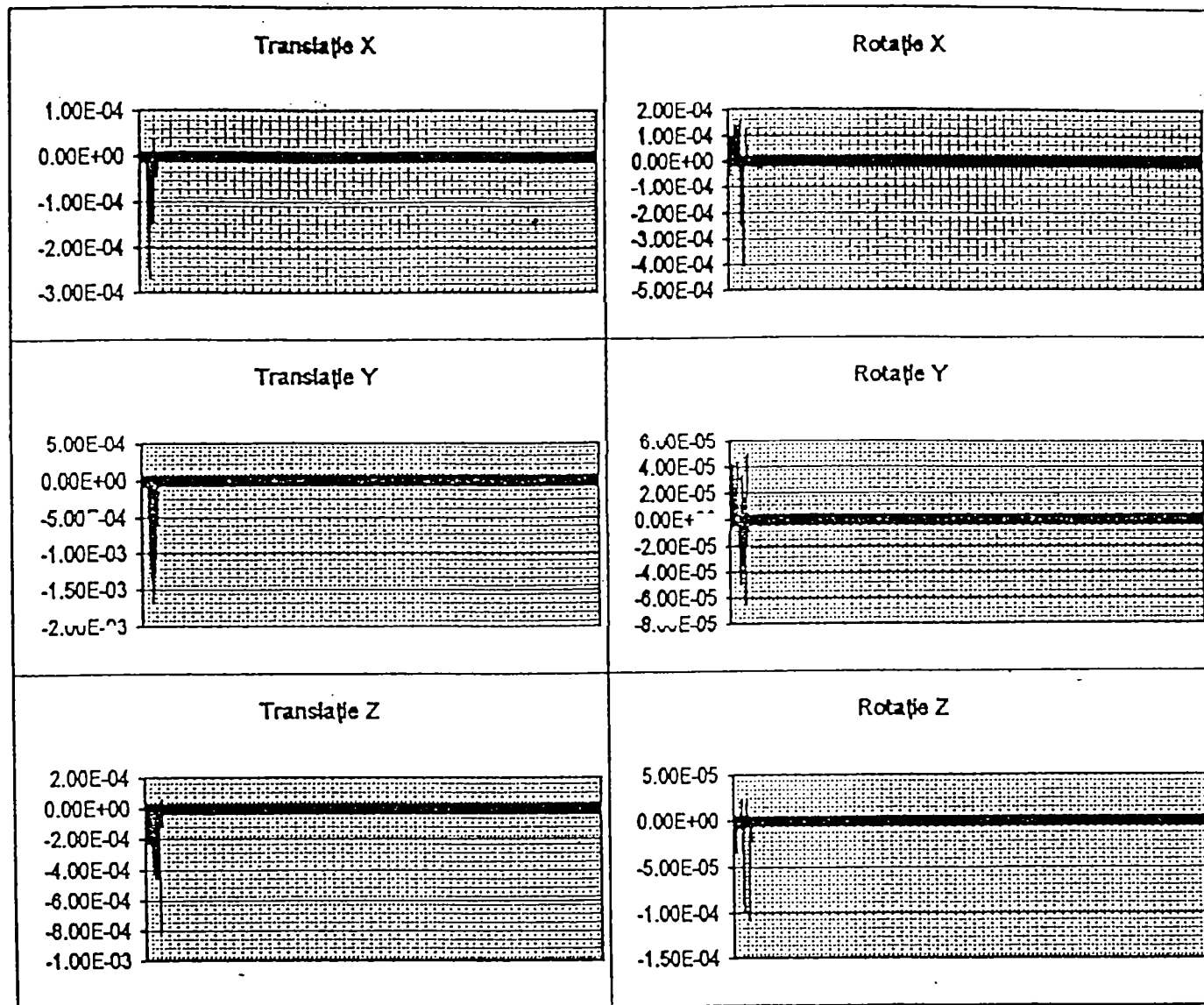


SP 250 CNC  
Varianta modificată



# SP 250 CNC

## Deformațiile în cazul variantei modificate



---

### 3. PREZENTAREA STRUCTURII NOI

Ideea care a stat la baza proiectării structurii noi a fost aceea de a crea o structură portantă pentru strungurile cu comandă adaptivă și care dispun eventual pe lângă comanda numerică și de un sistem de copiere.

Ghidarea saniei longitudinale se realizează pe un ghidaj semicircular inferior și un ghidaj plan cu rostogolire superior, acesta avînd rolul de a asigura închiderea, adică de a împiedica rotirea căruciorului în jurul axei x. Legătura între cele două ghidaje este realizată de către două brațe solidare cu sania longitudinală.

Solicitările importante sunt preluate de către structura inferioară, rigla superioară de închidere fiind solicitată doar la încovoiere simplă.

Ghidajul inferior este susținut de către o structură portantă longitudinală solidară cu acesta, structură compusă din figuri simple a căror caracteristici se pot determina din formule.

Întreaga structură de rezistență este formată practic dintr-o țeavă dreptunghiulară cu pereți inegali, întărită în partea inferioară cu o nervură verticală și un semicerc în partea superioară, pe suprafața căruia se realizează și ghidarea.

Avantajele unei astfel de structuri sunt multiple, fiind de menționat forma simplă, ușor de executat, spațiul mic ocupat și greutatea redusă și ca urmare un cost redus, ușurința eliminării așchiilor datorită formei semicirculare, avantajele ghidării pe o

suprafață semicirculară, precum și utilizarea la maxim a capacității portante a structurii.

Structura este dispusă înclinat față de axa verticală astfel încât rezultanta forțelor care acționează asupra căruciorului să treacă cât mai frecvent prin axa de simetrie a structurii și în acest mod structura să fie sollicitată majoritar la încovoiere simplă.

Compunerea structurii noi este prezentată în figura 3.1

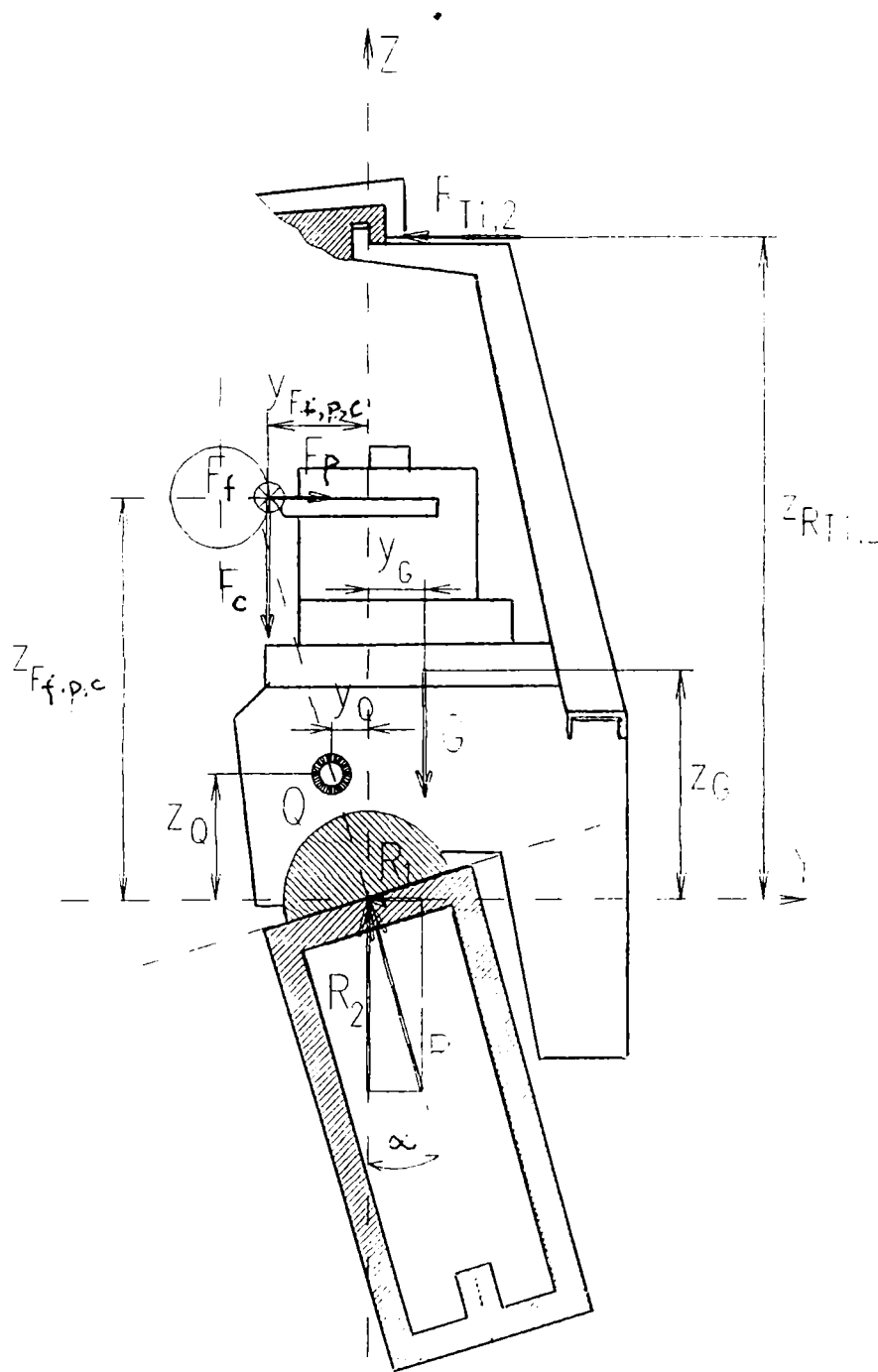


fig.3.1

---

Este foarte important faptul ca pentru structura nouă să poată fi anticipate deformațiile și din acest motiv structura trebuie să se compună din elemente geometrice relativ simple, pentru care se cunosc formulele de calcul, astfel că pentru întreaga structură să poată fi stabilită o expresie a legii de deformație.

Această expresie prelucrată cu ajutorul calculatorului electronic poate oferi corecții la deplasările verigilor executante în scopul maximizării preciziei de prelucrare.

Cunoscând tot timpul tendința de evoluție a deformațiilor, acestea pot fi compensate fie prin microdeplasări ale verigilor executante, fie printr-un sistem electromecanic cu arcuri taler și electromagneți care să producă microdeplasări în ghidajul plan cu rostogolire superior, prima variantă fiind preferată datorită simplității și a rigidității mărite.

---

#### **4. CALCULUL STRUCTURII NOI**

##### **FOLOSIND METODE CLASICE DE CALCUL**

În cele ce urmează vor fi prezentate calcule de rezistență pentru structura nouă, aceste calcule fiind realizate prin metodele clasice din Rezistența materialelor.

Faptul că un anumit tip de structură portantă poate fi asimilată cu o precizie mulțumitoare cu un model matematic relativ ușor de calculat prin metode de calcul obișnuite constituie un mare avantaj deoarece odată stabilite ecuațiile structurii acestea pot fi folosite ori de câte ori este nevoie avînd astfel posibilitatea de a determina cu rapiditate maximă deformațiile structurii și de a determina efectul pe care acestea le au asupra preciziei de prelucrare a mașinii unelte.

Formulele obținute pentru deformații vor constitui baza de plecare în realizarea unui sistem activ ,sistem care pe baza informațiilor primite din procesul de așchiere să fie capabil să anticipeze tendința de evoluție a forțelor de așchiere și să furnizeze informațiile necesare pentru ca un calculator electronic să poată în timp real să înlocuiască în formulele deformațiilor parametrii așchierii ,rezultatul întregului proces fiind mărimea corectiei pe care calculatorul o transmite comenzii numerice astfel încît microdeplasările verigilor executante să compenseze deformația structurii portante , încercînd astfel să se definească structura ideală “activă”.

Calcululele pornesc de la determinarea elementelor geometrice ale

secțiunii, o primă etapă constituind-o determinarea centrului de greutate.

Pentru aceasta structura reală a fost aproximată printr-o structură teoretică, diferențele între cele două structuri constând în razele tehnologice de racordare pe care le are structura reală și care nu apar în cazul modelului.

Conform procedurii clasice structura a fost descompusă în elemente relativ simple pentru care se cunosc formulele de calcul. În acest mod structura se compune dintr-un sector circular de  $180^\circ$ , și din trei secțiuni dreptunghiulare, două pline și una goală așa cum se poate remarca în figura 4.1

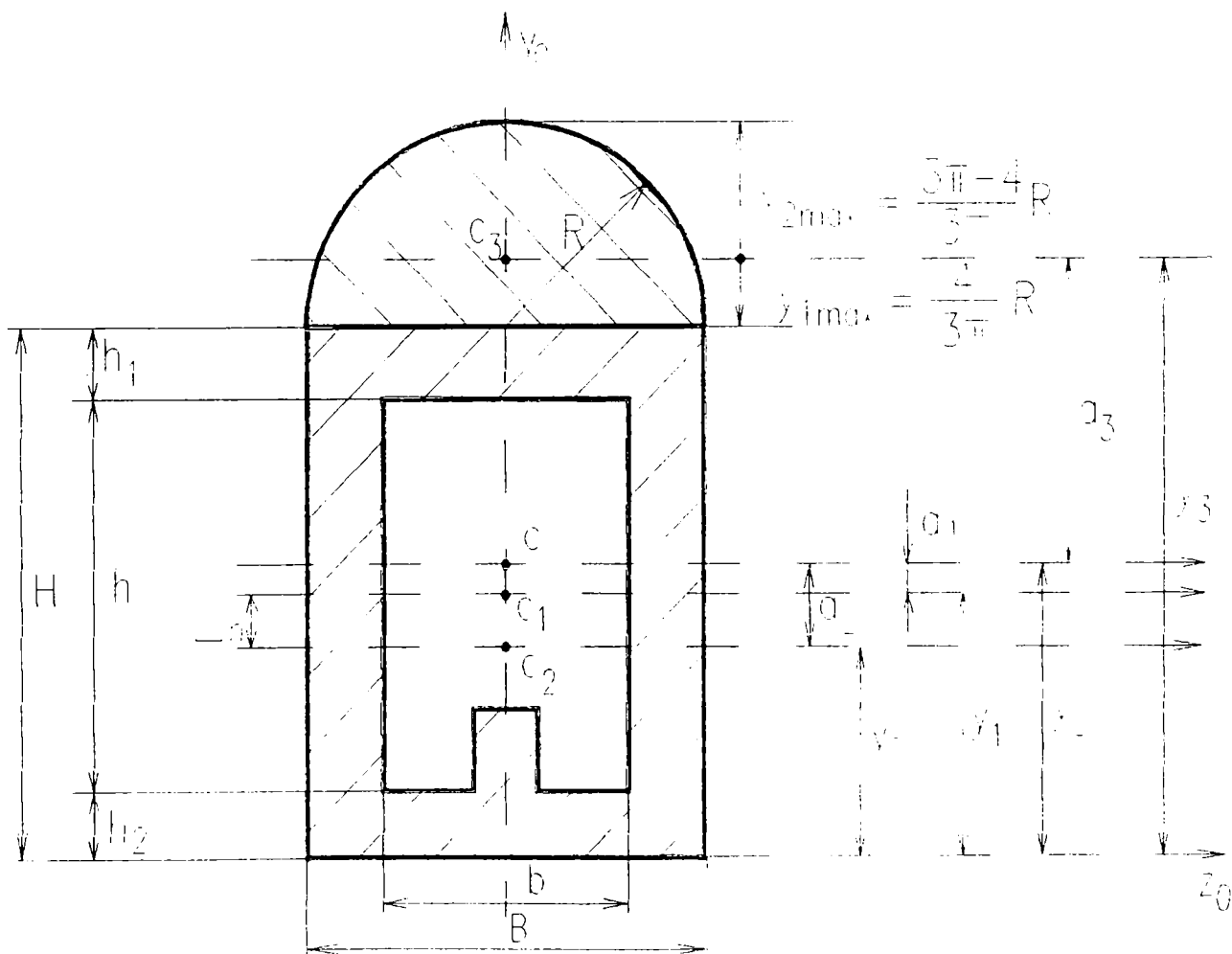


Fig.4.1



#### 4.1 Determinarea centrului de greutate

Vom nota  $y_c$  și  $z_c$  coordonatele centrului de greutate al secțiunii transversale prin batiul structurii de tip nou iar cu  $y_i$  și  $z_i$  coordonatele centrului de greutate ale secțiunilor parțiale

$$y_c = \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i}$$
$$\left. \begin{aligned} y_1 &= \frac{H}{2} \\ y_2 &= \frac{h}{2} + h_2 \\ y_3 &= H + \frac{4}{3\pi} R \\ R &= \frac{B}{2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow y_3 = H + \frac{2B}{3\pi}$$

$$A_1 = B H$$

$$A_2 = b h$$

$$A_3 = \frac{\pi R^2}{2} = \frac{\pi B^2}{8}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y_c = \frac{\frac{B H^2}{2} - b h \left( \frac{h}{2} + h_2 \right) + \frac{\pi B^2}{8} \left( H + \frac{2B}{3\pi} \right)}{B H - b h + \frac{\pi B^2}{8}} \\ z_c = 0 \end{cases} \quad C(z_c, y_c)$$

## 4.2 Calculul momentelor de inerție

$$I_Z = I_{Z1} + a_1^2 A_1 + I_{Z2} + a_2^2 A_2 + I_{Z3} + a_3^2 A_3$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I_Z = \frac{BH^3}{12} + a_1^2 BH + \frac{bh^3}{12} - a_2^2 bh + \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16} + a_3^2 \frac{B^2}{8} \\ a_1 = y_c - y_1 \\ a_2 = y_c - y_2 \\ a_3 = H - y_c + \frac{4}{3\pi} R = H - y_c + \frac{2B}{3\pi} \\ I_y = I_{y1} - I_{y2} + I_{y3} \\ I_y = \frac{HB^3}{12} - \frac{hb^3}{12} + \frac{\pi B^4}{128} \end{array} \right.$$

$I_{ZY} = 0$  - direcțiile centrale sînt și principale

## 4.3 Calculul modulelor de rezistență

$$W_{Z_{\max}} = \frac{I_Z}{y_{\min}} \quad y_{\max} = y_c$$

$$W_{Z_{\min}} = \frac{I_Z}{y_{\max}} \quad y_{\min} = H + \frac{B}{2} - y_c$$

Considerăm în continuare în calcule:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{\min} = y_c \\ y_{\max} = H + \frac{B}{2} - y_c \end{array} \right.$$

$$I_z = \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) R^4 = \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16}$$

$$I_y = \frac{\pi R^4}{8} = \frac{\pi}{8} \frac{B^4}{2^4} = \frac{\pi B^4}{128}$$

$$W_{z\min} = \frac{9\pi^2 - 64}{72\pi - 96} B^3$$

$$W_{z\max} = \frac{97\pi^2 - 64}{96} R^3$$

$$W_y = \frac{\pi R^3}{8}$$

$$i_z = \sqrt{\frac{I_z}{A}} \quad ; \quad i_z = \sqrt{\frac{9\pi^2 - 64}{36\pi^2}} R$$

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} \quad ; \quad i_y = \frac{R}{2}$$

$$A = B H$$

$$y_{\max} = \frac{H}{2}$$

$$z_{\max} = \frac{B}{2}$$

$$I_z = I_1 = \frac{BH^3}{12}$$

$$I_y = I_2 = \frac{HB^3}{12}$$

$$W_z = \frac{BH^2}{6} \quad ; \quad W_y = \frac{HB^2}{6}$$

$$i_z = \frac{H}{\sqrt{12}} \quad ; \quad i_y = \frac{B}{\sqrt{12}}$$

$$A = -bh$$

$$y_{\max} = \frac{h}{2} ; z_{\max} = \frac{b}{2}$$

$$I_z = I_1 = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_y = I_2 = \frac{hb^3}{12}$$

$$W_z = \frac{bh^2}{6} ; W_y = \frac{hb^2}{6}$$

$$i_z = \frac{h}{\sqrt{12}} ; i_y = \frac{b}{\sqrt{12}}$$

#### 4.4 Calculul tensiunilor

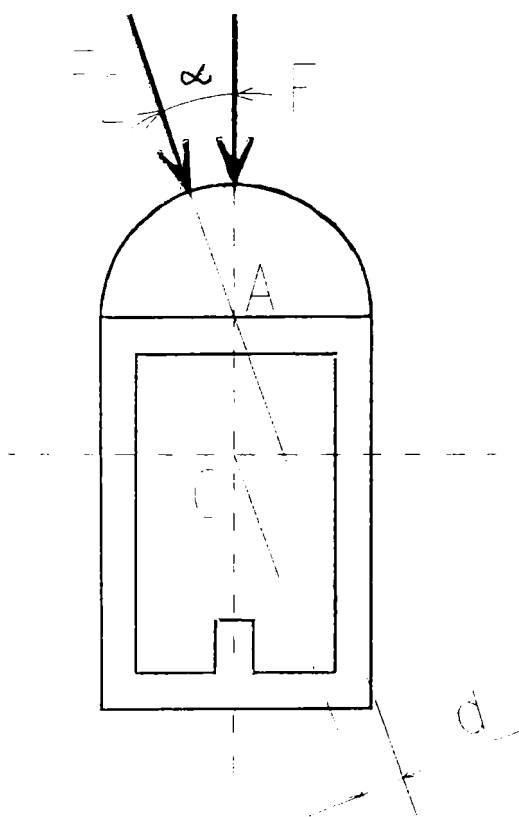


Fig.4.2

$$\sin\alpha = \frac{d}{H - y_c} \quad \Rightarrow \quad d = (H - y_c) \sin\alpha$$

$$d = \left[ \frac{H - \frac{BH^2}{2} - bh\left(\frac{h}{2} + h_2\right) + \frac{\pi B^2}{8} \left(H + \frac{2B}{3\pi}\right)}{BH - bh + \frac{\pi B^2}{8}} \right] \sin\alpha$$

#### 4.5 Calculul momentului de torsiune dat de $F_2$

$$M_t = F_2 d = F_2 \left[ \frac{BH^2}{2} - bh\left(\frac{h}{2} + h_2\right) + \frac{\pi B^2}{8} \left(H + \frac{2B}{3\pi}\right) \right] \sin\alpha$$

$$\begin{cases} F_{21} = F_2 \cos\alpha \\ F_{22} = F_2 \sin\alpha \end{cases}$$

Pentru calculul momentului încovoietor  $M_i$ , se descompun solicitările în 2 plane: unul vertical  $V$  și unul orizontal  $H$ .

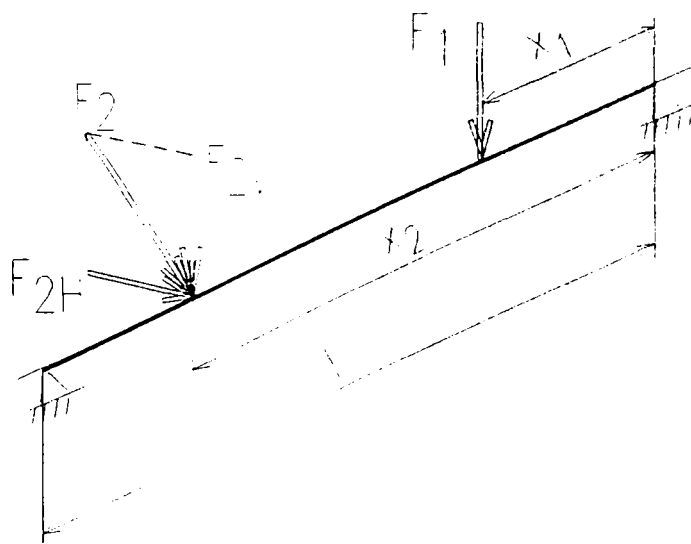


Fig.4.3

în planul vertical:

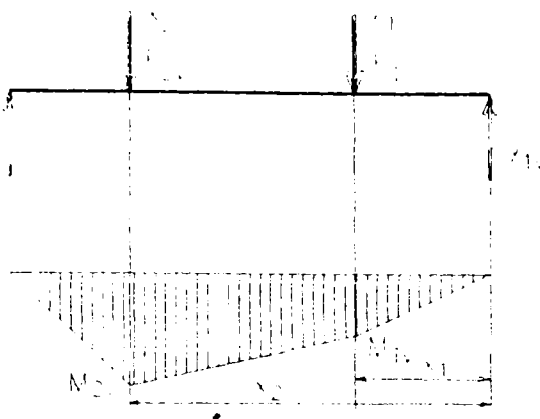


Fig.4.4

$$y_2 l = F_{21} x_2 + I_1 x_1$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y_{1v} = F_1 + F_{21} - y_2 = F_1 + F_2 \cos \alpha - \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 \cos \alpha}{l} \\ y_{2v} = \frac{F_1 x_1 + F_{21} x_2}{l} = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 \cos \alpha}{l} \end{cases}$$

în planul orizontal:

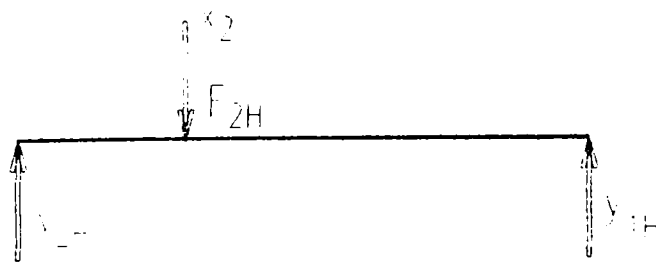


Fig.4.5

$$y_2 l = F_{22} x_2$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y_{1H} = F_{22} - y_{2H} = F_2 \sin \alpha - F_2 \frac{x_2}{l} \sin \alpha = F_2 \left( 1 - \frac{x_2}{l} \right) \sin \alpha \\ y_{2H} = \frac{F_{22} x_2}{l} = F_2 \frac{x_2}{l} \sin \alpha \end{cases}$$

Momentul rezultat:

$$M_R = \sqrt{M_{2V}^2 + M_{2H}^2}$$

$$M_{2V} = y_{2V}(1-x_2) = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 \cos \alpha}{1} (1-x_2)$$

$$M_{2H} = y_{2H}(1-x_2) = F_2 \frac{x_2}{1} (1-x_2) \sin \alpha$$

$$M_R = \sqrt{M_{2V}^2 + M_{2H}^2} = \sqrt{\left[ (F_1 x_1 + F_2 x_2 \cos \alpha)^2 + (F_2 x_2 \sin \alpha)^2 \right] \left( \frac{1-x_2}{1} \right)^2}$$

$$\Rightarrow M_R = \frac{1-x_2}{1} \sqrt{F_1^2 x_1^2 + F_2^2 x_2^2 + 2F_1 F_2 x_1 x_2 \cos \alpha}$$

$$M_T = F_2 \left[ \frac{BH^2 - bh \left( \frac{h}{2} + h_2 \right) + \frac{\pi B^2}{8} \left( H + \frac{2B}{3\pi} \right)}{BH - bh + \frac{\pi B^2}{8}} \right] \sin \alpha$$

#### 4.6 Tensiunea echivalentă

Tensiunea echivalentă este dată de cele două momente de încovoiere, respectiv de torsiune. Se determină cu relația:

$$\sigma_{ech(3)} = \sqrt{\frac{M_i^2}{W_2^2} + 4 \frac{M_t^2}{W_p^2}} \leq \sigma_a$$

Făcând înlocuirile, obținem pentru tensiunea echivalentă expresia:

$$\sigma_{ech(3)} = \left[ \frac{\left( \frac{1-x_2}{1} \right)^2 (F_1^2 x_1^2 + F_2^2 x_2^2 + 2F_1 F_2 x_1 x_2 \cos \alpha)}{\frac{BH^3}{12} + a_2^2 BH + \frac{bh^3}{12} - a_3^2 bh \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16} + a_1^2 \frac{\pi B^2}{8}} \right]^+ +$$

$$F_2 \left[ \frac{H - \frac{\frac{BH^2}{2} - bh \left( \frac{h}{2} + h_2 \right) + \frac{\pi B^2}{8} \left( H + \frac{2B}{3\pi} \right)}{BH - bh + \frac{\pi B^2}{8}} \right] \sin \alpha$$

$$+ 4 \left[ \frac{\frac{BH^3}{12} + a_2^2 BH + \frac{bh^3}{12} - a_3^2 bh \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16} + a_1^2 \frac{\pi B^2}{8} + \frac{HB^3}{12} - \frac{hb^3}{12} + \frac{\pi B^4}{128}}{\left[ \frac{H - \frac{\frac{BH^2}{2} - bh \left( \frac{h}{2} + h_2 \right) + \frac{\pi B^2}{8} \left( H + \frac{2B}{3\pi} \right)}{BH - bh + \frac{\pi B^2}{8}} \right] \sin \alpha} \right]^2$$

#### 4.7 Calculul deplasărilor

Vom calcula săgeata structurii în punctul în care momentul încovoietor este maxim, punct care aparține în realitate secțiunii transversale în care se găsește vârful sculei, deci deformația în această secțiune va influența direct precizia de lucru.



$$f = \frac{\sqrt{M_{2V}^2 + M_{2H}^2}}{E \left( \frac{BH^3}{12} + a_2^2 BH + \frac{bh^3}{12} - a_3^2 bh \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16} + a_1^2 \frac{\pi B^2}{8} \right)} =$$

$$= \frac{1 - x_2}{1} \frac{\sqrt{F_1^2 x_1^2 + F_2^2 x_2^2 + 2F_1 F_2 x_1 x_2 \cos \alpha}}{E \left( \frac{BH^3}{12} + a_2^2 BH + \frac{bh^3}{12} - a_3^2 bh \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16} + a_1^2 \frac{\pi B^2}{8} \right)}$$

Rotirea structurii în capătul din stânga va produce în mod direct și rotirea păpușii fixe deci va influența precizia mașinii.

$$\varphi = \frac{T_f}{EI_z}$$

$$\varphi = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 \cos \alpha}{E \left( \frac{BH^3}{12} + a_2^2 BH + \frac{bh^3}{12} - a_3^2 bh \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16} + a_1^2 \frac{\pi B^2}{8} \right)}$$

Rotirea în secțiunea transversală se datorește momentului de torsiune și se calculează cu relația:

$$\theta = \frac{M_t}{GI_p} \leq \theta_a \left[ \frac{\text{rad}}{\text{m}} \right]$$

$$\theta = \frac{F_2 \left[ H - \frac{\frac{BH^2}{2} - bh \left( \frac{h}{2} + h_2 \right) + \frac{\pi B^2}{8} \left( H + \frac{2B}{3\pi} \right)}{BH - bh + \frac{\pi B^2}{8}} \right] \sin \alpha}{G \left( \frac{BH^3}{12} + a_2^2 BH + \frac{bh^3}{12} - a_3^2 bh \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) \frac{B^4}{16} + a_1^2 \frac{\pi B^2}{8} \right)}$$

---

Prin compunerea acestor trei deformații ale structurii, respectiv  $f$ ,  $\varphi$ ,  $\theta$ , va rezulta deformația totală în secțiunea care conține vârful sculei așchietoare.

---

## 5. STUDIUL SISTEMULUI DE FORTE CARE ACȚIONEAZĂ ASUPRA CĂRUCIORULUI ÎN CAZUL STRUCTURII NOI

În timpul procesului de așchiere asupra căruciorului acționează următoarele forțe: greutatea proprie a căruciorului, forța aschietoare de la vârful sculei care se descompune în trei componente după axele sistemului de coordonate și forța de tragere sau de avans a căruciorului. Ca urmare a acțiunii acestor forțe pe suprafețele de contact conjugate apar reacțiuni după cum urmează pe ghidajul inferior o reacțiune a carei direcție trece prin centrul ghidajului circular, pe ghidajul superior plan două reacțiuni în dreptul celor două brațe precum și o forță de frecare pe ghidajul inferior.

Forțele de frecare de pe ghidajul superior plan au fost neglijate întrucât datorită ghidajului cu role frecarea este foarte mică, știut fiind faptul că coeficientul frecării de rostogolire este cu cel puțin un ordin de mărime mai mic decât coeficientul frecării de alunecare.

Poziționarea forțelor pe cărucior și simbolizarea punctelor de aplicație ale acestora este prezentată în figurile 5.1, 5.2, 5.3

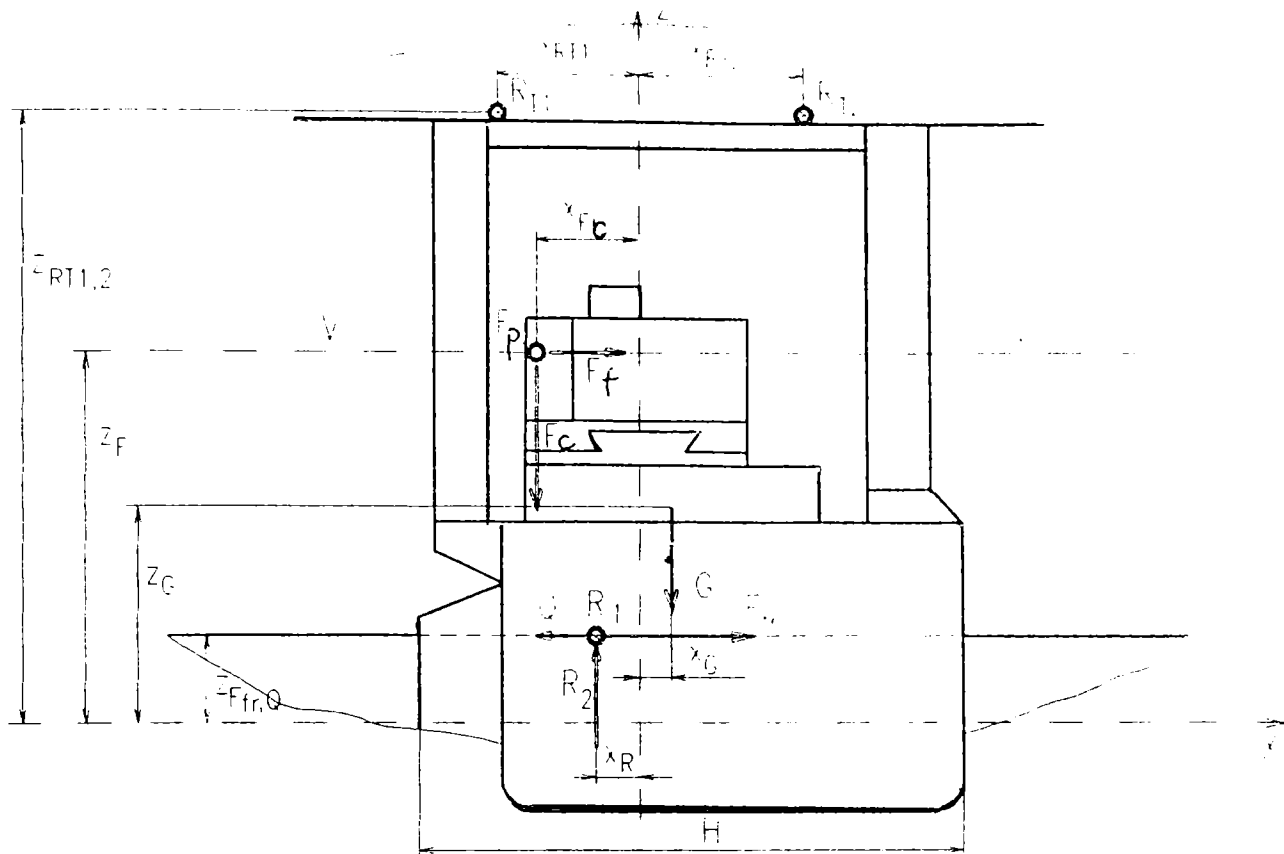


Fig.5.1

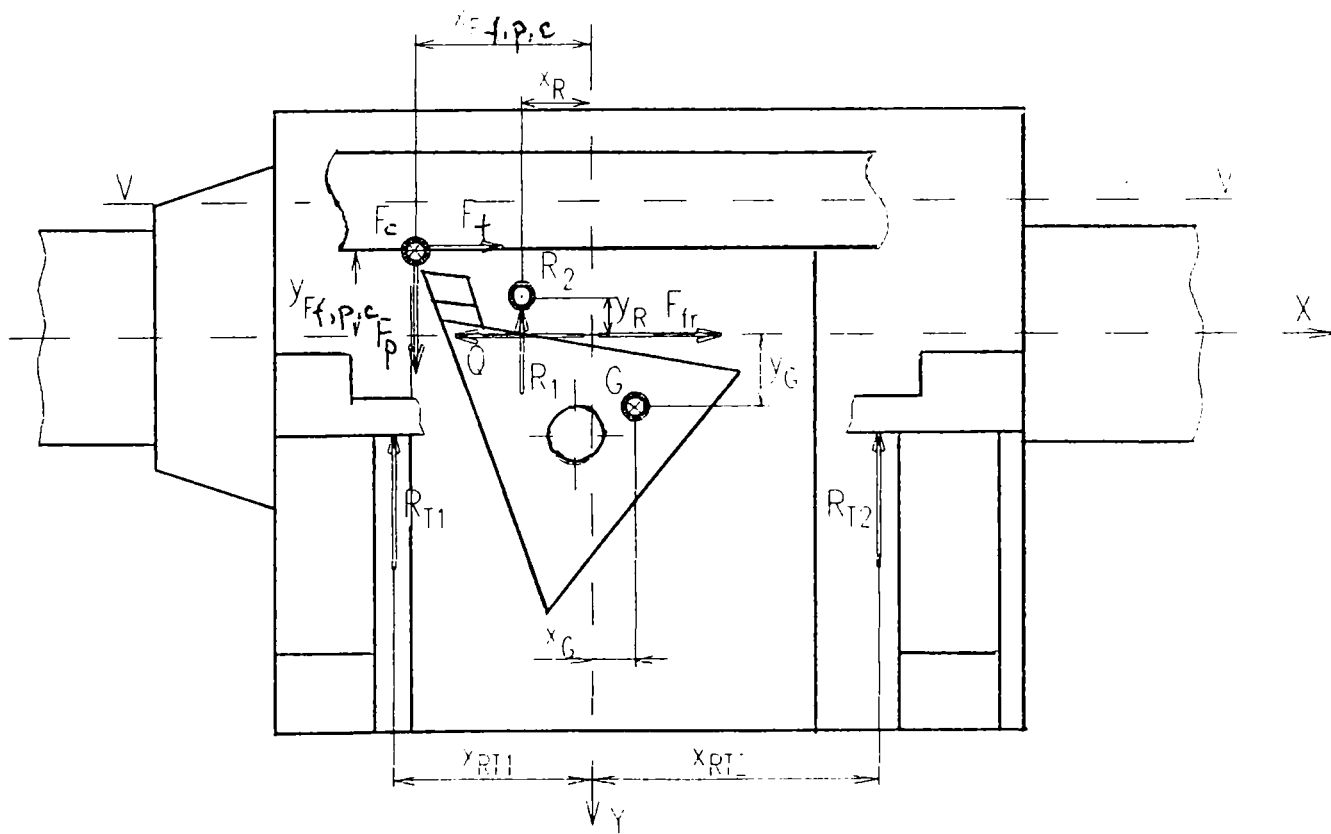


Fig.5.2

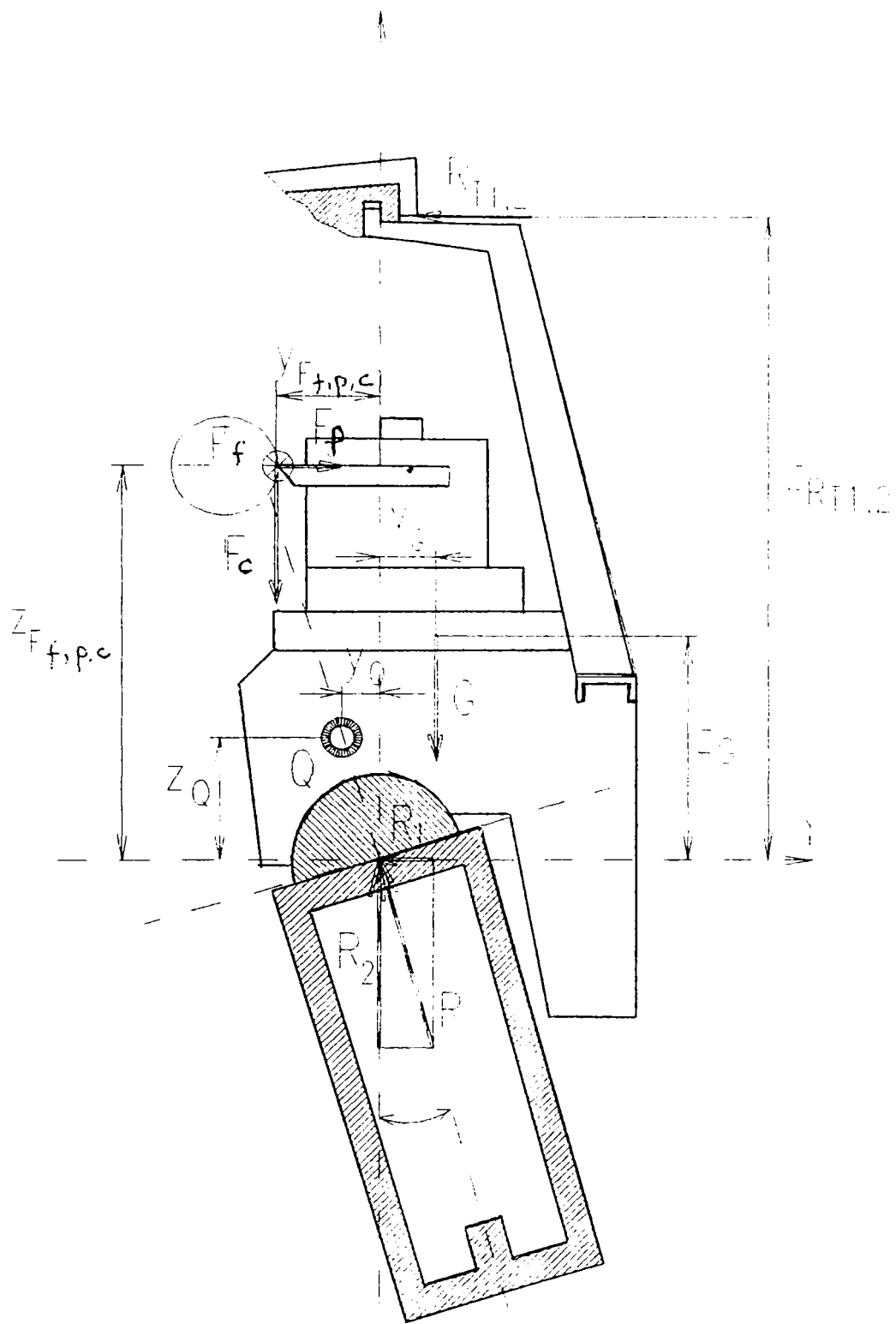


Fig.5.3

În scopul studierii echilibrului sistemului vom scrie ecuațiile de echilibru pentru forțe și respectiv pentru momente pentru fiecare dintre axele sistemului de coordonate obținând astfel următorul sistem de ecuații

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = 0 \Rightarrow Q = F_f + F_{fr} \\ \sum F_y = 0 \Rightarrow R_{T1} + R_{T2} + R_1 = F_p \\ \sum F_z = 0 \Rightarrow F_c + G = R_2 \\ \sum M_x = 0 \Rightarrow Gy_G + R_1 z_{R1} = R_{T1} z_{RT1} + R_{T2} z_{RT2} + R_2 y_{R2} - \\ \quad - F_p z_{Tn} + F_c y_{Fc} \\ \sum M_y = 0 \Rightarrow F_f z_{Ff} + R_2 x_{R2} + F_{fr} z_{Ffr} = Q z_Q + F_c x_{Fc} - G x_G \\ \sum M_z = 0 \Rightarrow F_f y_{Ff} + R_1 x_{R1} + R_{T1} x_{RT1} = Q y_Q - F_{fr} y_{Ffr} + \\ \quad + F_p y_{Fp} + R_{T2} x_{RT2} \end{array} \right.$$

Sistemul are 6 ecuații și 8 necunoscute ( $Q$ ,  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_{T1}$ ,  $R_{T2}$ ,  $x_{R1}$ ,  $y_{R2}$ ,  $z_{R1}$ ). adică forța de tragere, componentele reacțiunii de pe ghidajul circular, reacțiunile de pe ghidajul superior cu rostogolire și respectiv coordonatele punctului de aplicație a reacțiunii de pe ghidajul inferior circular.

În această situație sistemul va fi dublu nedeterminat, pentru ridicarea nedeterminărilor fiind necesare condiții suplimentare care rezultă din particularitățile geometrice ale construcției structurii de tip nou.

Aceste condiții suplimentare pentru înlăturarea dublei nedeterminări a sistemului se referă la faptul că reacțiunea pe ghidajul circular este normală la suprafața circulară și deci componentele sale vor trebui să satisfacă același raport cu proiecțiile vectorului de poziție al punctului de aplicație al rezultantei față de centrul ghidajului circular pe cele două axe ale secțiunii transversale.

Aceste condiții suplimentare pot fi exprimate matematic prin următoarele două ecuații:

$$\begin{cases} (RT_1 + RT_2)z_{RT1,2} = F_p z_{Fp} \\ RT_2 L_{RT2} = F_p L_{Fp} \end{cases}$$

Adăugând cele două ecuații suplimentare la sistemul inițial al ecuațiilor de echilibru, sistemul va fi determinat dar este necesară o verificare suplimentară, adică încă o ecuație, întrucât precedentele două ecuații suplimentare au fost obținute din condiții constructive.

Condiția suplimentară, care va fi cheia de verificare a întregului sistem, se deduce din faptul că reacțiunea va trece prin centrul ghidajului circular, fiind exprimată matematic de ecuația:

$$\begin{aligned} y_{R_2}^2 + z_{R_1}^2 &= R^2 \\ \operatorname{tg}\alpha &= \frac{R_1}{R_2} = \frac{y_{R_2}}{z_{R_1}} = K \end{aligned}$$

Această condiție suplimentară este evidentă ținând cont de faptul că structura de tip nou a fost special creată astfel încât ghidajul inferior să fie solicitat numai la incovoiere iar tendința de răsucire a căruciorului să fie anihilată prin preluarea sarcinilor pe ghidajul plan superior cu rostogolire.

Reacțiunea care apare la contactul dintre sania longitudinală și ghidajul conjugat semicircular va fi reacțiunea la contactul pe suprafețe circulare ,normală la suprafața de contact în punctul de contact ,direcția reacțiunii trecînd în mod evident prin centrul semicercului reprezentat de către ghidajul inferior.

Sistemul se rezolvă fie prin calcul electronic fie clasic prin metoda substituțiilor succesive, rezultatul calculului ,adică expresiile pentru

necunoscutele sistemului fiind următoarele

$$\begin{cases}
 R_{T_1} = F_p \frac{z_{Fp} - \frac{L_{Fp}}{L_{RT_2}} z_{RT_2}}{z_{RT_1}} \\
 R_{T_2} = F_p \frac{L_{Fp}}{L_{RT_2}} \\
 R_1 = F_p \frac{L_{RT_2} (z_{RT_1} - z_{Fp}) - L_{Fp} (z_{RT_1} + z_{RT_2})}{L_{RT_2} z_{RT_1}} \\
 R_2 = F_c + G \\
 Q = F_f + \mu (F_c + G) \\
 x_{R_2} = \frac{Qz_Q + F_c x_{F_c} - Gx_G - F_f z_{Ff}}{F_c + G} \\
 z_{R_1} = \frac{-F_p \frac{L_{RT_2} (z_{RT_1} - z_{Fp}) - L_{Fp} (z_{RT_1} + z_{RT_2})}{L_{RT_2} z_{RT_1}} \left( Gy_G + 2F_p \frac{L_{Fp}}{L_{RT_2}} z_{RT_2} - F_c y_{F_c} \right)}{\pm \sqrt{F_p^2 \left[ \frac{L_{RT_2} (z_{RT_1} - z_{Fp}) - L_{Fp} (z_{RT_1} + z_{RT_2})}{L_{RT_2} z_{RT_1}} \right]^2 \left( Gy_G + 2F_p \frac{L_{Fp}}{L_{RT_2}} z_{RT_2} - F_c y_{F_c} \right)^2 - (F_c + G)^2 r^2}} \\
 F_p \frac{\left[ \frac{L_{RT_2} (z_{RT_1} - z_{Fp}) - L_{Fp} (z_{RT_1} + z_{RT_2})}{L_{RT_2} z_{RT_1}} \right]^2 + (F_c + G)^2}{\left( F_p \frac{L_{RT_2} (z_{RT_1} - z_{Fp}) - L_{Fp} (z_{RT_1} + z_{RT_2})}{L_{RT_2} z_{RT_1}} \right) + (F_c + G)^2} \left[ \left( Gy_G + 2F_p \frac{L_{Fp}}{L_{RT_2}} z_{RT_2} - F_c y_{F_c} \right)^2 - (F_c + G)^2 r^2 \right] \\
 y_{R_2} = \sqrt{r^2 - z_{R_1}^2}
 \end{cases}$$

Întrucât pentru 8 necunoscute a fost posibilă scrierea unui sistem de 9 ecuații, rezultă de aici posibilitatea optimizării structurii prin determinarea unghiului  $\alpha$  de înclinație a batiului astfel încât reacțiunea



---

pe batiu să fie coliniară cu axa de simetrie a batiului, respectiv batiul să fie solicitat la încovoiere după direcția optimă deformațiile rezultate devenind minime.

Acest mod de tratare a problemei are marele avantaj că pentru o anumită gamă dimensională a strungului și a pieselor prelucrate pe acesta permite determinarea atât a necunoscutelor sistemului cât și a unghiului de înclinare optimă a batiului astfel încât acesta să fie solicitat în majoritatea cazurilor la încovoiere pură unde deformațiile sunt relativ mici și mai puțin la solicitări complexe, caz în care datorită torsiunii deformațiile vor fi relativ mari.

---

## **6. CONSIDERAȚII TEORETICE ASUPRA DISTRIBUTIEI PRESIUNILOR PE GHIDAJUL SEMICIRCULAR**

Ghidajul principal al strungului cu structură nouă este de tip semicircular , contactul suprafețelor de ghidare conjugate fiind cu frecare de alunecare.

Pentru a putea aprecia precizia ghidării precum și rigiditatea sistemului de ghidare este important să se stabilească în mod cât mai precis solicitările care apar la contactul suprafețelor conjugate de ghidare. De asemenea aceste informații sunt prețioase întrucât ele pot fi utilizate și în studiul încărcării batiului respectiv în calculul exact al deformației acestuia.

Rezultanta forțelor care acționează asupra ghidajului semicircular și a cărei formulă de calcul a fost dedusă anterior se descompune atât după o direcție transversală cu ghidajul cât și după una longitudinală.

### **6.1 DISTRIBUȚIA ÎN SECȚIUNEA TRANSVERSALĂ**

În secțiune transversală, rezultanta care acționează asupra ghidajului ,așa cum anterior s-a demonstrat , într-un punct caracterizat prin poziționarea unghiulară precum și prin coordonatele  $y$  și  $z$  se va descompune după o curbă de distribuție  $f(x)$ , caracterizată prin aceea că are o valoare maximă a presiunii în secțiune transversală  $p_{max}$  și o lungime de contact notată  $T/2$ .

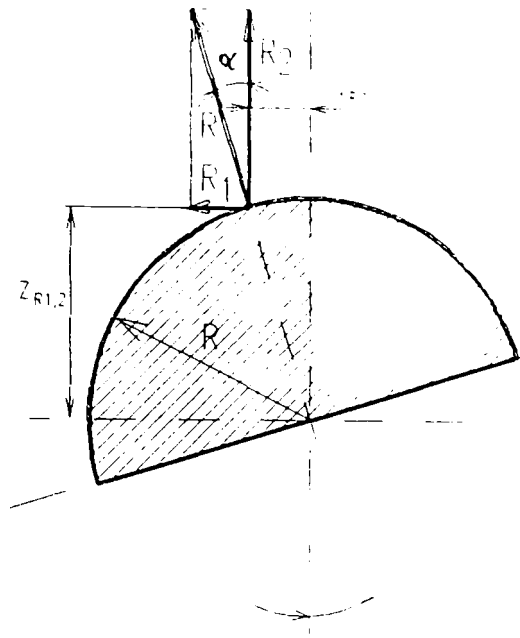


Fig.6.1

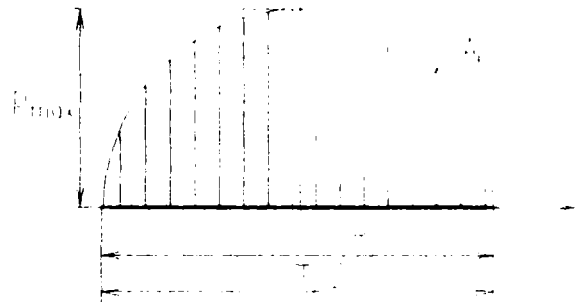


Fig.6.2

Caracteristic ghidajului semicircular este faptul că , componentele reacțiunii după axa orizontală se vor anula reciproc ,rămânând în discuție doar componentele verticale, așa cum se poate observa și din figura 6.3

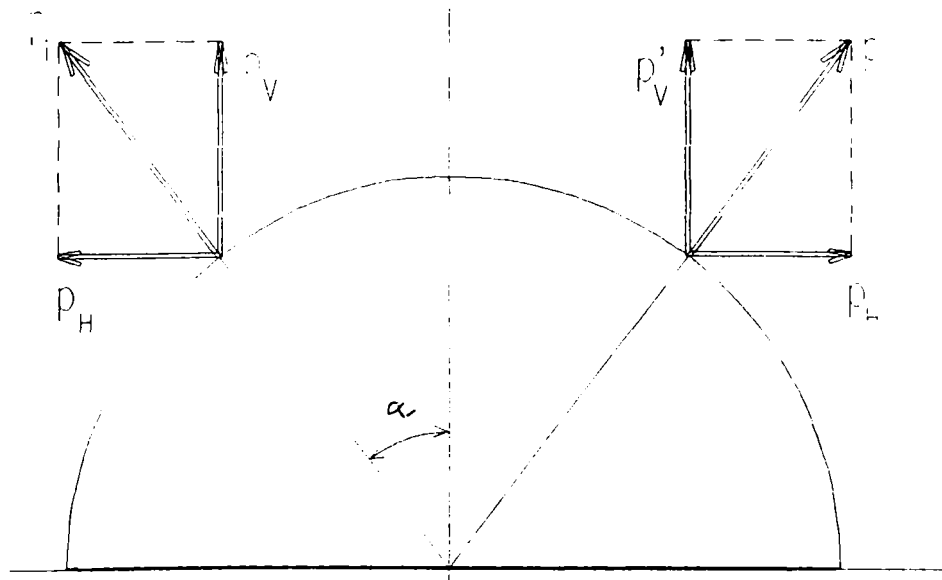


Fig.6.3

In secțiune transversală presiunea distribuită pe o jumătate de cerc poate fi desfășurată pe lungimea echivalentă, respectiv  $\Pi R$  pentru a putea deduce tipul ecuației care generează curba și respectiv constantele acesteia.

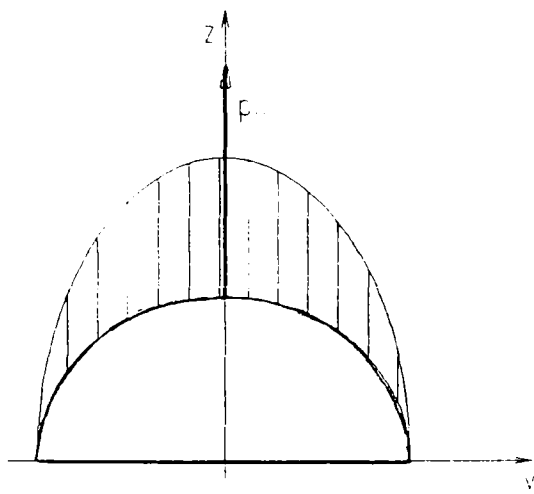


Fig.6.4

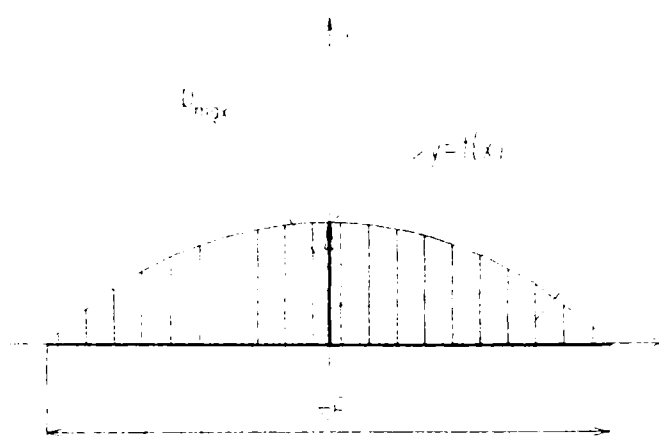


Fig.6.5

Presiunile descompuse în secțiunea transversală sunt

$$\left. \begin{aligned} p_H &= p_i \sin \alpha_i \\ p_V &= p_i \cos \alpha_i \\ \dots \\ \bar{p}_H + \bar{p}_{H'} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Din modul de descompunere în secțiunea transversală putem anticipa faptul că curba de distribuție va fi de tip cosinusoidal, însă în calcule vor fi luate două variante.

Au fost studiate două variante de funcții care ar putea defini curba presiunii în secțiune transversală și anume funcția armonică și respectiv funcția polinomială

---

Cazul I. Distribuție după o funcție armonică

A fost considerată expresia generală

$$f(x) = b \cdot \cos \omega x$$

Pentru determinarea constantelor  $b$  și  $\omega$  se egalează aria cuprinsă între curba  $f(x)$  și axa  $OX$  din fig.6.5 cu presiunea din secțiunea longitudinală corespunzătoare  $i$ , respectiv  $A_i$ .

$$p_i l = A_i$$

$$\text{dar: } A_i = \int_{-\frac{\pi R}{2}}^{\frac{\pi R}{2}} f(x) dx = \int_{-\frac{\pi R}{2}}^{\frac{\pi R}{2}} b \cdot \cos \omega x dx = 2 \frac{b}{\omega} \sin \omega x \Big|_0^{\frac{\pi R}{2}}$$

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

dar perioada  $T$  satisface, din grafic, condiția:

$$\pi R = \frac{T}{2} \Rightarrow T = 2\pi R \Rightarrow \omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{2\pi R} = \frac{1}{R}$$

$$\Rightarrow A_i = 2bR \left( \sin \frac{\pi R}{2} - \sin 0 \right) = 2bR$$

$$\begin{cases} A_i = 2bR \\ \omega = \frac{1}{R} \end{cases} \Rightarrow b = \frac{A_i}{2R} = \frac{p_i l}{2R}$$

și deci expresia funcției de distribuție a presiunii în secțiune

transversală va fi

$$\Rightarrow f(x) = \frac{p_i l}{2R} \cos \frac{1}{R} x$$

---

Cazul II. Distribuție după o funcție polinomială

Expresia generală a funcției polinomiale este

$$y = f(x) = -ax^2 + b$$

$$x = 0 \Rightarrow f(x) = b$$

$$\begin{aligned} A_i &= 2 \int_0^{\frac{\pi R}{2}} f(x) dx = 2 \int_0^{\frac{\pi R}{2}} (-ax^2 + b) dx = 2 \left( -\frac{ax^3}{3} + bx \right) \Bigg|_0^{\frac{\pi R}{2}} = \\ &= 2 \left( -\frac{a}{3} \left( \frac{\pi R}{2} \right)^3 + \frac{b\pi R}{2} \right) \end{aligned}$$

$$x = \frac{\pi R}{2} \rightarrow \begin{cases} f(x) = 0 \\ f(x) = -ax^2 + b \end{cases} \Rightarrow -a \left( \frac{\pi R}{2} \right)^2 + b = 0 \quad (1)$$

$$A_i = p_i l \Rightarrow -\frac{a\pi^3 R^3}{12} + \frac{b\pi R}{2} = p_i l \quad (2)$$

$$\text{din (1)} \Rightarrow b = a \frac{\pi^2 R^2}{4} \quad (3)$$

$$\text{înlocuind în (2)} \Rightarrow a = \frac{24}{\pi^3 R^3} p_i l \quad (4)$$

$$\text{înlocuind (4) în (3)} \Rightarrow b = \frac{6}{\pi R} p_i l$$

Deci funcția polinomială care ar putea defini distribuția de presiune în secțiunea transversală are expresia:

$$f(x) = -\frac{24}{\pi^3 R^3} p_i l \cdot x^2 + \frac{6}{\pi R} p_i l$$

---

În urma studiilor experimentale efectuate s-a demonstrat că distribuția de presiune în secțiunea transversală se face după o funcție armonică de tip cosinusoidal, aceasta fiind cea mai apropiată de rezultatele încercărilor.

## **6.2 DISTRIBUȚIA PRESIUNILOR ÎN SECȚIUNE LONGITUDINALĂ**

Forma de distribuție a presiunii în secțiunea longitudinală este influențată de lungimea saniei, de punctul de aplicație al forței și de existența sau nu a fațetei de închidere.

În principal se cunosc trei cazuri de repartitie repartitia trapezoidală avînd ca și caz ideal repartitia dreptunghiulară, repartitia triunghiulară complet și repartitia triunghiulară incomplet, aceasta din urmă putînd avea mai multe subcazuri.

### **1. Cazul repartitiei trapezoidale**

Se va considera "a" lățimea de contact pe ghidajul semicircular, "H" lungimea saniei longitudinale și "H<sub>m</sub>"lungimea reală de contact dintre ghidaj și sanie. Reacțiunea corespunzătoare ghidajului considerat se notează "A" iar cu "M<sub>A</sub>"se va nota momentul de "răsturnare al saniei longitudinale".

$$a = \pi R \quad \text{unde } R \text{ este raza ghidajului semicircular}$$

Presiunile minimă și maximă se determină cu ajutorul relațiilor:

$$p_{A \min} = \frac{A}{aH} - \frac{6M_A}{aH^2} ; p_{A \max} = \frac{A}{aH} + \frac{6M_A}{aH^2}$$

$$\frac{x_A}{H} = \frac{M_A}{AH} < \frac{1}{6}$$

Raportul dintre  $x_A$  și  $H$  va determina tipul de repartiție a presiunilor, unde  $x_A$  este distanța de la mijlocul saniei longitudinale la punctul de aplicație al reacțiunii  $A$ .

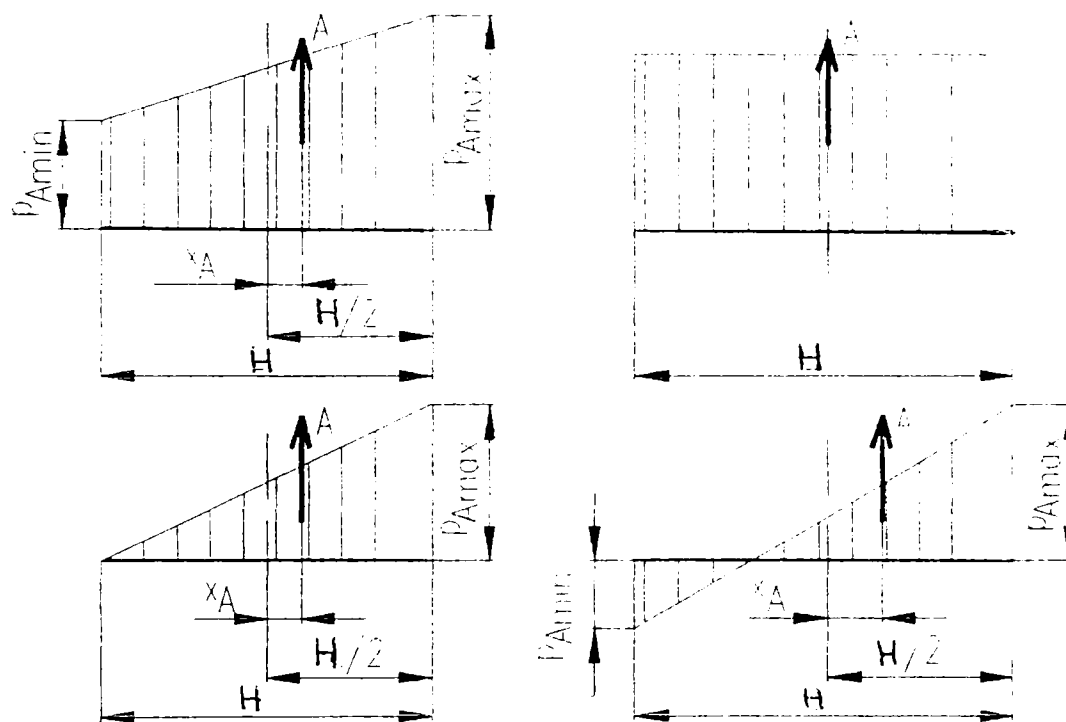


Fig.6.6

## 2. Cazul repartiției triunghiulare $H_m < H$

- Vom analiza doar cazul cînd nu participă fațeta de închidere aceasta neexistînd în cazul ghidajului semicircular:

$$p_{A \max} = \frac{4}{3a} \frac{A^2}{(HA - 2M_A)}$$

$$H_m = 3H \left( \frac{1}{2} - \frac{M_A}{AH} \right)$$



$$\Rightarrow \frac{x_A}{H} = \frac{M_A}{AH} > \frac{1}{6}$$

Rezultă deci că distribuția de presiune în secțiunea longitudinală poate avea loc după una din variantele prezentate în fig.6.7

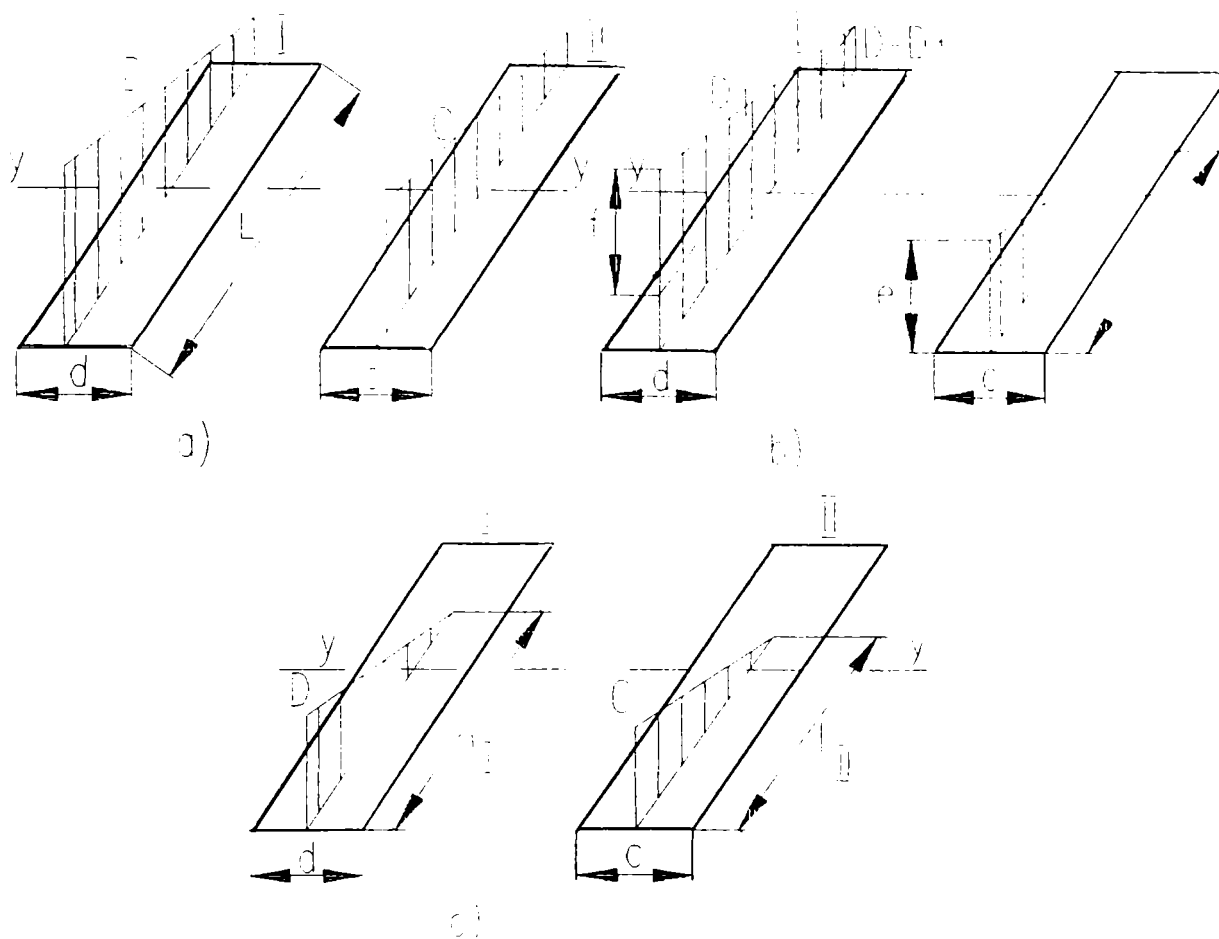


Fig.6.7

### 6.3 REPARTIȚIA GLOBALĂ

Luînd în considerare rezultatele obținute pentru distribuțiile de presiune în secțiunea transversală și respectiv în secțiune longitudinală prin compunerea acestora se poate obține distribuția de presiune pe ghidajul semicircular ,așa cum se poate observa în figura 6.8.

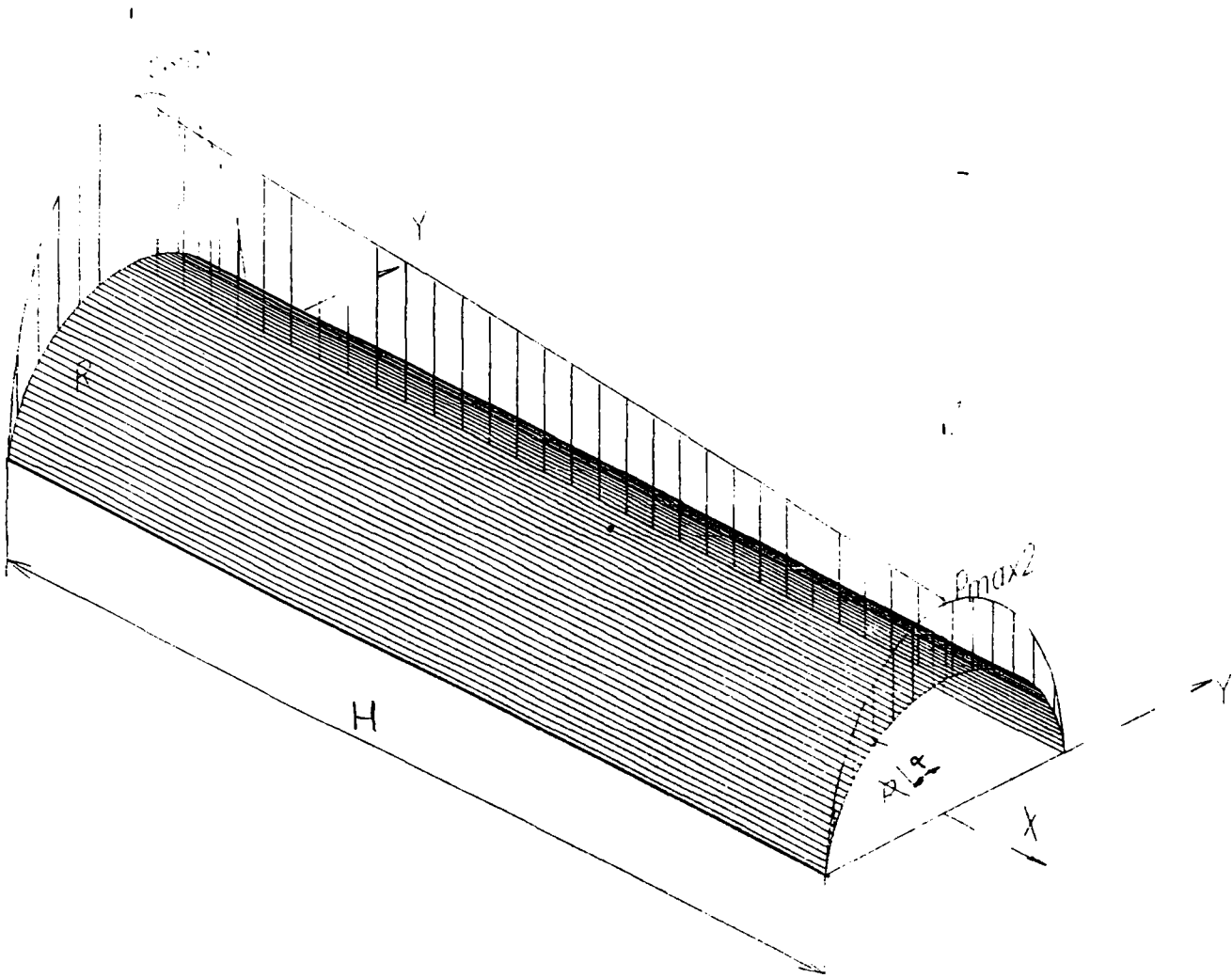


Fig.6.8

---

## **7. CALCULUL STRUCTURII NOI FOLOSIND METODA ELEMENTULUI FINIT**

Metoda elementului finit presupune stabilirea unor puncte caracteristice ale structurii, numite și puncte de discretizare, puncte pentru care aplicarea metodei cu ajutorul calculului electronic poate furniza informații directe referitoare la mărimea deplasărilor și rotirilor. Cu cât numărul acestor puncte este mai mare cu atât precizia calculelor va fi mai mare.

Pentru structura nouă au fost stabilite un număr de 1998 puncte cu ajutorul cărora au fost definite 338 plăci plane de diferite grosimi.

Efectuarea calculelor cu ajutorul metodei elementului finit confirmă justetea raționamentelor care au dus la crearea structurii noi, rezultatele calculelor fiind prezentate în anexe.

De asemenea efectuarea calculelor cu ajutorul metodei elementului finit confirmă calculele teoretice efectuate prin metode clasice.

Calculele au fost făcute pentru mai multe variante de prelucrare și în mai multe poziții ale saniei , pentru fiecare caz fiind posibilă realizarea unei reprezentări grafice care urmărește calitativ fenomenul .

Întrucât s-a constatat în studiul structurilor anterior prezentate (batiul strungului normal SN 400.3-500.3 și batiul strungului SP 250 CNC )că situația cea mai defavorabilă de prelucrare din punctul de vedere al deformațiilor corespunde prinderii semifabricatului între vîrfuri și prelucrării la jumătatea distanței dintre vîrfuri în figurile 7.1 ,

7.2, și 7.3 este prezentată grafic deformată structurilor, tabelele conținând mărimile deformațiilor punînd fi consultate în anexa lucrării.

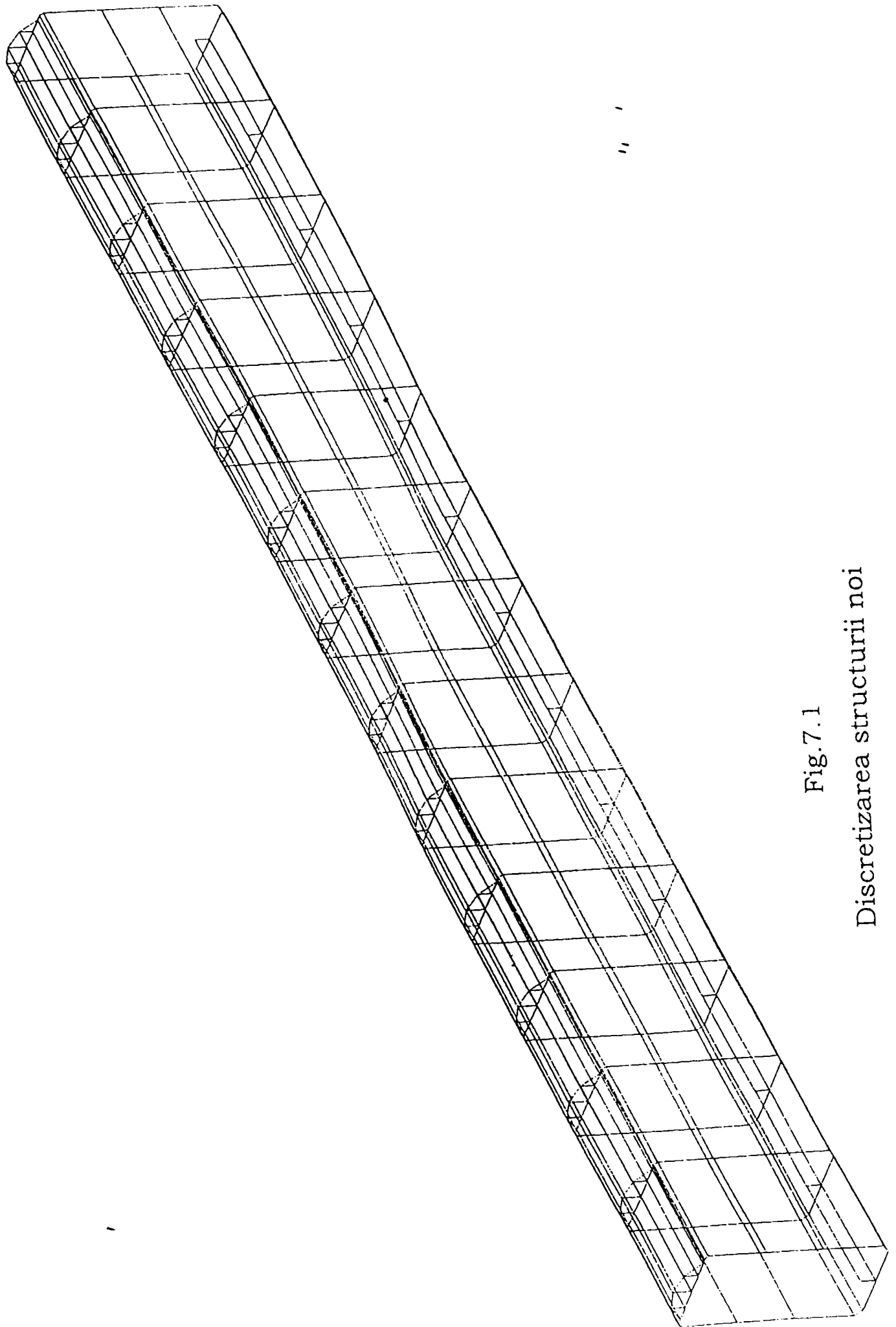


Fig.7.1  
Discretizarea structurii noi

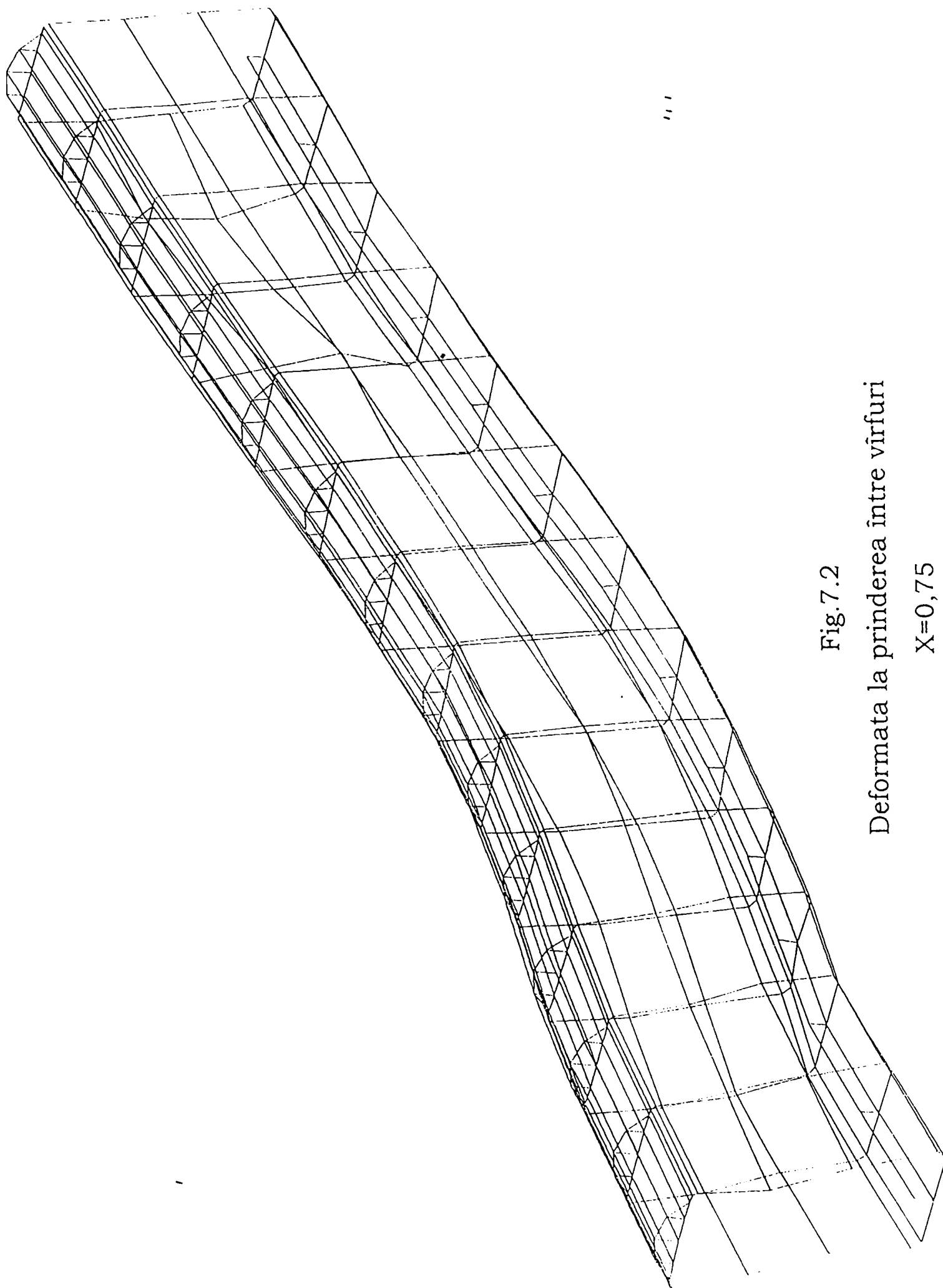


Fig. 7.2

Deformata la prinderea între vîrfuri

$X=0,75$

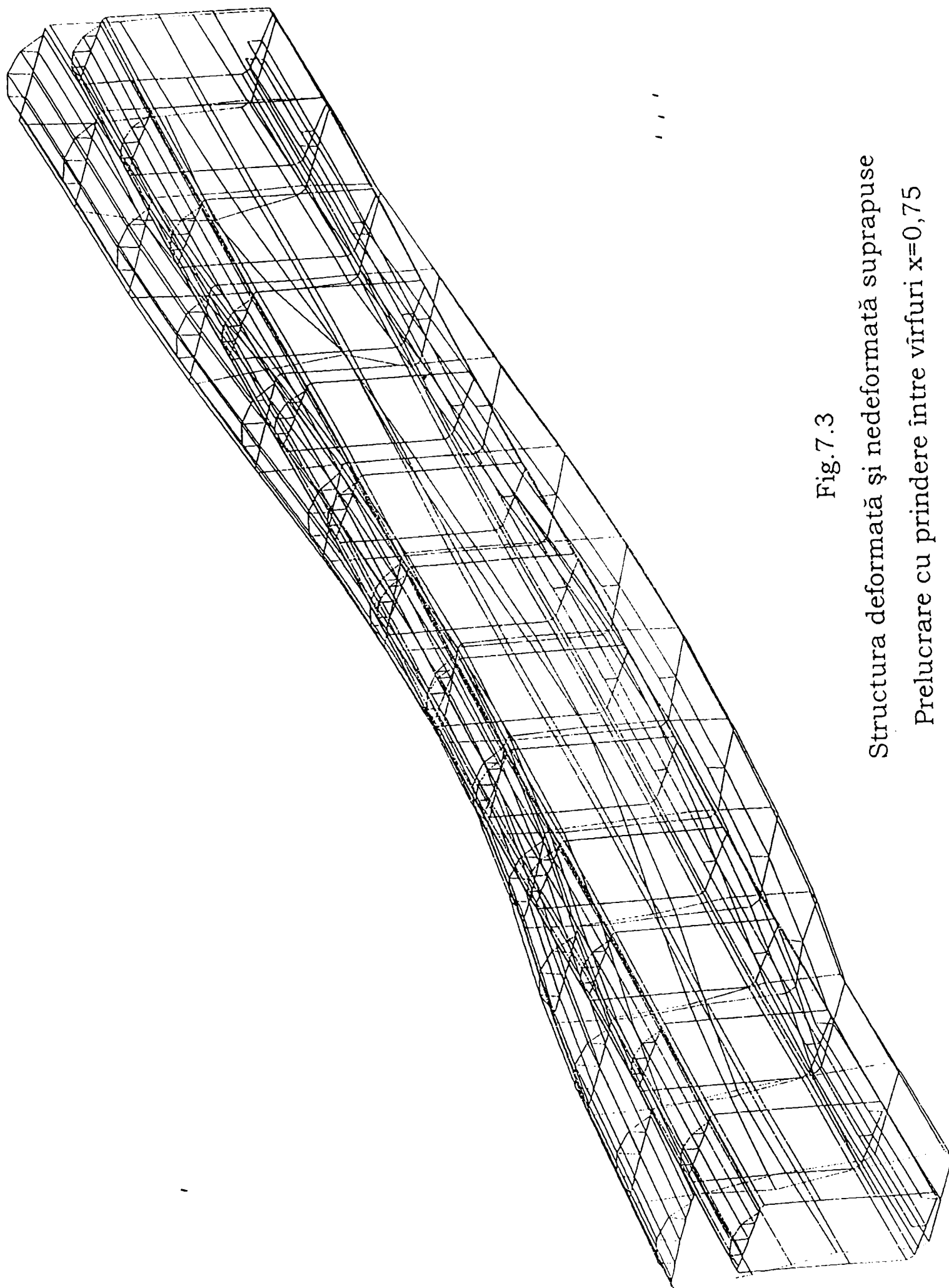


Fig.7.3  
Structura deformată și nedeformată suprapuse  
Prelucrare cu prindere între vîrfuri  $x=0,75$

---

## **8. CONSIDERAȚII ASUPRA PRECIZIEI DE REALIZARE**

### **A GHIDAJELOR CIRCULARE**

Este cunoscută importanța sistemelor de ghidare în construcția mașinilor unelte, ca și problemele relativ dificile pe care le ridică ghidajele prismatice, sistemele cu astfel de ghidaje fiind până în prezent cele mai răspândite. Avantajele ghidajelor circulare pot determina o schimbare a ponderii diverselor tipuri de ghidaje în utilizarea lor pe mașinile unelte.

Un prin grup de indicatori pentru aprecierea sistemelor de ghidare și respectiv a fiecărui ghidaj, îl constituie precizia geometrică inițială și inclusiv menținerea acesteia în timpul exploatarei, deci durabilitatea. Se evidențiază că în reparația capitală a mașinilor-unelte, inclusiv și a strungurilor, peste 70% din costul restaurării indicatorilor tehnico-economici revine sistemelor de ghidare. Se mai știe că atât precizia inițială cât și durabilitatea exprimată prin rezistența la uzură a celor cu frecare mixtă, depind de felul prelucrării suprafețelor conjugate ale ghidajelor, atât la piesa portantă cât și la subansamblul mobil, inclusiv de direcția microneregularităților pe suprafețele respective. În ultimele două decenii s-a impus rectificarea ca ultim procedeu pentru prelucrarea de finisare a ghidajelor, inclusiv a celor cu alunecare și frecare mixtă, utilizându-se preponderent mașinile specializate de rectificat ghidaje.



---

Ghidajele prismatice se rectifică atât cu periferia discului abraziv cât și cu partea frontală a acestuia, funcție de uilaj, poziția fațetei, etc. Oricum este în fond rectificare plană. Linearitatea (în lungul ghidajului), parametru mai important, depinde evident de precizia sistemului de ghidare longitudinal al mașinii de rectificat ghidaje. Dacă se consideră abaterile acestuia în două plane perpendiculare, vor conta total cele din planul perpendicular pe planul ghidajului în rectificare. Aceste abateri se pot transmite funcție de poziția concretă, chiar la o scară mărită. Principial deci, nu se poate depăși precizia sistemului de ghidare al mesei mașinii de rectificat după direcția perpendicularei la ghidaj. Mașinile în cauză trebuie deci menținute în precizii corespunzătoare ridicate, ceea ce determină un cost suplimentar.

Operația de rectificare a ghidajului circular, se execută evident pe mașini de rectificat rotund exterior, în forma lor tipică. Piesa este deci fixată între vîrfuri și execută mișcarea rectilinie alternativă în fața sculei abrazive. Sistemul de ghidare al mesei poate avea deci abateri în două planuri perpendiculare, considerându-se cel vertical și cel orizontal. În plan orizontal, ele pot duce la conicitate, dar care se poate elimina prin reglaj. Abaterile de la liniaritate în ambele sensuri afectează rectiliniaritatea cilindrului piesei, respectiv generatoarea sa, dar oricum aceste abateri sunt mai mici decât la mașinile de rectificat cu ghidaje prismatice care au o compunere portală. În plus și erorile de instalare a piesei sunt mai mici în majoritate, deoarece rotund se rectifică o bară, în timp ce la cele prismatice se rectifică o piesă corpulentă, un batiu, o carcasă, o sanie, o masă. Abaterile în plan vertical ale cursei mesei, practic nu contează deoarece transmit piesei -

ghidajului cilindric - erori neglijabile. Acestea rezultă calculând erorile în cauză, conform celor schițate în fig. 8.1., în care s-a notat cu:

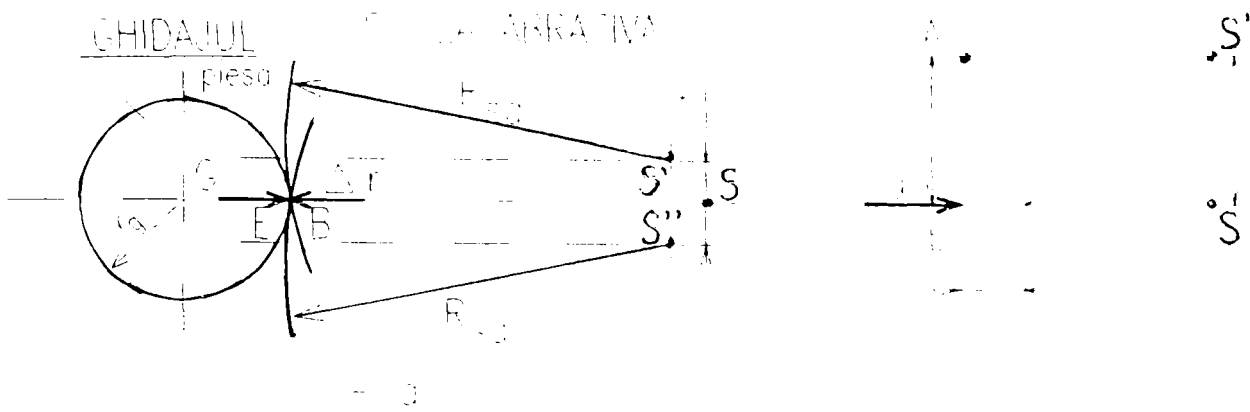


Fig.8.1

$r_g$  - raza ghidajului (a piesei);       $\Delta r$  - eroarea de diametru a piesei;  
 $R_{sa}$  - raza sculei abrazive (discul);       $G, S$  - centrele piesei și sculei;  
 eroarea de la rectilinitate în planul vertical, este cotată față de axa sculei abrazive cu  $\pm e$  (conține pozițiile relative), desigur la altă scară față de restul dimensiunilor. Mai exagerată este reluată schema erorii în fig. 1b. Deci  $\overline{EB} = \Delta r$ , este eroarea la raza piesei când apare  $\pm e$ . Considerând triunghiul  $BSS'$ , în care latura  $\overline{BS}$ , se poate determina utilizând unghiul  $\alpha$ , dar și direct, obținându-se:

$$\Delta r = R_{sa} - \overline{BS} = R_{sa} - \sqrt{R_{sa}^2 - e^2} = R_{sa} \left[ 1 - \sqrt{1 - \frac{e^2}{R_{sa}^2}} \right];$$

Ori raportul  $e^2 / R_{sa}^2$  este foarte mic și deci va rezulta o valoare foarte mică și pentru  $\Delta r$ . Astfel, pentru un caz mediu al valorilor concrete se consideră:

$$R_{sa} = 150 \text{ mm}; \quad e = \pm 0,01 \text{ mm}; \quad \text{deci } e^2 / R_{sa}^2 = 4,45 \cdot 10^{-9};$$

$$\text{adică } \Delta r = R_{sa} \cdot (1 - 0,999999997) = R_{sa} \cdot 2,23 \cdot 10^{-9};$$

---

sau  $\Delta r = 150 \cdot 2,23 \cdot 10^{-9} = 3,345 \cdot 10^{-7} \cong 3,4 \cdot 10^{-7}$  mm. Este evident deci că această eroare  $\Delta r = 3,4 \cdot 10^{-4}$  [ $\mu\text{m}$ ], este intrutotul neglijabilă, ceea ce se adevărește și prin practica rectificărilor, chiar și la valori mai mici pentru  $R_{sa}$ . În realitate însă și abaterea este  $e < \pm 0,01$  pentru astfel de mașini, în plan vertical.

O concluzie parțială atestă deci că un ghidaj circular poate fi executat cu o precizie a linearității superioare celor prismatice, în schimb trebuie luate în considerare și alte aspecte negative care înrăutățesc precizia de prelucrare cum ar sveltețea mare a ghidajelor circulare și deci pericolul apariției formei de butoi datorită deformației care apare la mijlocul distanței dintre vîrfuri.

Datele de uzură și respectiv de durabilitate ale ghidajelor , atestă apoi că durabilitatea (menținerea în timp a preciziei), este cu atât mai bună, cu cât calitatea inițială a suprafețelor îmbinate este mai bună și în concret mai lipsită de microneregularități. La ghidajele prismatice, cu fațete plane, realmente o “teșire” a microrizurilor după rectificare este încă inaplicabilă în practica industrială. În schimb la ghidajele cilindrice, devine foarte eficientă o superfinisare (exterioară) pentru ghidajul portant și o honuire la componentul mobil. Calitatea superioară a suprafețelor, care se obține prin aceste procedee (inaplicabile la ghidajele prismatice) și direcția diferită a microrizurilor, care efectiv sunt “șterse” îndeosebi la superfinisare (știindu-se microgeometria și creșterea suprafeței reale portante prin vibronetezire), conduce la concluzia superiorității ghidajelor circulare sau cilindrice drepte, considerate în frecare mixtă. Pe lângă cele de mai sus, nu se neglijează posibilitatea menținerii peliculei de unguent, foarte posibilă la

o îmbinare de astfel de suprafețe, inclusiv prin aditivarea uleiului cu substanțe adecvate procedeu aplicabil și pentru celelalte tipuri de ghidaje .

Problema în continuare constă în stabilirea unei variante constructive avantajoase, prin care să se aplice ghidajele circulare la strunguri. În acest scop se impune a se menționa că aplicarea unor soluții noi în construcția de mașini unelte, chiar și dacă soluțiile se referă numai la ghidaje, pentru a se obține maximum de avantaje este

necesar să se apeleze la noi dispuneri constructive. Astfel în cazul strungurilor, recurgându-se la așezarea verticală a sistemului de ghidare al căruciorului, este mai facilă introducerea unui ghidaj circular “de bază”, așa cum se vede la exemplul din fig. 8.2. Limitarea la un semicerc pentru ghidaj poate însă introduce dificultăți tehnologice.

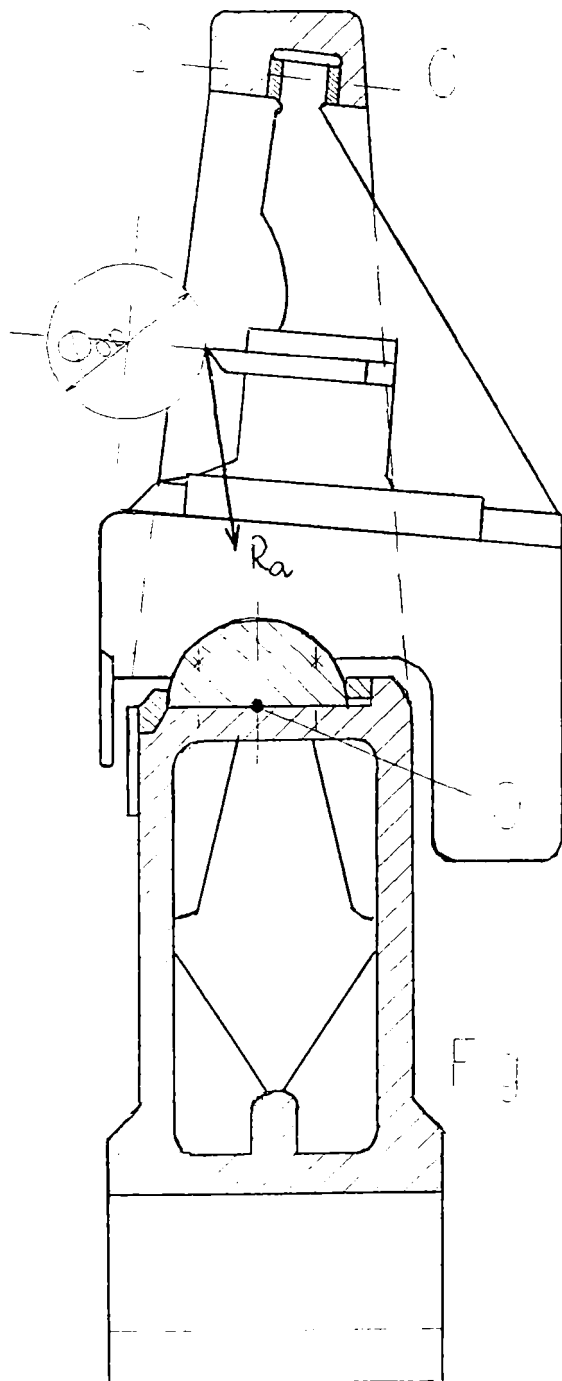


Fig 8.2

Pe lângă avantajele menționate pentru precizia mașinii, compunerea din fig.8.2. și în speță ghidajul circular, permite o “rotire de compensare” (de exemplu de cca. 0,1 ... 0,2 mm max.) a căruciorului în jurul axei longitudinale ce trece prin axa O “rotire” care se poate obține

---

prin microdeplasări a ghidajului superior, după direcția C - C . Este clar că prin aceasta se pot compensa deformațiile și în general deplasările la vârful cuțitului, obținându-se astfel o precizie suplimentară a diametrului  $\Phi_{ob}$  al piesei. Mai mult prin deplasările pe direcția C - C, la ghidajul superior al căruciorului, se obțin compensări micșorate la vârful sculei, deci posibilitatea de a conduce cu mai multă precizie respectiva compensare, ceea ce cu sistemele de ghidare bazate pe fațete plane, este mai complicat și deci, costisitor. Se apreciază că aceasta este și cauza nerăspândirii până în prezent, la modelele cunoscute - inclusiv a centrelor de prelucrare din această categorie - a nici unui sistem de compensare, știute fiind și dificultățile microdeplasărilor pe ghidaje prismatice. Soluția de mai sus, elimină însă dificultățile menționate. (D1),(D2)

---

## 9. SISTEME DE COMANDĂ

Sistemele de comandă ale mașinilor-unelte asigură coordonarea tuturor fazelor prelucrării, gradul de dezvoltare în construcția de mașini-unelte fiind reliefat în primul rând prin gradul de automatizare a sistemelor de comandă, sisteme care s-au perfecționat mereu în timp prin tendințele de mărire a preciziei, a capacității de producție, a reducerii efortului fizic și intelectual a operatorului uman.

Există criterii multiple de clasificare a sistemelor de comandă, unul din aceste criterii fiind acela al funcțiilor pe care sistemele de comandă le îndeplinesc în cadrul mașinilor-unelte, criteriu care impune următoarea clasificare:

1. Sisteme de comandă pentru realizarea ciclului cotelor (a geometriei piesei) care controlează dimensiunile intermediare pentru trecerile prealabile precum și dimensiunile finale cu precizia de execuție prescrisă, soluțiile constructive pentru aceste sisteme depinzând de scara producției. Pentru producție de serie mică și unicate, funcția este îndeplinită de către comanda numerică pentru treceri prealabile, iar pentru seriile mari, funcția este realizată de către sistemele de copiere cu bacuri, cu opritoare ori după șabloane sau modele atât pentru treceri prealabile cât și pentru geometria finală.
2. Sisteme de comandă pentru realizarea secvențelor ciclului de lucru, sisteme care dirijează operația tehnologică pe mașina-unelte, prin secvență înțelegând comenzi pentru așchiere, pentru mișcări ajutătoare, schimbări de turație și avansuri, porniri, opriri, etc.

- 
3. Sisteme de comandă pentru instalarea parametrilor regimului de aşchiere şi conducerea permanentă a acestuia, prin variaţia secvenţială sau continuă a parametrilor acestuia în fiecare faza de aşchiere.
  4. Sisteme pentru controlul activ al preciziei de prelucrare care efectuează inclusiv măsurători şi elaborează decizii în procesul de lucru.
  5. Sisteme pentru conducerea şi reglarea mişcărilor ajutatoare: apropieri, îndepărtări, instalări, poziţionări, cu rol important în creşterea capacităţii de producţie şi a maşinii unelte.
  6. Sisteme pentru comanda instalaţiilor auxiliare, instalaţii care au o anumită autonomie faţă de comanda centrală, dar care evoluează în sensul lărgirii posibilităţilor şi inclusiv a extinderii părţilor de comandă.
  7. Sisteme pentru protecţia acţiunilor, realizarea semnalizărilor determinate de protecţii precum şi de modul în care evoluează ciclul de lucru, pentru diagnosticarea efectelor, diagnosticare urmată de semnalizări sau chiar de decizii de comandă.
  8. Sisteme pentru păstrarea şi prelucrarea informaţiilor referitoare la ciclul de lucru, informaţii care provin fie din exteriorul maşinii unelte fie chiar din procesul de prelucrare.

Funcţiile menţionate anterior se referă la cazul strungurilor. În cazul centrelor de prelucrare apare necesitatea unor funcţii noi, cum sunt cele legate de gestiunea sculelor aşchietoare: modificarea comandată a originii sistemului pentru fiecare sculă în parte, contorizarea duratei de funcţionare pentru fiecare sculă în parte, calculul uzurii sculelor şi implicit a compensărilor, etc., sau a

---

semifabricatului, respectiv a piesei, în cazul în care mașina unealtă este echipată cu mai multe mese de lucru, gestionarea poziției în cazul meselor multipoziționale, etc.

Între toate aceste funcții trebuie să existe o perfectă corelare în ceea ce privește succesiunea logică și prioritate, precum și conexiuni care realizează modificări ale unor funcții în corelație cu variația parametrilor funcțiilor prioritare.

În condițiile copierii, sistemele de comandă prin copiere la mașini unelte se caracterizează prin capacitatea de a realiza un volum mare de informații într-un interval de timp scurt, utilizând mijloace cât mai simple, sistemele având posibilități de realizare simplă și pretându-se la un grad de automatizare.

Există mai multe criterii de clasificare a sistemelor de comandă prin copiere, printre care se amintesc:

1. În funcție de modul în care se face palparea, se deosebesc sisteme de copiere cu contact mecanic nemijlocit, caz în care palpatorul se află în contact permanent cu șablonul, sau modelul și sisteme de copiere fără contact mecanic, caz în care palpatorul urmărește șablonul sau modelul la o anumită distanță mică față de suprafața acestuia.
2. În funcție de modul în care se transmite informația, copierea poate fi cu transmiterea continuă a informației sau cu transmiterea discontinuă (prin impulsuri a acesteia).
3. După natura semnalului transmis de la elementul traductor, sistemele de copiere se clasifică în sisteme de copiere cu semnal mecanic, hidraulic, electric sau combinații ale acestora.



4. După natura acțiunilor de copiere pe mașini unelte în general, se deosebește: copierea într-un plan sau bidimensională și copierea în spațiu sau tridimensională.

Prin copiere într-un plan se poate obține o curbă generatoare, care prin rotire după o curbă directoare, ca de exemplu la strunjire, să realizeze suprafața prelucrată. Ultima se poate obține și prin deplasarea curbei generatoare, ca de exemplu la rabotări speciale, mai rar utilizate.

Copierea în spațiu sau tridimensională permite realizarea suprafețelor inclusiv curbe în spațiu prin copierea curbelor ce rezultă din intersecția modelului cu plane paralele foarte apropiate, trecerea de la un plan de intersecție la altul efectuându-se printr-o mișcare intermitentă de mărime foarte redusă, astfel că suprafața prelucrată rezultă prin integrarea profilelor din planurile secțiunilor. Mișcările de urmărire comandate de elementul traductor au loc deci într-un plan. În cazuri mai rare (ex. pentru turbine Kaplan), curbele de intersecție se obțin în suprafețe cilindrice, suprafața prelucrată rezultând de asemeni prin integrarea lor.

În cele prezentate se va considera copierea într-un plan a unei curbe generatoare și care prin rotirea piesei asigură realizarea suprafeței prelucrate, adică cazul strungurilor.

5. După numărul direcțiilor de deplasare prin urmărire, copierea se poate face după o singură direcție, când avansul de urmărire acționează numai pe o singură direcție, în ambele sensuri, respectiv în direcția deplasării saniei de copiere, iar avansul de transport sau conducător este constant, apoi copierea după două direcții când avansul de urmărire cât și cel de transport sau conducător se realizează cu viteze variabile comandate de la

---

elementul traductor și care prin palpator urmărește modelul sau șablonul.

Sistemele de copiere sunt destinate în exclusivitate producției de serie mare și masă, deoarece ele necesită reglaje și un echipament tehnologic specific piesei model sau șablonului. O alternativă la acestea, pentru producția de serie mică și unicat, o constituie comanda numerică care însă necesită o construcție mult mai sofisticată și deci mai costisitoare pentru realizarea unor funcții similare, dar în schimb este elastică, respectiv nu necesită echipament tehnologic specific piesei, respectiv modelul sau șablonul conform piesei iar reglajele specifice sunt și ele neglijabile.

Sistemele de copiere pe strunguri se clasifică, după modul de realizare a acestora, în sisteme de copiere mecanice, hidraulice, electrice, electrohidrostatice sau combinații ale acestora.

Sistemele de copiere mecanice sunt sistemele cele mai simple, dar simplitatea lor nu duce la preciziile dorite, iar flexibilitatea lor este limitată. Trebuie menționat și faptul că la sistemele de copiere mecanice, componenta forței de așchiere pe direcția transversală este preluată în întregime de către sistem, ea transmițându-se la suprafața de contact dintre șablon sau model și palpator până la elementul de închidere al conturului forțelor și din această cauză apar presiuni mari la contactul dintre palpator și șablon sau model și deci uzuri mari ale celor două piese aflate în mișcare relativă precum și eforturi mari în toate componentele sistemului de copiere. Cel mai cunoscut sistem de copiere mecanic este rigla de copiere, dar datorită celor menționate anterior, sistemele de copiere mecanice nu mai sunt utilizate, ele ținând de fapt de domeniul istoric al mașinilor unelte.

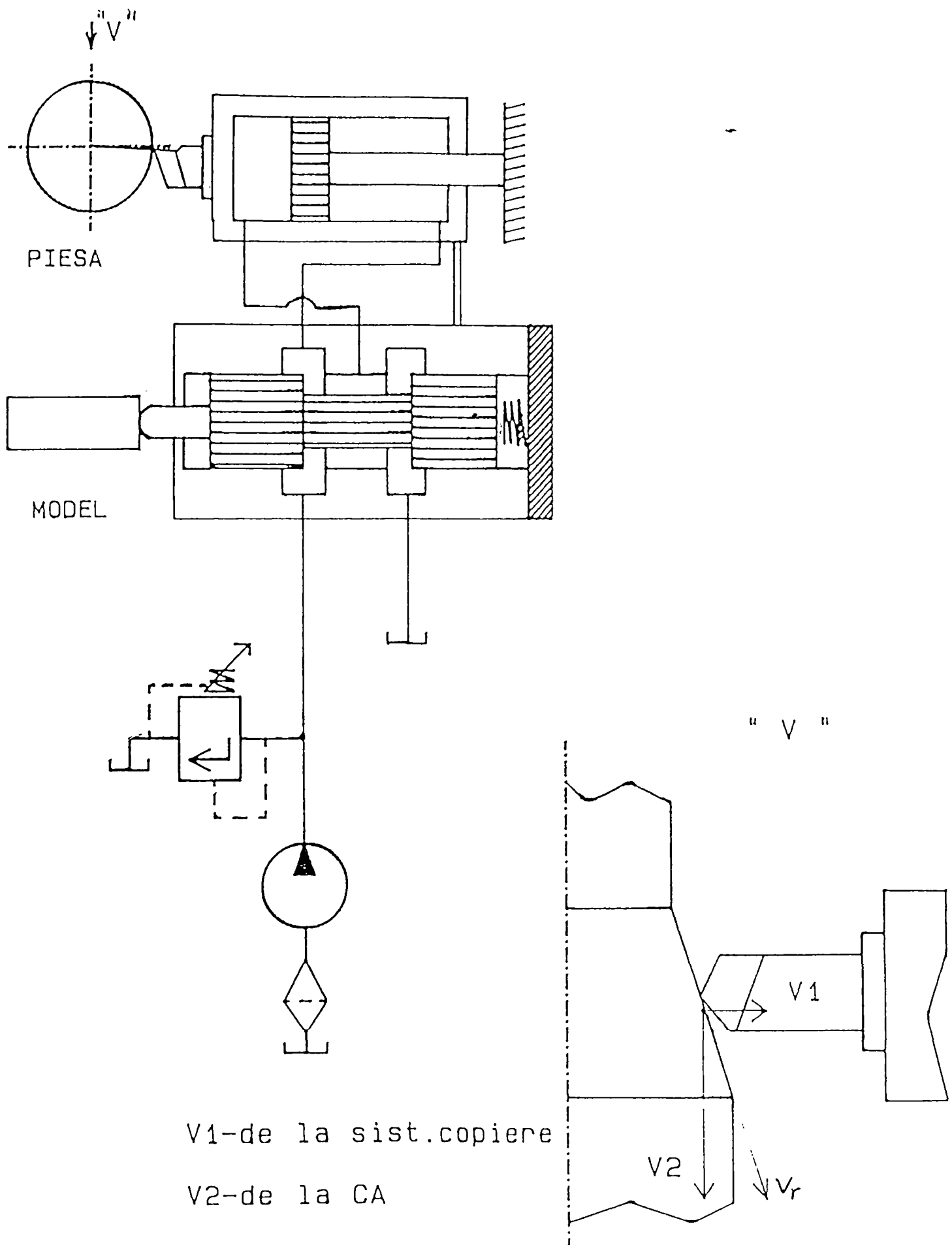
---

Sistemele de copiere hidraulice sunt de fapt combinații ale unor sisteme hidraulice cu elemente de legătură mecanice.

Sistemele de copiere hidraulice pot fi cu sertare de urmărire cu una, două sau patru fante. Clasificarea acestora are la bază faptul că toate sistemele utilizează ca principal element de transpunere a semnalului de pe model sau șablon în semnal hidraulic, sertarul de urmărire a cărui clasificare determină clasificarea sistemelor de copiere. Prin fantă se înțelege o secțiune de trecere a lichidului de formă inelară sau sectoare simetrice de inele, rezultate prin deplasarea axială a pistonășului față de bucșa sa.

Indiferent din care categorie fac parte, sistemele de copiere hidrostatice au un mare avantaj de principiu și anume acela că între palpatorul care urmărește modelul sau șablonul și elementul executat, respectiv sania portcuțit, există o amplificare hidraulică, ceea ce face ca componenta transversală a forței de așchiere să fie transmisă la suprafața de contact dintre palpator și model sau șablon puternic demultiplăcată, fapt care duce la presiuni de contact mici între palpator și model sau șablon, deci la uzuri mici și posibilitatea de obținere a unor precizii ridicate la copiere.

Schema de principiu a unui sistem de copiere hidraulic este prezentată în figura 9.1., în varianta cu sertar de urmărire cu două fante.



V1-de la sist.copiere

V2-de la CA

Fig.9.1  
Sistem de copiere  
cu sertar de urmărire cu două fante

---

În figura 9.1 se observă clar raportul de multiplicare al forței preluate de palpator pe șablon sau model, întreaga componentă transversală a forței de așchiere fiind preluată efectiv de presiunea din elementul de execuție, respectiv de către cilindrul mobil pe care se află montat portcuțitul. Șablonul copiează în secțiune axială profilul dorit a fi generat pe piesă, iar dispunerea sa prezintă avantajul unei realizări simple precum și posibilitatea ca odată cu apariția unor uzuri normale sau deteriorării accidentale ale suprafeței de palpate, precizia copierii să nu fie influențată, sistemul având posibilitatea deplasării șablonului cu o mărime relativ mică pe o direcție perpendiculară pe planul profilului de generat, astfel încât palparea se va realiza în continuare pe o nouă generatoare de pe șablon identică cu anterioara în stare neuzată.

Acest sistem de copiere hidrostatic controlează practic mișcarea pe o direcție perpendiculară pe axa mașinii unelte deci practic avansul de urmărire care se realizează cu viteza  $v_1$ .

Mișcarea de avans conductor  $v_2$  având direcția paralelă cu axa piesei, se poate realiza în principiu în două variante: mișcare cu avans conducător cu viteză constantă și mișcare cu avans longitudinal cu viteza variabilă controlată independent de semnalul de la palpator sau controlată dependent sau în funcție de semnalul de la palpator.

În cazul unor mașini unelte relativ simple construite cu acest sistem de copiere, avansul conducător se execută cu viteza constantă  $v_2$ , viteză care compusă cu viteza avansului de urmărire  $v_1$  va trebuie să dea o rezultantă tangentă în permanență la suprafața generată și deci viteza  $v_1$  a avansului de urmărire va trebui să fie variabilă în funcție de profilul suprafeței copiate.

Copierea se poate realiza și cu viteza avansului conducător variabilă dar controlată, caz în care mașina unealtă va fi realizată cu

---

comandă după program. Rezultanta compunerii celor două viteze  $v_1$  și  $v_2$  va fi în permanență tangentă la profilul generat, ambele viteze fiind de obicei variabile după următorul considerent logic: viteza  $v_2$  trebuie să aibă o valoare care să asigure capacitatea de producție maximă, iar viteza  $v_1$  o valoare care compusă cu viteza  $v_2$  menționată să dea rezultanta tangentă traiectoriei, în asigurarea unei capacități de producție maximă mai intervenind însă și alți factori, iar valorile vitezelor trebuind să asigure și un anumit fel de așchie.

Putem concluziona deci că sistemul de copiere controlează mișcarea de avans de urmărire iar comanda adaptivă poate controla mișcarea de avans conducător astfel încât viteza rezultantă a celor două mișcări să fie în permanență tangentă profilului copiat.

În afara avantajelor menționate anterior, sistemele de copiere hidrostactice se pot adapta ușor în vederea utilizării lor în cadrul unor sisteme de comenzi complexe și aceasta datorită posibilității de comandă a acestora cu parametrii minimali.

Schema unui sistem de copiere cu opritoare este prezentată în figura 9.2 și 9.3.

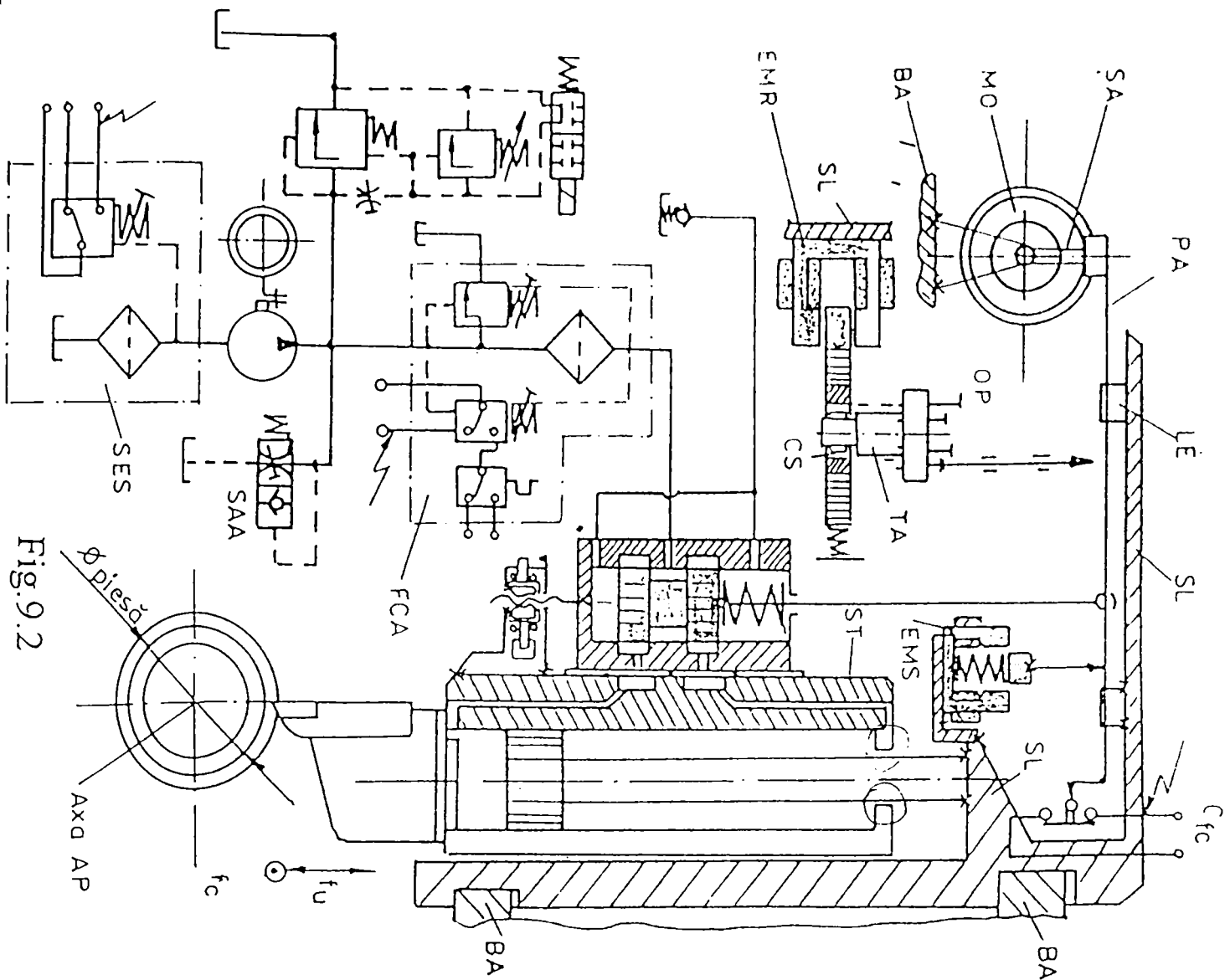


Fig. 9.2

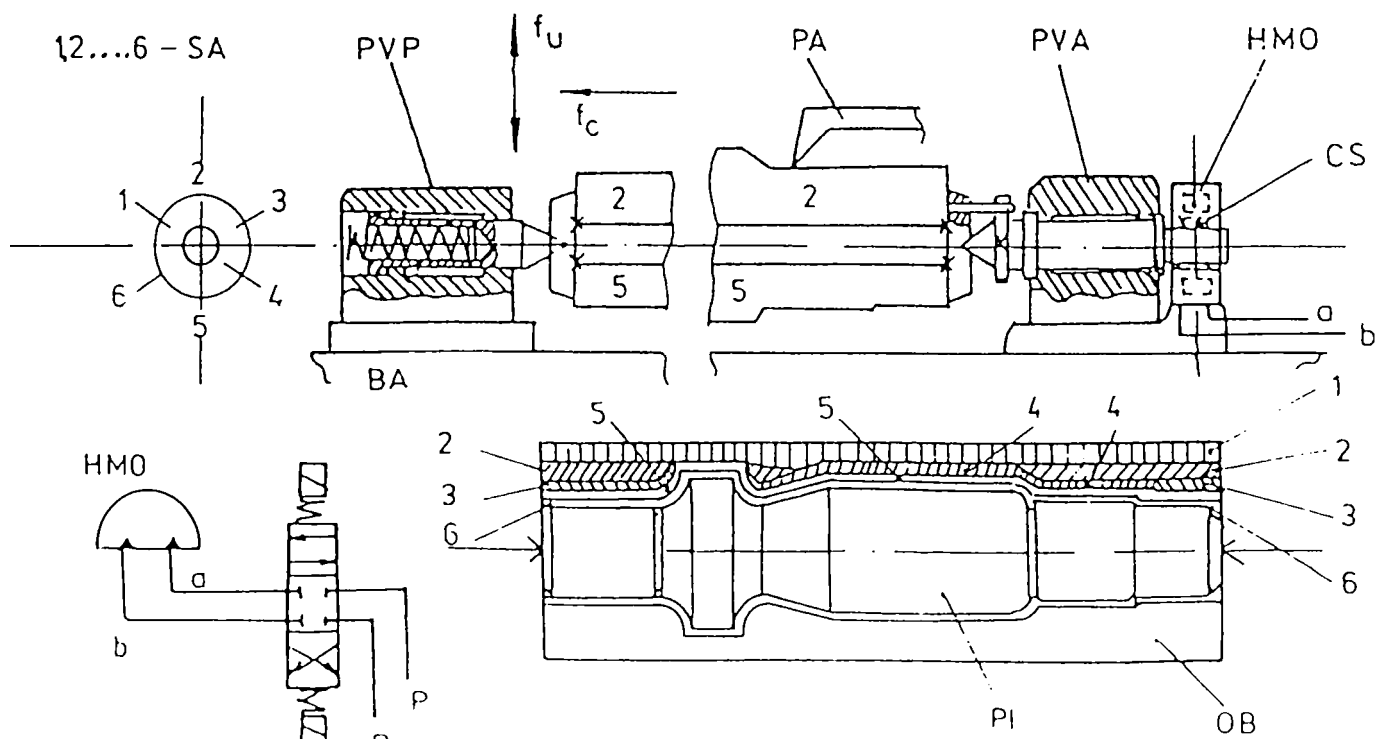


Fig. 9.3

---

Mișcarea elementului de execuție este comandată de către sertarul de urmărire care tamponază prin intermediul unui palpator cu pârghie, opritorii reglabili OP, opritorii dispuși pe tambur TA, tambur care se poate roti primind mișcarea de la sania longitudinală SL prin intermediul electromagnetului EMR și a cuplajului de sens CS. Această rotire a tamburului este comandată de către un sistem pentru secvențele ciclului de lucru, sistem care poate fi realizat și cu microlimitatoare sau opritoare. Alimentarea întregului sistem hidraulic se face prin sorbul exterior cu sesizare SES, pompă, filtru cu comandă automată după temperatură FCA și blocul pentru descărcare. Se remarcă faptul că palpatorul poate oscila datorită lamelelor elastice LE prin care este fixat la sania longitudinală. EMS este electromagnetul pentru scoaterea (îndepărtarea) palpatorului de pe model sau opritoare și deci scoaterea din așchie. Sistemul permite atât realizarea trecerilor prealabile, caz în care palpatorul lucrează pe opritorii dispuși pe tambur, cât și a profilului final de copiat, după executarea trecerilor prealabile, palpatorul fiind pus în contact cu modelul MO sau șablonul SA. Sania longitudinală SL execută avansul conducător  $f_c$  iar sania transversală (de copiere) execută avansul de urmărire  $f_u$ , mișcarea de avans conducător fiind comandată de la contactele Cdc.

Schema bloc a unui sistem pentru realizarea secvențelor ciclului de lucru este prezentată în figura 9.5 .



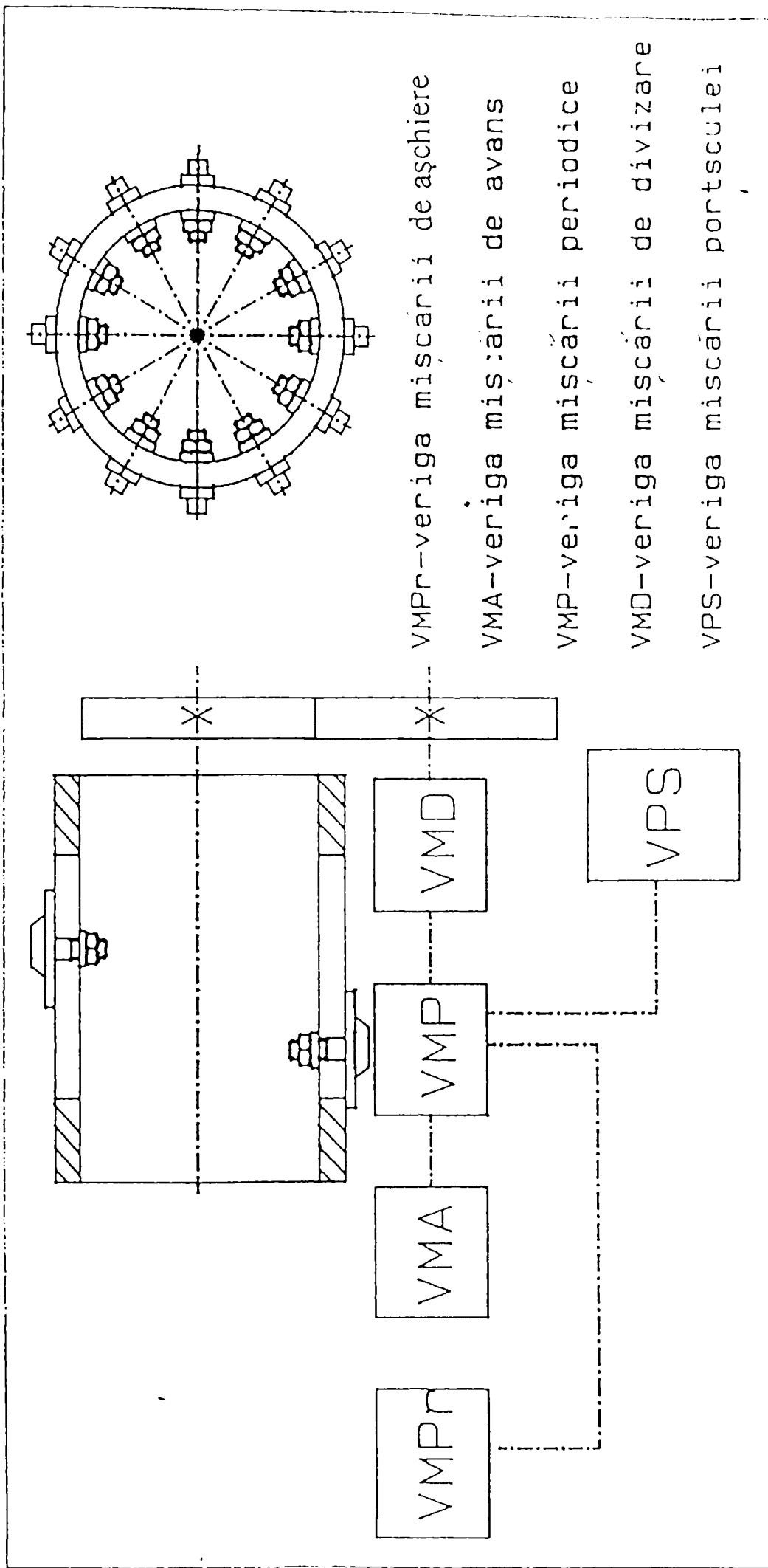


Fig.9.5

Schema bloc a unui sistem de copiere mecanic  
cu came și tambur rotor

---

Se observă că mișcarea se transmite de la veriga mișcării principale la o verigă de mișcare periodică care antrenează atât veriga mișcării de avans a sculei cât și veriga mișcării de divizare pentru rotirea tamburului după fiecare trecere din ciclul de lucru. De la aceeași sursă, mișcarea se transmite și la portsculă, pentru a schimba eventual poziția acesteia la o nouă fază de prelucrare.

În figura 9.3 este prezentată schema bloc a unui sistem de copiere cu șabloane dispuse pe tambur rotitor, sistem utilizat pentru realizarea trecerilor prealabile și a finisării, atunci când ultimul șablon redă cu exactitate profilul piesei finite. Tamburul pe care sunt dispuse șabloanele este susținut între păpușa vârfului de prindere PVP și păpușa vârfului de antrenare PVA, fiind antrenat în mișcare de rotație periodică de către hidromotorul oscilant HMO prin intermediul cuplajului de sens CS.

Sistemul se utilizează în cazul în care îndepărtarea întregului adaos de prelucrare nu este posibilă dintr-o singură trecere de degroșare urmată de o trecere de finisare, fiind necesară divizarea adaosului de prelucrare pentru a face mai multe treceri de degroșare denumite treceri prealabile. Profilul fiecăruia dintre aceste treceri este materializat de către un șablon. După realizarea unei treceri, tamburul pe care sunt dispuse șabloanele se rotește și aduce în dreptul palpatorului șablonul pentru trecerea următoare, mișcarea de rotație fiind comandată tot de către un sistem pentru realizarea secvențelor ciclului de lucru, analog cu cel prezentat anterior.

La toate aceste sisteme se observă o caracteristică comună și anume aceea că preluarea semnalului mecanic indiferent de sursa care îl produce (opritor, camă, șablon model) este realizată de către un sertar de urmărire care transformă semnalul mecanic în semnal hidraulic,

---

ușor de utilizat, pentru a realiza mișcarea verigii executante (ex. a saniei transversale).

Sistemul de copiere cu treceri prealabile se poate utiliza și în cazul mașinilor unelte cu comenzi numerice, această utilizare simplificând mult rolul comenzii numerice și deci complexitatea acesteia.

Comanda numerică simplificată pentru treceri prealabile poate fi utilizată singură pe o anumită mașină unealtă sau în combinație cu un sistem de comandă adaptivă. Comanda adaptivă poate la rândul său să fie utilizată singură sau în combinație cu un sistem oarecare de copiere, soluția optimă în această privință fiind încă în discuție.

Schema bloc a unei mașini unelte cu comandă numerică, comandă adaptivă și cu sistem de copiere este prezentată în figura 9.6 .

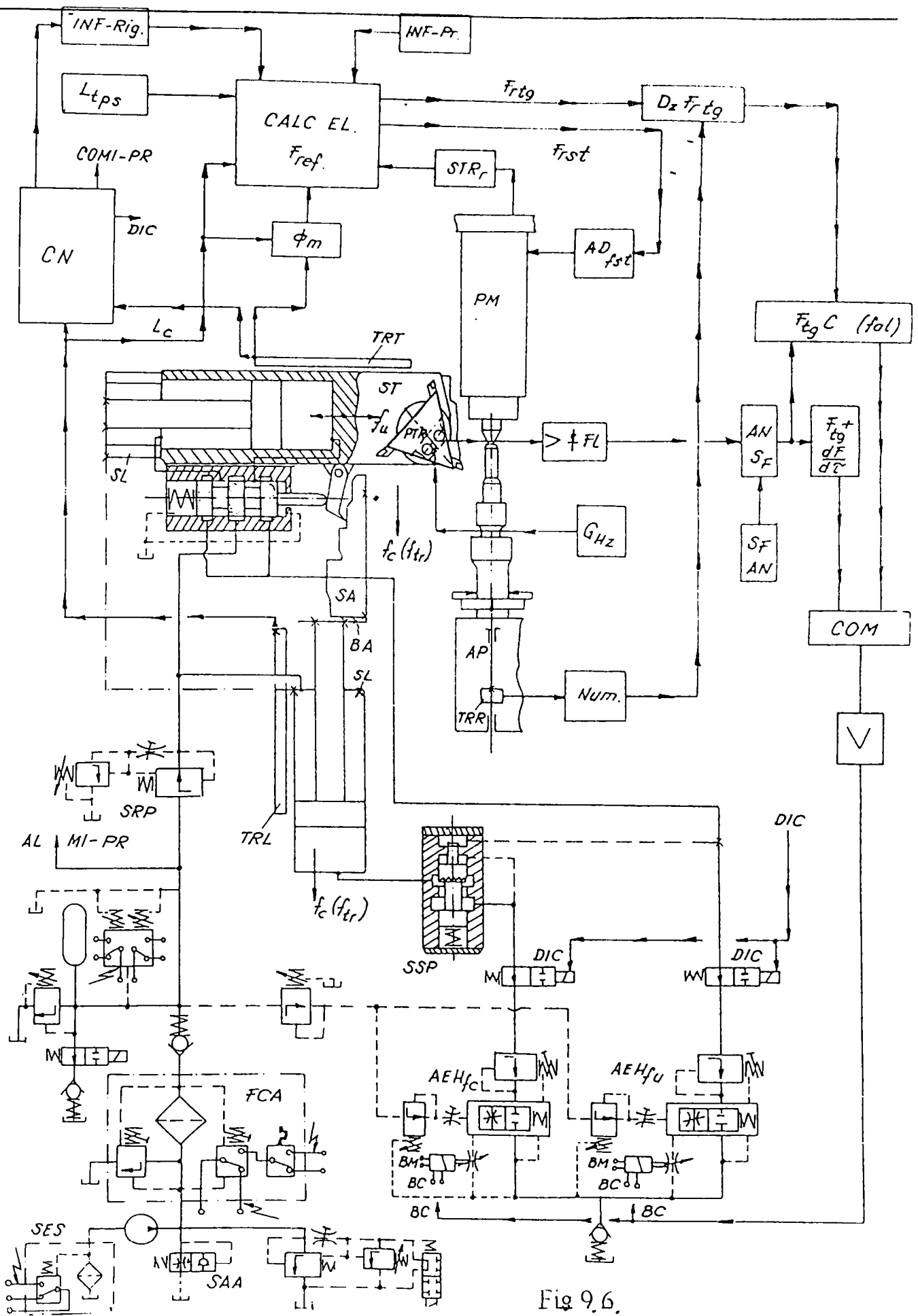


Fig 9.6.

---

Forța de așchiere care acționează asupra sculei este citită cu ajutorul punții de traductori PTR, punte alimentată de la generatorul de frecvență GHz. Semnalul cules de pe puntea traductoare este amplificat, redresat și filtrat iar apoi, după ce este trecut prin blocuri intermediare, este introdus într-un bloc comparator COM. Blocurile intermediare servesc la anularea semnalului forței și sunt blocuri de anulare a semnalului forței ANSF și blocul semnalului de anulare SFAN, precum și la anticiparea tendinței de evoluție a forței, aceasta realizându-se prin derivarea forței și însumarea derivatei cu funcția din care acesta provine deoarece contează nu atât valoarea momentană a semnalului cât tendința sa de evoluție.

Celălalt semnal introdus în comparatorul pentru forța de așchiere între forța de așchiere reală din proces și forța de referință, comandând în consecință avansul rezultat, provine de la calculatorul mașinii și constituie de fapt o mărime de referință dedusă pe baza unor informații de la comanda numerică (diametrul curent al piesei și ordonata curentă) și respectiv la elementele traductoare care introduc informațiile legate de forțele de strângere la păpușa mobilă, rigidități, prinderi, etc. Se observă că acest semnal al forței de referință este trecut printr-un bloc dozator  $D_{ZF\ rtg}$ , care pe baza informațiilor primite de la traductorul mișcării de așchiere de rotație TRR prin intermediul numărătorului Num realizează o corecție a forței de referință astfel încât la începerea prelucrării atunci când semnalul este nul, intrarea în așchiere să se facă progresiv până la forța maximă, în caz contrar stabilitatea sistemului fiind compromisă.

În urma comparării și apoi a unei amplificări se transmite un semnal de comandă la bobinele de comandă BC, care vor comanda amplificatorul electrohidraulic AEH fc și amplificatorul electrohidraulic

---

pentru avansul de urmărire  $AEH_{f_u}$ , BM fiind bobinele de magnetizare corespunzătoare.

Alimentarea părții de execuție hidraulică se face printr-o schemă clasică conținând sorbul cu sesizare SES, o parte pentru descărcare, filtrul cu comandă automată după temperatură FCA, acumulatorul și releele de presiune și o supapă de reducere a presiunii SRP. Sania transversală ST realizează avansul de urmărire  $f_u$ , mișcarea sa fiind urmărită de traductorul mișcării transversale TRT iar sania longitudinală realizează avansul conducător sau de transport  $f_c$ , mișcarea sa fiind urmărită de către traductorul mișcării longitudinale TRL. Pe baza informațiilor primite de la cele două traductoare și a piesei program, comanda numerică elaborează un semnal de comandă pentru distribuitoarele pentru coordonate DIC.

Un asemenea sistem complex ca și cel prezentat anterior nu este justificat întotdeauna din punct de vedere economic.

Pentru a realiza o trecere prealabilă se poate utiliza o comandă numerică simplificată a cărei schemă bloc este prezentată în figura 9.4.

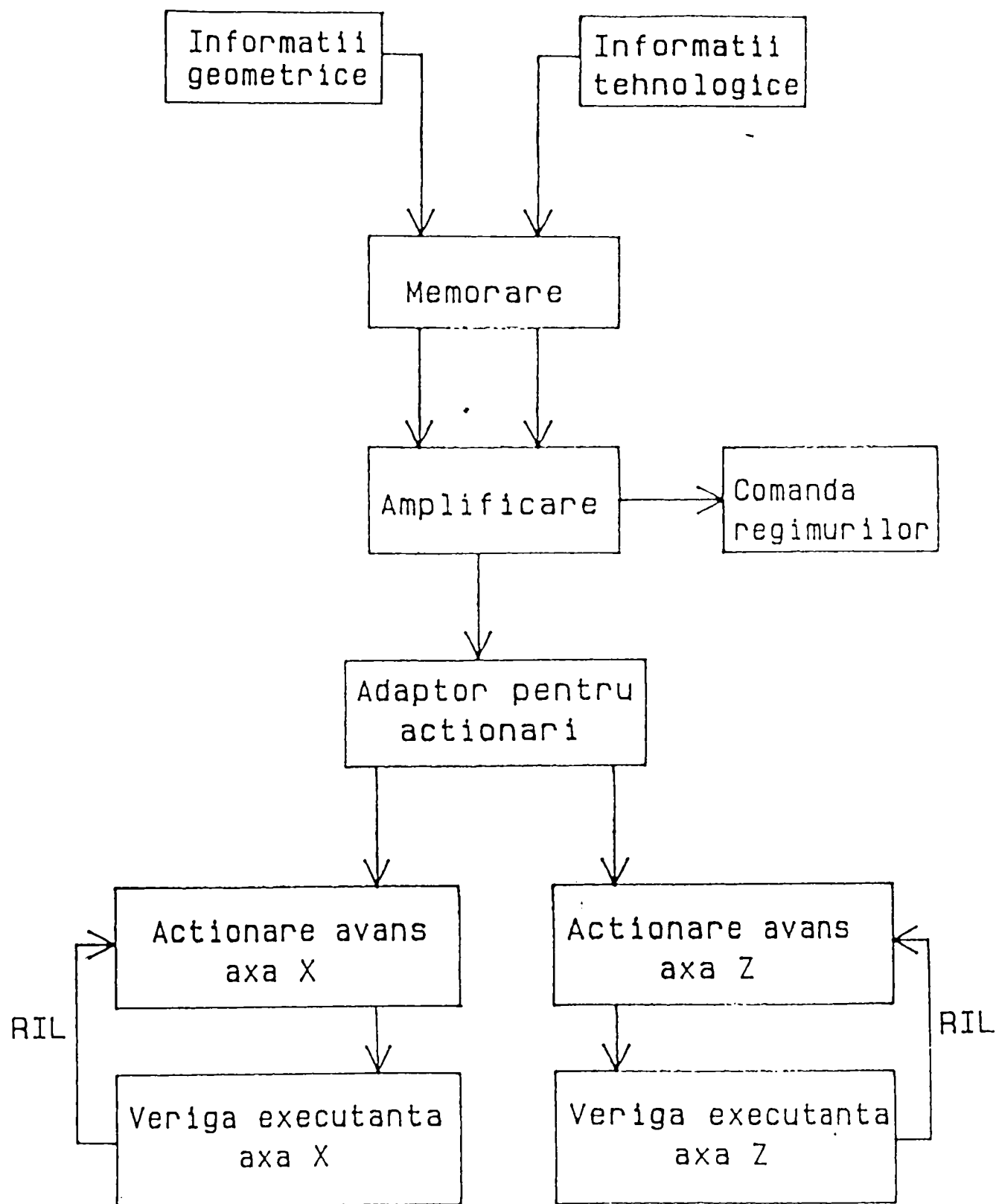


Fig.9.4

Schema bloc a unei comenzi numerice pentru treceri prealabile

---

Informațiile privind geometria piesei precum și parametrii tehnologici ai prelucrării sunt introduse într-un bloc de memorare, se amplifică și apoi sunt transmise blocului pentru comanda regimului (informațiile tehnologice) și unui bloc adaptor pentru acționări. Adaptorul amplifică semnalul în putere astfel încât este capabil să comande direct cele două acționări de avans care vor antrena verigile antrenante.

Se remarcă faptul că datorită preciziei scăzute necesare la trecerile prealabile, sistemul nu necesită o reacție inversă generală ci cel mult o reacție inversă locală între verigile executante și acționările corespunzătoare acestora.

Un asemenea sistem de copiere este simplu de realizat datorită și faptului că el nu necesită memorie extinsă, totul reducându-se la câteva zeci de puncte de coordonate și informații de regim. Informațiile tehnologice sunt precizate pentru anumite intervale între puncte iar informațiile geometrice, adică funcțiile de deplasare, sunt precizate în puncte, deplasarea între două puncte succesive având loc după o traiectorie liniară.



---

## **10. STUDII EXPERIMENTALE**

### **10.1. STUDIUL DEFORMAȚIILOR BATIULUI**

În scopul confirmării rezultatelor calculelor efectuate, au fost realizate încercări atât pe model pentru toate variantele (SN 400.3-500.3, SP250 CNC și structura nouă) cât și pe structura reală pentru batiul strungului SN400.3-500.3, aceste din urmă încercări concretizându-se printr-o lucrare de cercetare experimentală în cadrul S.C. ARIS. S.A.

În scopul verificării rigidității statice au fost confecționate la scară modele ale celor trei batiuri încercate, în scopul acurateții încercărilor respectându-se proporțiile structurilor reale.

Încercările au fost realizate pe un stand experimental cu fixarea batiurilor la capete pe reazeme, asemeni condițiilor reale și încărcarea structurilor în anumite secțiuni și cu anumite forțe. Măsurare forțelor de încărcare a fost realizată cu ajutorul unui dinamometru de compresiune cu inel elastic, iar deformațiile au fost citite cu ajutorul unor comparatoare.

Pentru acuratețea încercărilor au fost măsurate, tot cu ajutorul unor comparatoare, cedările din reazeme deși s-a confirmat faptul că reazemele fiind cu pretensionare, valoarea cedărilor este cu două ordine de mărime mai mică decât valoarea deformațiilor.

Schema instalației experimentale este prezentată în figura 10.1:

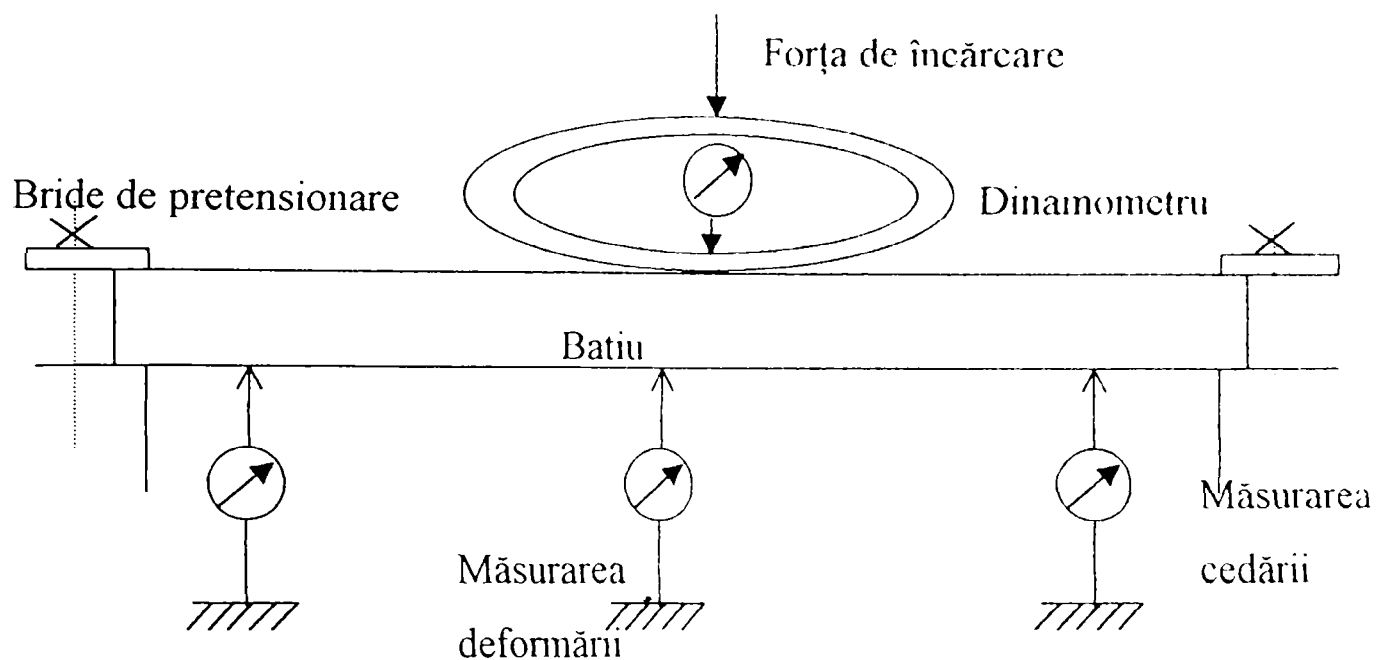


fig.10.1

Tabelele cu încărcările și deformațiile aferente sunt prezentate în continuare, pentru fiecare caz în parte fiind întocmit și un grafic al deformații structurii, menționându-se faptul că pentru același caz de încărcare au fost efectuate minim trei încercări, curba prezentată concretizând media rezultatelor.

Cum era de așteptat, graficele reflectă faptul că între deformațiile la încărcarea structurilor și cele de la descărcare apare un histerezis, lucru absolut normal, ținând cont de existența unei deformații plastice în fiecare deformație elastică.

Tabelele reprezintă valorile deformațiilor exprimate în microni pentru structura nouă în următoarele cazuri de încărcare:

tabelul 10.1 și graficul corespunzător 10.1 pentru cazul prelucrării la distanța maximă față de universal, în cazul considerat  $x=1m$

---

tabelul 10.2 și graficul corespunzător 10.2 pentru cazul prelucrării la  $x=0,75$  m față de universal

tabelul 10.3 și graficul corespunzător 10.3 pentru cazul prelucrării la  $x=0,5$  m față de universal

tabelul 10.4 și graficul corespunzător 10.4 pentru cazul prelucrării la  $x=0,25$  m față de universal

tabelul 10.5 și graficul corespunzător 10.5 pentru cazul prelucrării la nivelul universalului  $x=0$

Rezultatele încercărilor structurilor strungurilor SN 400.,-500.3 și SP 250 CNC sunt cuprinse în două contracte de cercetare încheiate între autor și producătorul strungurilor, ARIS Arad.

Comaprînd datele obținute experimental cu datele obținute prin calcule, la strungurile SN 400.3-500.3 și SP 250 CNC prin metoda elementului finit iar la structura nouă atît prin metoda elementului finit cît și prin metode clasice de calcul, se constată o diferență a valorilor în puncte similare de maxim 8% ,procent considerat satisfăcător.

tab. 10.1

INC.			DEC.		
F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]	F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]
Div	daN		Div	DaN	
5	50	1	5	50	-
10	100	2	10	100	-
18	180	11	18	180	-
30	300	16	30	300	21
35	350	22	35	350	25
43	430	32,5	43	430	32
47	470	41	47	470	34,5
56	560	60	56	560	-

tab. 10.2

INC			DEC		
F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]	F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]
Div	daN		Div	daN	
2,2	22	1,1	0,6	12	16,4
5	50	4,2	1	20	24,5
8,2	82	9,2	1,6	32	34
11	110	13,1	2,3	44	43,5
23	230	32	2,9	58	47,5
30	300	48,5	3,5	70	52
32	320	58	3,9	78	57,5
45	450	73,5	4,55	91	66
49,5	495	84,5	0,2	4	12,8
-	-	-	0,1	2	10

tab. 10.3

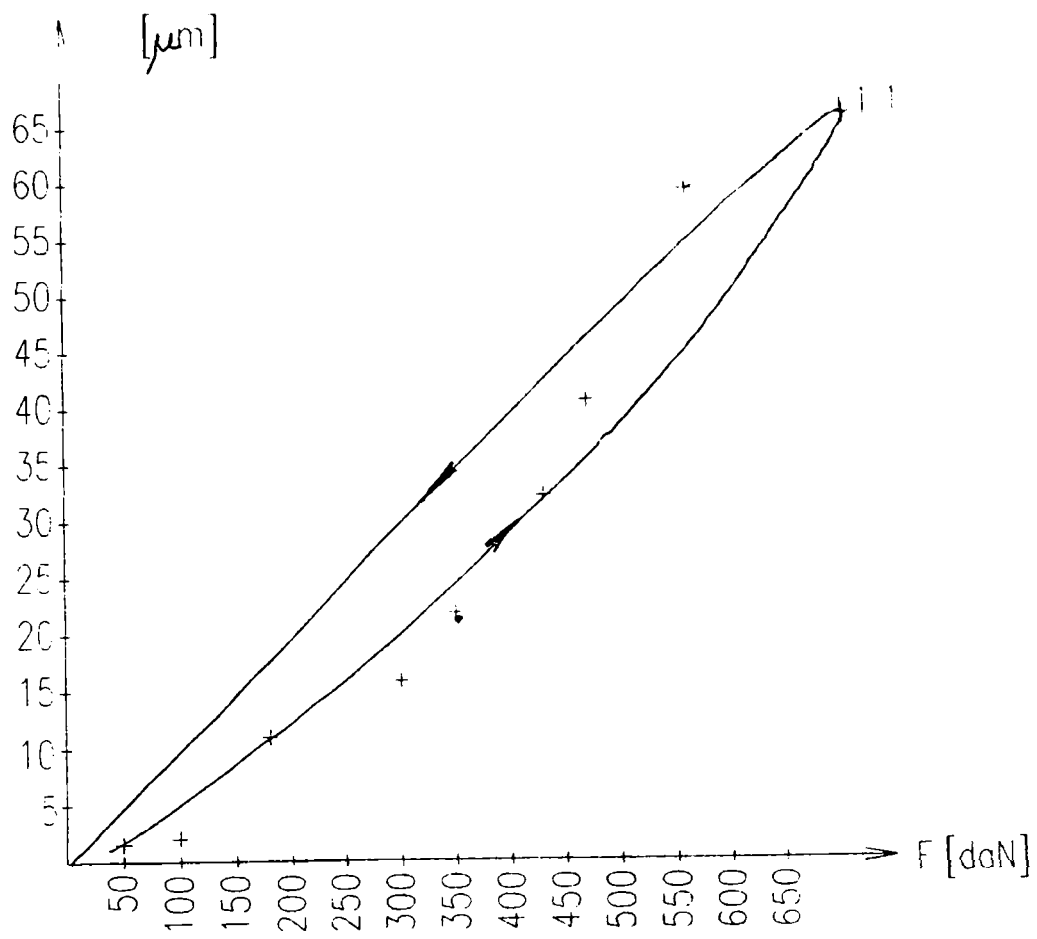
INC			DEC		
F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]	F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]
Div	daN		div	daN	
0,85	85	4	0,8	16	1,5
1,25	125	8	1,9	38	6,5
1,75	175	11	2,6	52	9
2,25	225	13	3,6	72	14
2,8	280	18	4,1	82	20
3,25	325	22	4,5	90	24
4,25	425	31	5,2	104	34
5,75	575	52	5,75	115	52
3,75	375	28	-	-	-
4,75	475	35	-	-	-

tab.10.4

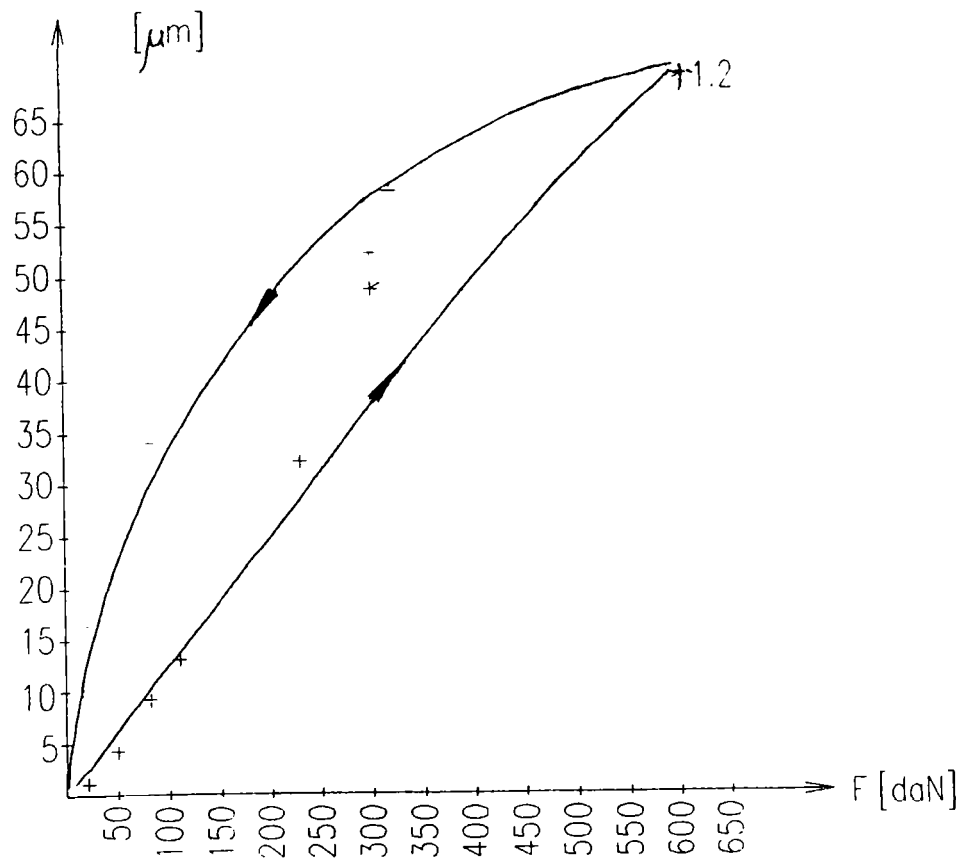
INC			DEC		
F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]	F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]
Div	daN		div	daN	
0,91	91	10	0	0	16
3	300	24	1,2	24	17
4,3	430	37	1,5	30	18
5,1	510	48	1,9	38	19
6,4	640	67	2,1	42	22
-	-	-	2,6	52	28
-	-	-	3,4	68	38
-	-	-	4,5	90	54
-	-	-	5,3	106	56

tab.10.5

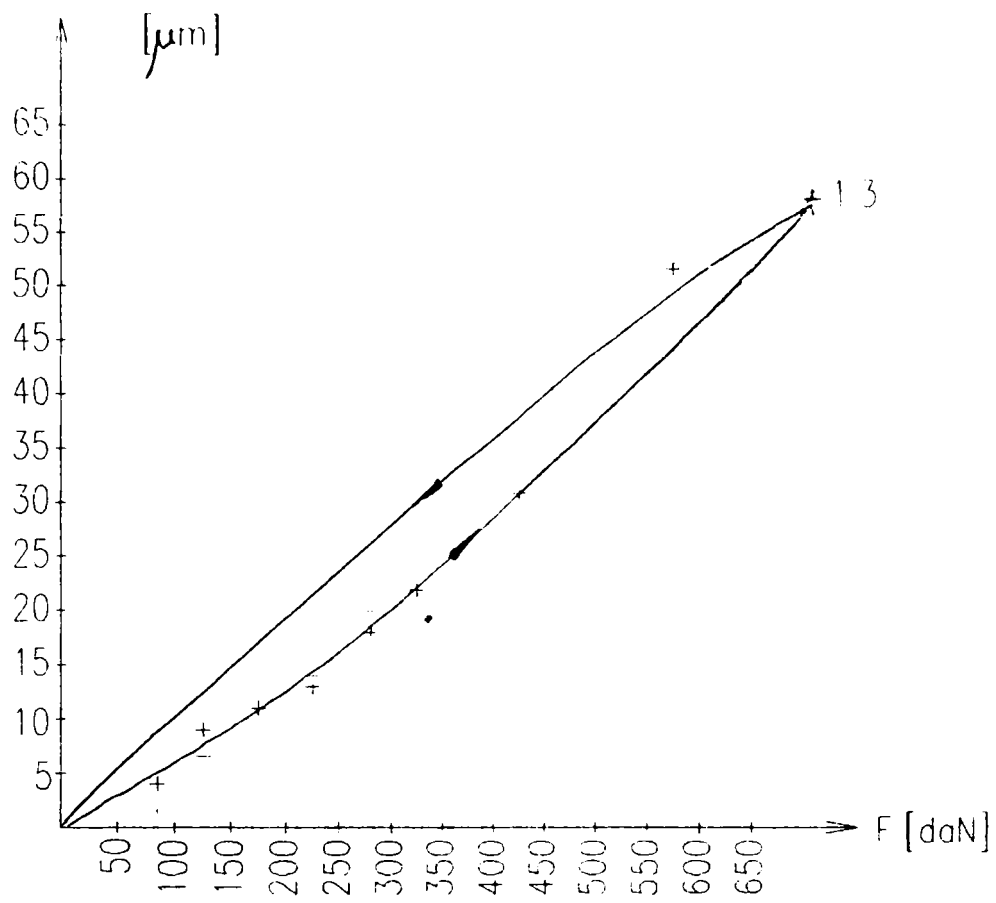
INC			DEC		
F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]	F		$\delta$ [ $\mu\text{m}$ ]
Div	daN		div	daN	
0,35	35	0,5	0	0	3
0,5	50	2	0,3	6	3
0,8	80	3	0,5	10	4
1,05	108	4,5	0,8	16	4
1,2	120	6	1,5	30	7,5
1,4	140	6,8	2,25	45	11
1,8	180	9	2,7	54	14,5
2	200	12,5	3,1	62	22
3	300	24	3,7	74	26
3,5	350	25	4,2	84	29,5
4,95	495	40	4,7	94	32
5,2	520	42	5,6	112	38
5,5	550	47,5	-	-	-



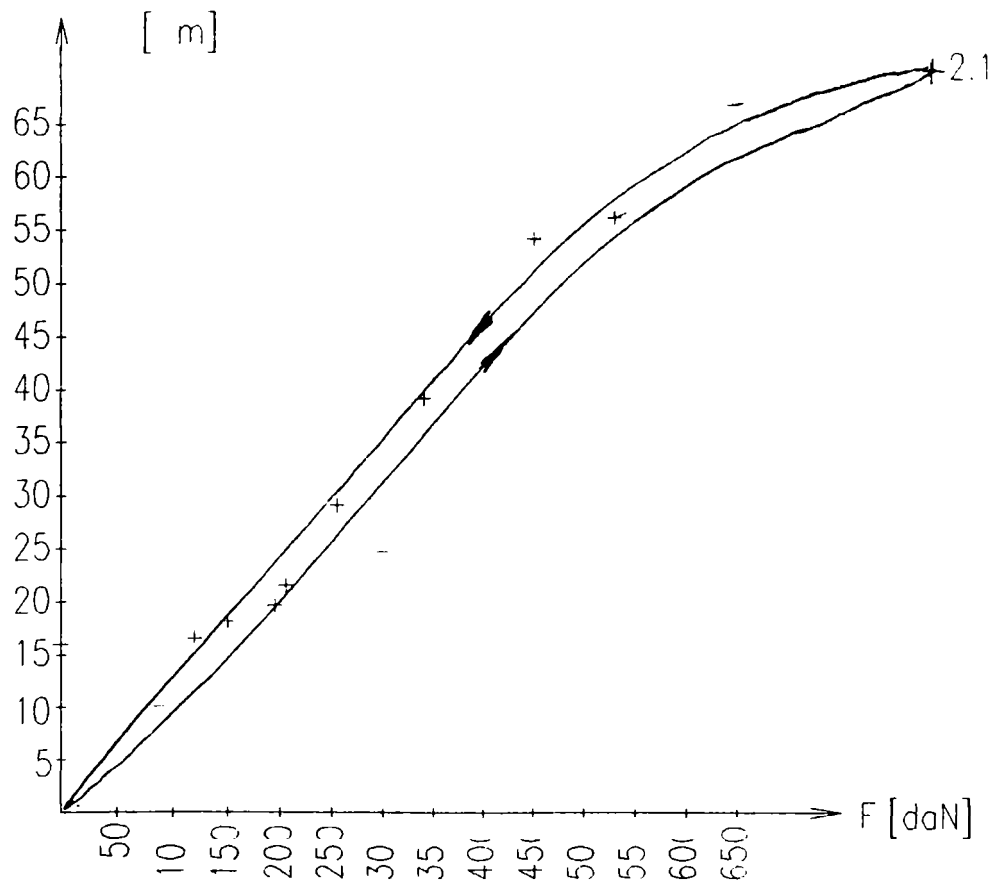
grafic 10.1



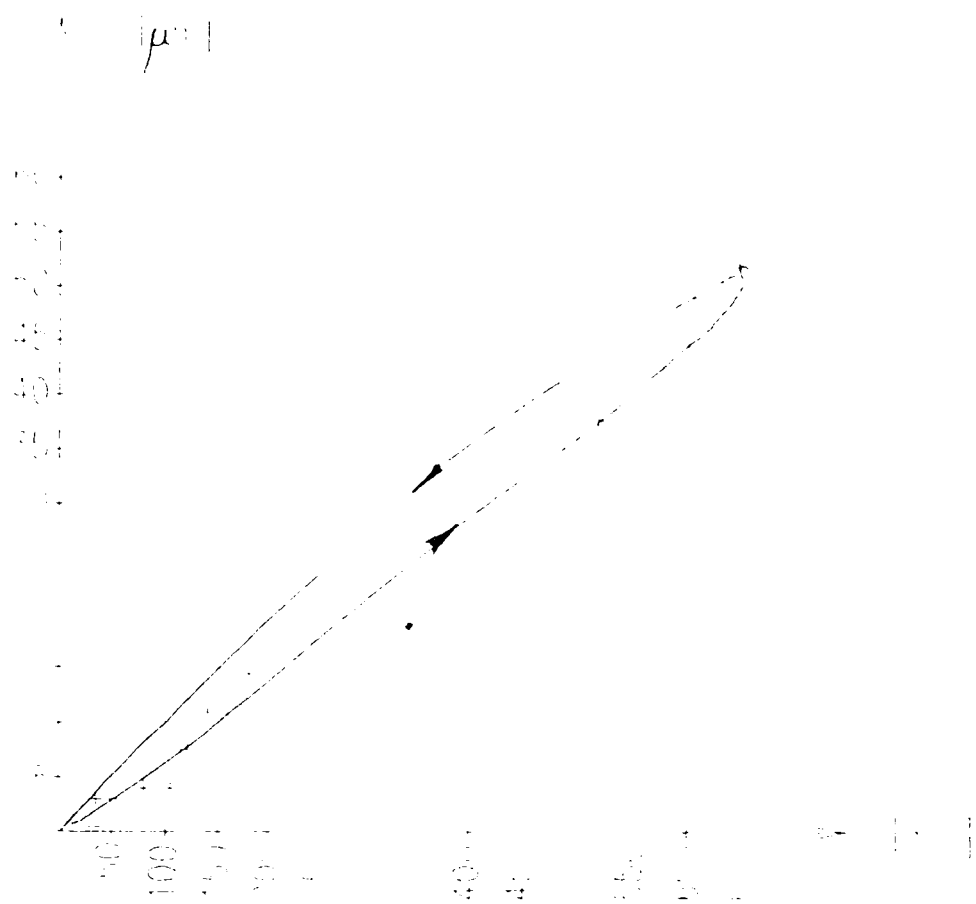
grafic 10.2



grafic 10.3

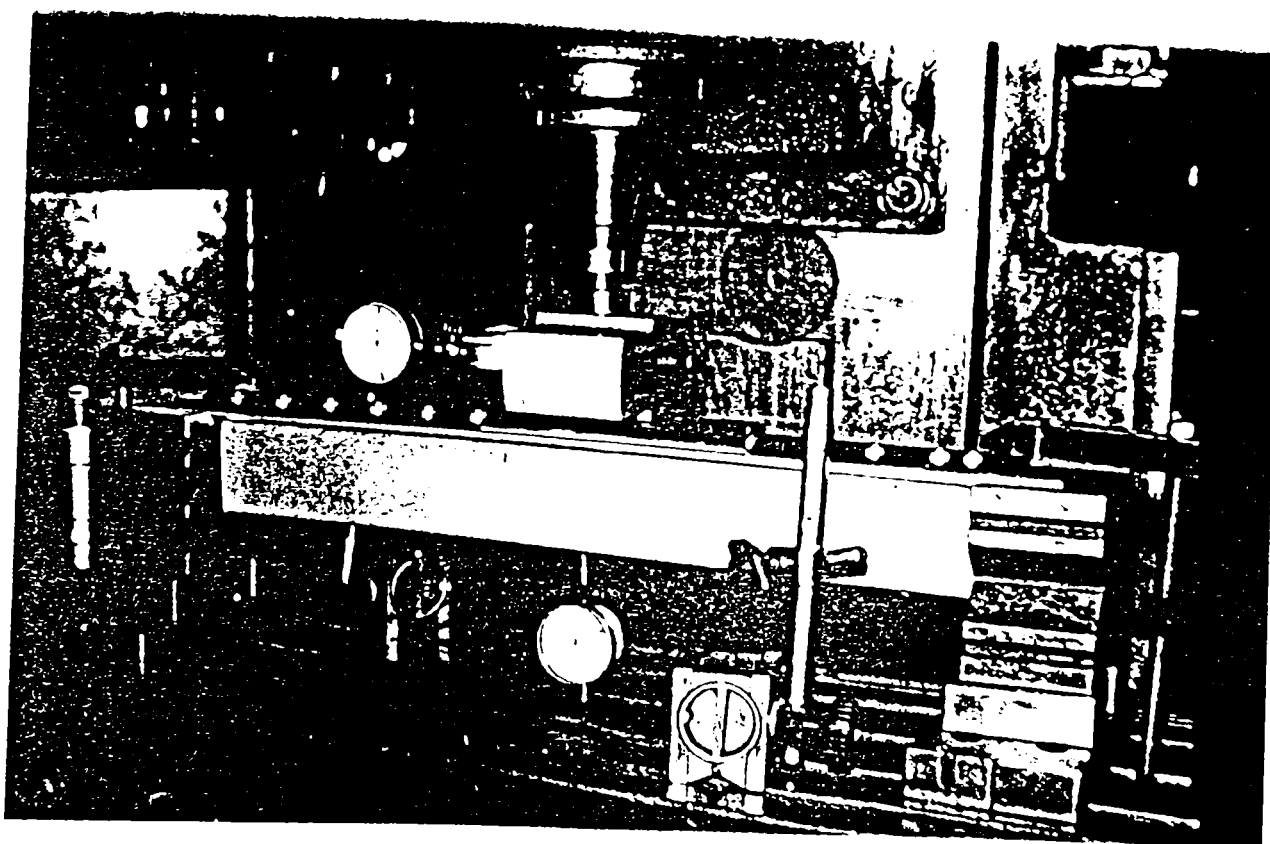


grafic 10.4



grafic 10.5

Standul experimental pe care s-au făcut încercările machetelor batiurilor este prezentat în figura 10.2





## 10.2. STUDIUL PRESIUNILOR PE GHIDAJUL CIRCULAR

Conform considerațiilor teoretice anterior prezentate, presiunile pe ghidajul semicircular în secțiune transversală se distribuie după o curbă de tip armonic iar în secțiune longitudinală distribuția este teoretic lineară, prin compunerea celor două tipuri de distribuție din secțiunile longitudinală și transversală rezultând o distribuție globală având forma prezentată în figura 10.:

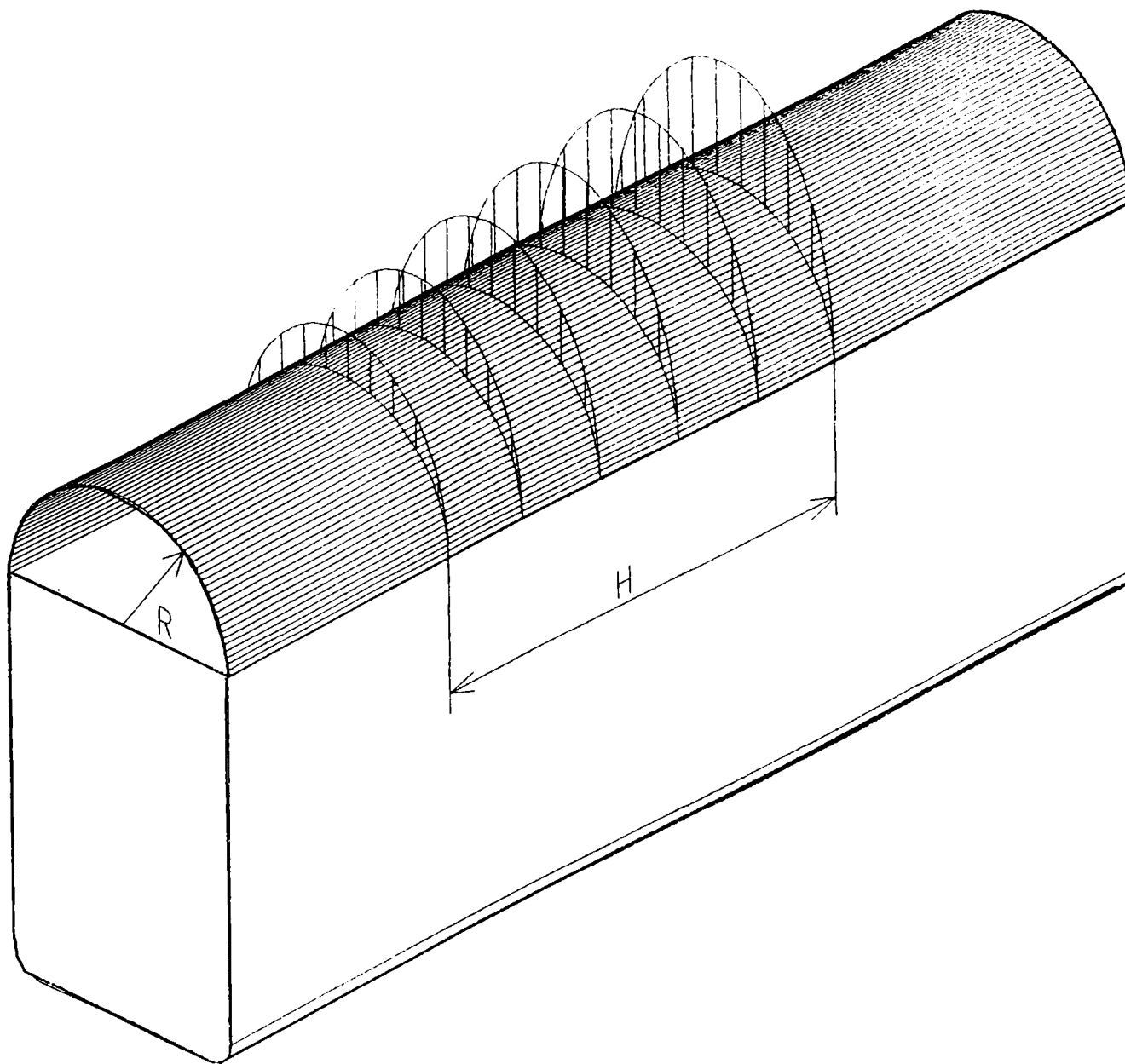


fig.10.3

---

Determinarea experimentală prin măsurarea directă a presiunii dintre două suprafețe metalice ridică probleme deosebite, întrucât orice traductor de presiune introdus între suprafețele de contact modifică forma contactului și deci și forma distribuției de presiune.

În concluzie, determinarea presiunii de contact trebuie să se facă pe cât posibil fără a modifica forma și natura contactului, fapt care ridică probleme deosebite în ceea ce privește execuția practică.

O variantă de studiu experimental al presiunilor de contact îl constituie utilizarea spectrofotometriei, însă având în vedere forma semicirculară necesară pentru probă, precum și faptul că materiale fotosensibile cu această formă caracteristică nu se produc și deci ar trebui prelucrate din suprafețe plane, apare inconvenientul tensiunilor interne generate de prelucrare care ridică din start semne de întrebare în ceea ce privește exactitatea metodei.

Metoda aleasă pentru verificarea distribuției de presiune utilizează fenomenul cunoscut că rezistența electrică de contact dintre două suprafețe metalice de aceeași natură și duritate scade odată cu creșterea presiunii specifice, dependența păstrându-se pînă la limita deformațiilor plastice.

Schema de principiu a utilizării acestui raționament în scopul evidențierii distribuției de presiune pe ghidajul semicircular este prezentată în figura 10.4, unde suprafețele de contact sunt alimentate la o sursă de tensiune de curent constant, fiind măsurată căderea de tensiune pe contactul suprafețelor conjugate, putând fi determinată deci rezistența contactului.

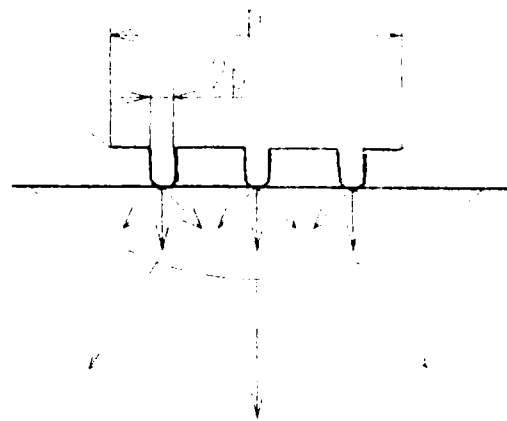
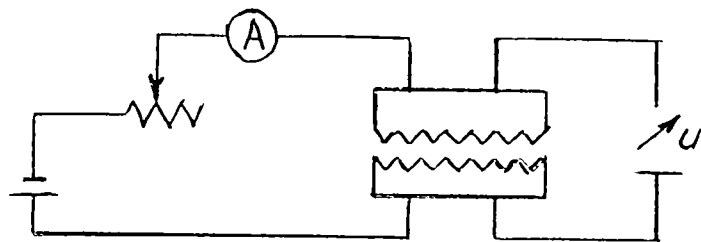


fig.10.4

În cazul existenței unei etalonări care depinde de felul sursei utilizate, precum și de natura materialelor metalice în contact, este foarte ușor să se ridice o curbă de distribuție a presiunilor.

Pentru sania longitudinală a structurii noi, s-a studiat posibilitatea introducerii unor electrozi care să reprezinte puncte de măsurare diferite, așa cum rezultă din figura 10.5:

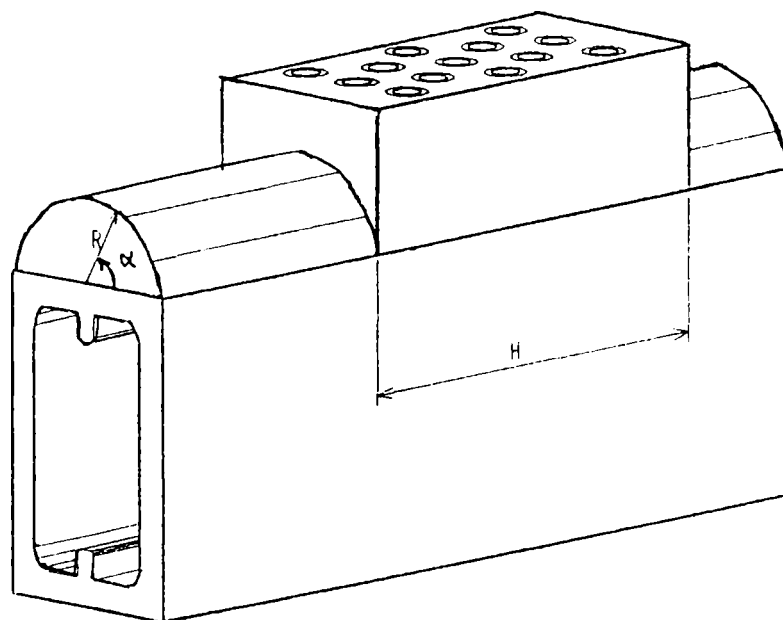


fig.10.5

Schema de amplasare a electrozilor este prezentată în figurile 10.6 și 10.7 electrozii fiind dispuși atât longitudinal cât și transversal. Pentru acuratețea măsurărilor, este necesar ca suprafața de contact a fiecărui electrod cu batiul să fie aceeași și din acest motiv, diametrele electrozilor din secțiunea transversală sunt diferite ele fiind astfel calculate încît suprafețele de contact să aibă arii egale.

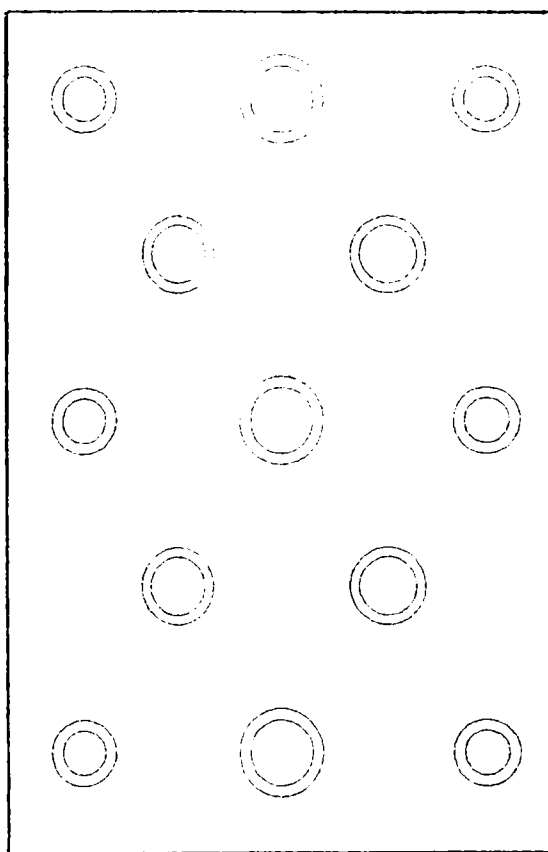


fig.10.6

dispunerea electrozilor de măsură a presiunii pe sania longitudinală-  
vedere de sus

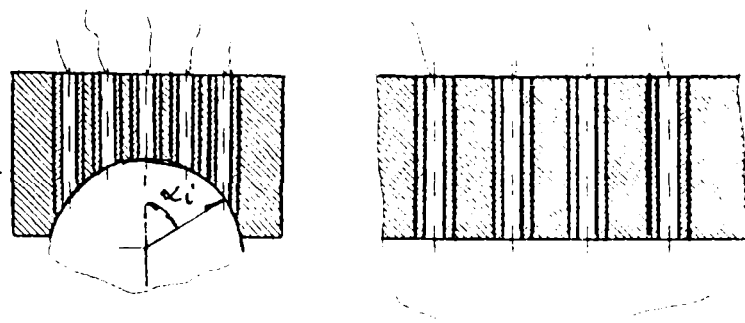


fig.10.7

dispunerea electrozilor de măsură a presiunii în secțiune transversală-stînga și longitudinală-dreapta

Pentru a menține ariile secțiunilor de contact egale indiferent de unghiul de amplasare al electrodului de măsură a presiunii se vor calcula diametrele necesare pentru fiecare electrod în parte considerînd că diametru electrodului situat pe axa de simetrie este de 10 mm:

$$\Phi_{\alpha_i} = \sqrt{10^2 \sin \alpha_i}$$

$$\Phi_{15^\circ} = \sqrt{100 \sin 15^\circ} = 7 \text{ mm}$$

$$\Phi_{45^\circ} = \sqrt{100 \sin 45^\circ} \cong 8,1 \text{ mm}$$

$$\Phi_{60^\circ} = \sqrt{100 \sin 60^\circ} \cong 9 \text{ mm}$$

A doua problemă ridicată de acest experiment a fost alegerea materialelor utilizate. Cel mai convenabil ar fi fost să se utilizeze un material metalic pentru batiu, un material nemetalic izolant pentru corpul saniei și electrozi metalici pentru măsurarea rezistenței de contact. Utilizarea unui material izolant pentru corpul saniei are dezavantajul că modifică considerabil rigiditatea acesteia, influențând deci precizia măsurărilor.

---

Din acest motiv s-a recurs la o soluție mai complicată și costisitoare. Astfel a fost utilizat batiu metalic și sanie metalică, electrozii fiind tot metalici, însă suprafața cilindrică a acestora a fost nichelată, iar apoi stratul superficial de nichel a fost oxidat, cunoscut fiind faptul că rezistența de contact în acest caz crește foarte mult, putând fi considerat aproape un strat izolator. Electrozii astfel pregătiți au fost introduși prin fretare în corpul saniei după care prelucrarea finală a suprafeței de contact a saniei cu batiul s-a făcut cu electrozii în stare asamblată.

Pentru etalonarea instalației s-a folosit un electrod cilindric fretat într-o placă plană, cunoscut fiind faptul că distribuția presiunilor în acest caz este uniformă. Pentru o forță de încărcare cunoscută, cunoscând suprafața de contact, a putu fi calculată presiunea, uniform distribuită pe placă, citindu-se în același timp căderea de tensiune pe electrod.

În continuare au fost efectuate încercările pe modelul ghidajului semicircular, rezultatele apropiindu-se cel mai mult de forma de distribuție cosinusoidală, lucru demonstrat anterior din punct de vedere teoretic.

Prelucrarea grafică a datelor obținute ne indică o distribuție de presiune la contactul suprafețelor conjugate ale ghidajului semicircular, conform celei prezentate în figura 10.8:

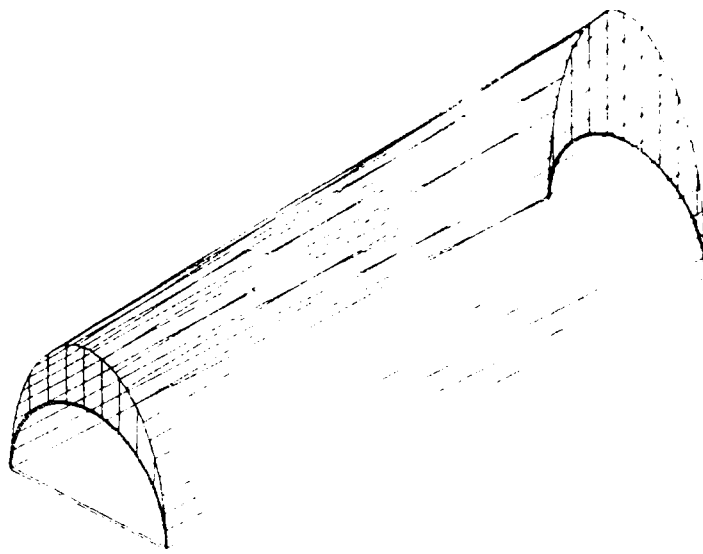


fig.10.8

Un alt mod de a obține o imagine a mărimii presiunilor de contact se bazează pe observația că, deplasând relativ între ele două suprafețe cu rugozitate cunoscută, rugozitatea scade mai accelerat în zonele unde presiunea este mai mare.

Pe baza acestei observații a fost confecționată o sanie longitudinală-model din fontă, care a fost suprapusă pe ghidajul din oțel călit al batiului. A fost măsurată rugozitatea inițială de  $6,3 \mu\text{m}$  a saniei din fontă, iar în urma efectuării a 10.000 curse duble, cu o presiune dată de o greutate de 15 kg, s-a putut constata o scădere a rugozității până la  $1,6 \mu\text{m}$  pe zona centrală, rugozitatea crescând treptat până la valoarea inițială pe zonele laterale extreme.

Acest ultim procedeu nu poate oferi însă decât o imagine calitativă a fenomenului, deși etalonarea este posibilă, măsurarea rugozității doar cu rugozimetrul fără a măsura proba, generând erori inacceptabile.

---

## 11. PROGRAM DE CALCUL

Structura nouă propusă a fost considerată avantajoasă datorită faptului că în majoritatea timpului în care se desfășoară prelucrarea rezultanta forțelor din procesul de așchiere are aceeași direcție cu axa de simetrie a batiului și deci acesta va fi solicitat la încovoiere pură, cazul cel mai favorabil de solicitare a structurii.

În practică însă, datorită variației limitate a parametrilor teoretici considerați direcția rezultantei va trece foarte aproape de centru ghidajului semicircular și structura ar fi în acest caz solicitată și la torsiune caz defavorabil datorită mărimii mari a deformației.

În cazul în care strungul construit pe structura nouă este dotat cu un sistem de compensare a deformațiilor, compensare realizată prin rotirea saniei pe ghidajul semicircular și generată de microdeplasări ale ghidajului superior de închidere este posibilă corectarea unghiului rezultantei, în acest scop fiind creat programul de calcul următor, program care pornind de la datele cunoscute ale procesului de așchiere calculează atât valoarea tuturor reacțiunilor din proces cât și unghiul optim de înclinare a structurii astfel încât aceasta să fie solicitată doar la încovoiere pură.

Rezultatele obținute cu acest program pot constitui date de intrare pentru calculatorul mașinii unelte în calculul corecției dimensionale totale astfel încât piesa rezultată în urma prelucrării să aibă precizie maximă.



---

```
CLS
PRINT "CALCULUL SISTEMELOR DE GHIDARE PENTRU STRUNGUL
CU STRUCTURA NOUA"
PRINT "DEFINITI FORTA AXIALA F1 IN DaN"
INPUT F1
PRINT "DEFINITI FORTA TANGENTIALA F2 IN DaN"
INPUT F2
PRINT "DEFINITI FORTA NORMALA F3 IN DaN"
INPUT F3
PRINT "DEFINITI GREUTATEA G A CARUCIORULUI IN DaN"
INPUT G
PRINT "DEFINITI COEFICIENTUL DE FRECARA F"
INPUT F
PRINT "DEFINITI PRESIUNEA MAXIMA ADMISIBILA A GHIDAJULUI P5
IN DaN/mm2"
INPUT P5
PRINT "DEFINITI RAZA GHIDAJULUI R IN mm"
INPUT R
PRINT "DEFINITI LUNGIMEA CARUCIORULUI H IN mm"
INPUT H
PRINT "DEFINITI ABSCISA GREUTATII X2 IN mmm"
INPUT X2
PRINT "DEFINITI ORDONATA GREUTATII Y2 IN mm"
INPUT Y2
PRINT "DEFINITI ORDONATA FORTEI DE TRAGERE Y9 IN mm"
INPUT Y9
PRINT "DEFINITI COTA FORTEI DE TRAGERE Z9 IN mm"
INPUT Z9
PRINT "DEFINITI ABSCISA FORTEI NORMALE X5 IN mm"
INPUT X5
PRINT "DEFINITI COTA FORTEI NORMALE Z5 IN mm"
INPUT Z5
PRINT "DEFINITI ABSCISA FORTEI TANGENTIALE X6 IN mm"
INPUT X6
PRINT "DEFINITI ORDONATA FORTEI TANGENTIALE Y6 IN mm"
INPUT Y6
PRINT "DEFINITI ORDONATA FORTEI AXIALE Y7 IN mm"
INPUT Y7
PRINT "DEFINITI COTA FORTEI AXIALE Z7 IN mm"
INPUT Z7
PRINT "DEFINITI ORDONATA FORTEI DE FRECARA Y8 IN mm"
INPUT Y8
PRINT "DEFINITI COTA FORTEI DE FRECARA Z8 IN mm"
```

```

INPUT Z8
PRINT "DEFINITI ABSCISA REACTIUNII R3,X3 IN mm"
INPUT X3
PRINT "DEFINITI COTA REACTIUNII R3,Z3 IN mm"
INPUT Z3
PRINT "DEFINITI ABSCISA REACTIUNII R4,X4 IN mm"
INPUT X4
PRINT "DEFINITI COTA REACTIUNII R4,Z4 IN mm"
INPUT Z4
INPUT W1
PRINT "VA ROG AVETI PUTINA RABDARE"
FOR J = 1 TO 3000
  A = 1 / 11111
  S = TAN(A)
  PRINT "A = ", A
  L = S * (F1 * Z9 + F2 * X6 - G * X2 - F1 * Z7 - F * ((S ^ 2 + 1) * ((F2 * G)
^ 2)) ^ .5)
  M = F * (((S ^ 2 + 1) * ((F2 + G) ^ 2)) ^ .5) * (Y8 - Y9) - F1 * (Y9 - Y7) +
F3 * (X5 - X3) + F2 * X3 - G * X3
  E = ((Z3 + Z4) / (X3 + X4)) * (L + M) + F2 * (Y6 - Z3) + F3 * (Z3 - Z5) - G
* (Y2 + Z3)
  Q1 = E ^ 2 - (R ^ 2) * (S ^ 2) * ((F2 + G) ^ 2)
  N = (4 * (E ^ 2) * ((F2 + G) ^ 2) - 4 * (S ^ 2) * ((F2 + G) ^ 2) + (F2 + G) *
Q1) ^ .5
  Y1 = (-2 * E * (F2 + G) - N) / (2 * (S ^ 2) * ((F2 + G) ^ 2) + F2 + G)
  Z1 = (R ^ 2 - Y1 ^ 2) ^ .5
  S1 = Y1 / Z1
  S2 = ATN(S1)
  IF ABS(A - S2) >= (9.696 - E - 5) THEN PRINT "VALOAREA IN RAD A
UNGHIULUI A =", A
NEXT J
A1 = 180 * A / 3.141592
PRINT "SAU EXPRIMATA IN GRADE A=", A1
R1 = S * (F2 + G)
R2 = (F2 + G)
Q = F1 + F * (R1 ^ 2 + (F2 + G) ^ 2) ^ .5
X1 = (F1 * Z9 + F2 * X6 - G * X2 - F1 * Z7 - F * (R1 ^ 2 + (F2 + G) ^ 2) ^
.5) / (F2 + G)
P = R1 * (F1 * Z9 + F2 * X6 - G * X2 - F1 * Z7 - F * (R1 ^ 2 + (F2 + G) ^
2) ^ .5) / (F2 + G)
M2 = P + F * (R1 ^ 2 + (F2 + G) ^ 2) ^ .5 - F1 * (Y9 - Y7)
R4 = (M2 + F3 * (X3 - X5) + F2 * X3 + G * X3) / (X3 + X4)
R3 = F3 - F2 - G - R4

```

```

L1 = 60 + X1 - H / 2
IF L1 = 0 THEN
    PRINT "DISTRIBUTIA PRESIUNILOR ESTE DREPTUNGHIULARA"
    IF (L1 / H - .1666666#) < 0 THEN
        PRINT "DISTRIBUTIA PRESIUNILOR ESTE TRAPEZOIDALA"
    PRINT "DISTRIBUTIA PRESIUNILOR ESTE TRIUNGHIULARA
INCOMPLETA"
    END IF
END IF
PRINT "FORTA DE TRAGERE Q=", Q
PRINT "REACTIUNEA R1=", R1
PRINT "REACTIUNEA R2=", R2
PRINT "ABSCISA REACTIUNII X1=", X1
PRINT "ORDONATA REACTIUNII R2,Y1=", Y1
PRINT "COTA REACTIUNII R1,Z1=", Z1
PRINT "REACTIUNEA R3=", R3
PRINT "REACTIUNEA R4=", R4
INPUT W4
F9 = (R1 ^ 2 + R2 ^ 2) ^ .5
B1 = F9 / H * (1 - 6 * L1 / H)
B2 = F9 / H * (1 + 6 * L1 / H)
Q9 = 1 / R
P8 = B1 / (2 * R)
P9 = B2 / (2 * R)
PRINT "REACTIUNEA REZULTANTA A GHIDAJULUI INFERIOR IN DaN
ESTE R_tot=", F9
PRINT "PRESIUNEA MINIMA IN LUNGUL GHIDAJULUI EXPRIMATA IN
DaN/mm2 ESTE P_min=", P8
PRINT "PRESIUNEA MAXIMA IN LUNGUL GHIDAJULUI EXPRIMATA IN
DaN/mm2 ESTE P_max=", P9
IF P9 > P5 THEN
    PRINT "PRESIUNEA PE GHIDAJ DEPASESTE LIMITELE ADMISE"
    PRINT "PRESIUNEA PE GHIDAJ SE INCADREAZA IN LIMITELE
ADMISE"
END IF
INPUT W3
LINE (80, 20)-(80, (P8 * 3000 + 20))
LINE (20, (P9 * 3000 + 20))-(20, 20)
PRINT "P_max=", P9, "DaN/mm2"
PRINT "P_min=", P8, "DaN/mm2"
END

```

---

## 12.CONCLUZII

Importanța structurilor în bilanțul general de precizie pe mașinile unelte este bine cunoscută însă pînă în prezent nu au fost create structuri care să “răspundă” solicitărilor la care sunt supuse ,putînd oferi o mărime compensatorie care să genereze o precizie maximă a piesei prelucrate.

Lucrarea conține un studiu comparativ a două structuri ale unor modele de strunguri considerate de referință precum și un studiu aprofundat asupra unei structuri noi propuse ca o eventuală alternativă.

În studiul structurilor de strunguri au fost luate în considerare două modele aflate în fabricație și a fost propusă și o structură de tip nou.

Modelele care au fost alese pentru analiză fac parte din producția curentă a SC ARIS SA, parte a cercetărilor fiind cuprinse în două contracte de cercetare încheiate între firma producătoare și autor ,aceste modele referindu-se la strungurile normale, prin modelul SN 400.3-500.3 ,model din generația anilor 90-91 și la strungurile cu batiu înclinat unde referința a constituit-o modelul SP 250 CNC.

Este de menționat faptul că ambele modele sunt modele de vîrf ale clasei pe care o reprezintă ,autorul fiind implicat în diverse variante constructive în special pentru cutiile de viteză ale celor două strunguri, precum și într-un studiu comparativ de rigiditate statică a batiurilor de strung normal ,studiu realizat prin metoda elementului finit și verificat experimental la SC ARIS SA.

---

Pentru cele două modele de referință au fost realizate calcule ale încărcărilor pornind atât de la parametrii regimului de așchiere cât și de la puterea motorului electric care acționează fiecare mașină în parte. Rezultatele calculelor, în varianta lor cea mai dezavantajoasă au fost distribuite pe structuri, modelate în prealabil cu ajutorul calculatorului prin metoda elementului finit.

La efectuarea calculelor au fost luate în considerare mai multe variante de prindere a piesei pe mașina unealtă, în cazul fiecărei variante fiind studiate mai multe poziții de prelucrare. Rezultatul fiecărui caz și subcaz este materializat, în afara tabelului deformațiilor, prin grafice precum și prin imaginea structurii deformate suprapusă peste structura nedeformată la o anumită scară în scopul de a oferi și o imagine calitativă a fenomenului.

În urma rezultatelor obținute și a analizei structurilor au fost luate măsuri care vizează creșterea rigidității acestor două structuri concomitent cu scăderea greutateii, calculele efectuate în urma efectuării modificărilor fiind relevante.

În intenția de a oferi o soluție pentru mașinile de generație nouă caracterizate în special prin creșterea puterii instalate, este propusă structura de tip nou cu ghidaj inferior semicircular și ghidaj superior plan de închidere, structură considerată superioară datorită avantajelor pe care le oferă cum ar fi spațiul mic ocupat, evacuarea ușoară a așchiilor, execuția relativ simplă iar ca avantaj principal solicitarea optimă a structurii și nu în ultimul rând posibilitatea de a determina deformația structurii prin metode clasice de calcul. Deși la prima vedere acest fapt nu poate părea semnificativ dată fiind existența unor metode de calcul destul de exacte utilizabile în aproape toate cazurile cum ar fi de exemplu metoda elementului finit, posibilitatea de a determina deformațiile structurii noi prin calcule clasice relativ simple este

---

deosebit de importantă întrucît este singura variantă în care cu ajutorul calculatorului electronic , odată stabilită prin calcul formula deformației ,se poate obține în timp real și util mărimea deformației în secțiunea sculei așchietoare sau, utilizînd derivarea semnalului unui traductor de forță, se poate chiar anticipa evoluția deformației, acesta fiind un prim pas spre structura activă.

De asemenea este propusă o structură nouă ca alternativă în cazurile strungurilor de precizie dotate cu comandă numerică asistată de calculator și cu un sistem de cîopiere.

În scopul contracarării tendinței de creștere a deformațiilor ca urmare a intensificării procesului de așchiere în opinia autorului sunt necesare nu structuri din ce în ce mai mari și mai rigide, care automat înseamnă creșteri de gabarite ,consumuri și costuri , ci o structură suplă, fără vibrații, care să nu fie nedeformabilă ci să se deformeze în limitele elasticului însă după o lege de deformație previzibilă, avînd astfel posibilitatea ca, folosind calculatorul electronic să anticipăm deformația, lucru deosebit de important întrucît deformația odată anticipată în cazul unei mașini unelte cu comandă numerică este relativ simplu de a calcula și a transmite verigilor executante corecții în timp util astfel încît piesa prelucrată să capete o precizie maximă.

Pentru structura nouă au fost stabilite metode de calcul în scopul obținerii rapide a valorii deformației utilizînd relații clasice de calcul.

Au fost făcute studii asupra repartiției sarcinilor pe structură , asupra distribuției presiunilor ,calculele fiind făcute prin metode clasice, prin metode personale însoțite de demonstrații iar pentru verificare calculele au fost realizate prin metoda elementului finit.

Structura nouă a fost analizată și din punct de vedere al tehnologicității fiind făcute aprecieri ale preciziei de prelucrare și a ușurinței execuției.

---

Întrucît structura nouă este concepută să funcționeze pe o mașină uneltă modernă cu putere instalată mare avînd comandă adaptivă și sistem de copiere , lucrarea conține și cîteva aprecieri asupra sistemului de comandă necesar precum și funcționarea integrată a acestuia cu sistemul de compensare a deformațiilor.

Partea de studii experimentale conține fundamentarea experimentelor din punct de vedere teoretic ,rezultatele încercărilor, reprezentarea grafică a acestora precum și interpretarea rezultatelor.Au fost facute încercări experimentale atît asupra structurii noi cît și asupra structurilor modelelor de comparație.Modelele de comparație au fost supuse deformațiilor iar structura noua a fost verificată experimental atît la deformație cît și asupra justetei rezultatelor obținute în calculul distribuției solicitărilor, respectiv a presiunilor.

Pentru a determina în mod rapid unghiul optim de înclinare al structurii noi față de planul vertical a fost elaborat un program de calcul.

În întreaga lucrare se manifestă intenția de a găsi soluții optime care să conducă la structuri cît mai performante,în acest scop lucrarea conținînd raționamente teoretice originale probate mai apoi prin experimente,unele inedite.

## BIBLIOGRAFIE

- A1 Aelenei, M.Gheglea Probleme de mașini-unelte și de așchiere , Editura Tehnică, București ,1985
- A2 Albu A. șa. , Programarea asistată de calculator a mașinilor unelte , Editura Tehnică , București ,1980
- A3 Arhip M. ,Botu A. , Sisteme de comandă adaptivă la mașinile unelte,Editura Tehnică ,București , 1975
- B1 Boangiu G. , Mașini unelte și agregate, Editura Didactică și Pedagogică , București 1978
- B2 Buzdugan G. , Rezistența materialelor , Editura Tehnică București , 1980
- B3 Botez E.,Mașini unelte.Bazele teoretice ale proiectării, Editura Tehnică, București, 1977
- C1 Călin S. Reglarea numerică a proceselor tehnologice , Editura Tehnică București,1984
- C2 Călin S. , Sisteme automate numerice,Editura Științifică și Enciclopedică București 1984
- C3 Chiricescu S.,Stabilitatea în dinamica așchierii metalelor, Editura Academiei , București , 1984
- C4 Chișiu A.,Matesian D.,Organe de mașini ,Editura Didactică și Pedagogică, București 1981
- C5 Ciocîrdia C.,Ungureanu I.,Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București ,1979
- D1 Dodon E.,Mașini-unelte și agregate ,Lito IPT 1988
- D2 Dodon E.,Baștiurea Gh.,Comanda numerică a mașinilor unelte , Editura Tehnică , București 1976
- D3 Drăghici G.,Tehnologia construcțiilor de mașini,Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984



- D4 Dreucean A.,șă Îndrumător pentru lucrări de laborator la BAGS și MUCD Lito UP Timișoara 1995
- D5 Dreucean A., șă, mașini unelte și control dimensional Lito UP Timișoara , 1984
- I1 Ivan M.,șă, Mașini unelte și control dimensional,Editura Didactică și Pedagogică ,București 1981
- L1 Lungu I., Studiul conducerii automate a regimurilor de lucru la superfinisare, Teză de Doctorat, UP Timișoara 1976
- L2 Lăzarescu I.D.,Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor, Editura Didactică și Pedagogică, București ,1964
- M1 Micșă I., șă, Tehnologia construcției de mașini UP Timișoara 1988
- N1 Nanu A. șă manualul inginerului mecanic TCM , Editura Tehnică,București ,1974
- P1 Picoș C.,șă Calculul adaosului de prelucrare și al regimului de așchiere, Editura Tehnică , București , 1979
- P2 Picoș C.,șă,Normarea tehnică pentru prelucrări prin așchiere, Editura Tehnică ,București, 1979
- P3 Popescu I.,Optimizarea procesului de așchiere, Editura Scrisul Românesc, Craiova, 1987
- R1 Rijov Z.,V., \*\*\*\*\* Mașgiz,Moscova 1962
- S1 Sima V.,Varga A.,Practica optimizării asistate de calculator, Editura Tehnică, București, 1985
- U1 Urdea V., Mașini unelte și agregate ,Lito UP Timișoara ,1993
- U2 Urdea V.,Exploatarea mașinilor unelte ,Lito IP Timișoara 1979
- V1 Vlase A.,șă,Regimuri de așchiere,adaosuri de prelucrare și norme tehnice de timp , Editura Tehnică ,București 1985
- W1 Wada R.,Adaptive control in grinding ,JSPE 1977
- \*1 STAS 6599/3,4-1989,Cinematica așchierii,forțe, energii ,puteri
- \*2 SN 400.3-500.3 documentație de execuție
- \*3 SP 250 CNC documentație de execuție

- 
- \*4 Program SAP 05 manual de utilizare
  - \*5 Programul ALGOR manual de utilizare