

UNIVERSITATEA TEHNICĂ TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

596.264
219 D

01

ING. FAUR NICOLAE

CERCETĂRI PRIVIND REDUCEREA
REZISTENȚEI DE LUCRU A SOLULUI PRIN
UTILIZAREA EFECTELOR VIBRATORII

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific
Prof. em. dr. doc. ing. Gheorghe Silos
membru corespondent al Academiei Române

1000 lei

1994

INTRODUCERE

I. Aspecte generale

În domenii cum sunt agricultura, mineritul și construcțiile, o pondere deosebit de mare din volumul total al lucrărilor efectuate, îl reprezintă lucrările de dislocare, mărunțire și prelucrare a pământurilor. Aceste lucrări în momentul actual nu pot fi concepute fără utilizarea unor mașini cu un grad înalt de complexitate, care să asigure o mecanizare integrală. Diversitatea acestor mașini este deosebit de mare, în funcție de domeniul și scopul în care sunt folosite. Se desprinde totuși o caracteristică comună a acestora și anume, toate sunt mari consumatoare de energie, ceea ce conduce în mod implicit la o productivitate scăzută în general și în final, la un preț de cost ridicat al lucrărilor efectuate.

Pe parcursul timpului s-au evidențiat două direcții în evoluția acestor mașini, care urmăreau același scop de reducerea cheltuielilor de producție. Aceste direcții sunt:

a) Realizarea unor mașini de dimensiuni mari, la care reducerea cheltuielilor de producție se realizează în principal prin creșterea productivității muncii. Această direcție de cercetare are un caracter limitativ din cauza cerințelor de surse energetice de mare capacitate și altor restricții. De exemplu, condiții restrictive impuse sunt gabaritul în mineritul la subteran și tasarea terenului în agricultură.

b) Îmbunătățirea mașinilor existente sau conceperea unor mașini care utilizează în procesul tehnologic de lucru principii noi, care urmăresc micșorarea consumului energetic și creșterea randamentului.

Preocupările care vizează ultima direcție de cercetare sunt foarte diverse și cuprind o serie de procedee și mijloace din care amintim: realizarea unor geometrii perfecționate pentru sculele existente, utilizarea în procesul tehnologic de lucru al undelor ultrasonice [B9], [B10], [B11] sau vibrațiilor mecanice [A1], [A2], [B13], [B16], [B25], [S24], electroosmoza (lubrefierea aerului) [M1], precum și procedee combinate.

Pornind de la observația că în timpul aratului trecerea peste obstacole se face mult mai ușor când plugul este scutu-

rat, se poate trage concluzia că de fapt utilizarea vibrațiilor forțate, în procesul tehnologic de prelucrare a solului s-a făcut în mod spontan încă din cele mai vechi timpuri. Utilizarea însă pe scară largă a vibrațiilor în procesul tehnologic de prelucrare al pământurilor s-a făcut după anul 1950 și a debutat în domeniul construcțiilor civile [V3]. Printre primele studii din acest domeniu le-a făcut Tschebatarioff (1946, 1947), care în lucrările [T7], [T8], a pus în evidență modificarea proprietăților fizice ale solului în cazul utilizării vibrațiilor forțate.

Utilizarea vibrațiilor în procesul tehnologic de lucru în scopul reducerii energiei consumate, creșterea productivității și îmbunătățirea calității lucrărilor efectuate, a cunoscut o dezvoltare în aproape toate domeniile.

În evoluția dezvoltării construcției de mașini vibratoare se disting următoarele trei etape:

1) Prima etapă a fost caracterizată prin faptul că eficiența acestor mașini era obținută prin creșterea gabaritului, a greutății mașinii și a generatorului de vibrații și deci și a puterii consumate.

2) Etapa a doua a fost caracterizată prin construcția unor mașini care lucrează în regim de rezonanță sau aproape de rezonanță, având ca rezultat reducerea dimensiunilor și a puterii consumate. Aceste rezultate au fost obținute prin aplicarea teoriei vibrațiilor liniare.

3) Etapa actuală se caracterizează prin obținerea unor performanțe superioare, cu un consum minim de energie la un preț de cost redus al mașinii. Aceste rezultate au fost posibile prin luarea în considerație a caracterului neliniar pentru procesul de lucru (neliniaritatea forțelor de frecare și a elementelor elastice) precum și realizarea de sincronizări și autosincronizări pentru generatoarele de vibrații.

Utilizarea efectelor vibratoriei în procesul tehnologic de prelucrare a pământurilor este în strictă dependență de cercetările teoretice și experimentale obținute în domeniul dinamicii pământurilor, care de altfel reprezintă un domeniu nou de cercetare.

II. Cuprinsul comentat

În primul capitol al lucrării se prezintă un studiu bibliografic privind stadiul actual al cercetărilor întreprinse în

scepu reducerea rezistenței de lucru a solului, prin utilizarea vibrațiilor forțate. Se elaborează o sistematizare a rezultatelor teoretice și experimentale produse de efectele vibrațiilor asupra proprietăților mecanice ale pământurilor, cu referiri speciale asupra comportării solului în regim dinamic. De asemenea se prezintă un studiu sistematizat privind rezultatele teoretice și experimentale obținute pentru diferite categorii de mașini agricole care utilizează vibrațiile forțate în procesul de prelucrare a solului. Studiul cuprinde o sinteză pentru soluțiile constructive utilizate, însoțite de analiza critică a acestora. Întrucât fenomenul de reducerea rezistenței de lucru a solului în regim de lucru vibrator, este în strânsă dependență cu fenomenul de mărunțire și deplasare a solului, sunt analizate principalele cercetări legate de aceste fenomene. În ultima parte a capitolului I, sunt cuprinse concluziile care se desprind din analiza cercetărilor actuale privind utilizarea vibrațiilor forțate în procesul de prelucrare a solului.

Capitolul II al lucrării tratează aspecte teoretice ale studiului întreprins de autor, în scopul determinării influenței pe care o are utilizarea vibrațiilor forțate în reducerea rezistenței de lucru a solului, în cadrul procesului tehnologic de scarificare adâncă. Reducerea rezistenței de lucru a solului, respectiv a forței de tracțiune totale, pentru scarificarea adâncă, reprezintă o problemă importantă, având în vedere consumul energetic ridicat care se înregistrează la această lucrare.

Dupa ce se prezintă studiul vibrațiilor cuștitului inclinat pentru scarificatorul cu organe de lucru antrenate în regim armonic și concluziile care se desprind din acest studiu, se elaborează un model de calcul pentru studiul solicitărilor din solul aflat în interacțiune cu scula vibratoare. Se evidențiază caracterul neliniar al sistemului de ecuații diferențiale cu derivate parțiale, care modelează acest fenomen, precum și dificultățile legate de rezolvarea analitică exactă a acestui sistem. Se abordează rezolvarea aproximativă a problemei și se prezintă concluziile desprinse din acest studiu. Ținând cont de aceste concluzii se efectuează un studiu numeric al stării de tensiune și deformație din solul aflat în interacțiune cu scula de lucru, prin metoda elementului finit. Acest calcul s-a făcut atât în domeniul elastic cât și în domeniul elasto-plastic cu evoluția stării de

tensiune și deformație în timp, în funcție de mărimea solicitării. Calculele numerice efectuate au confirmat ipotezele adoptate la elaborarea modelului de calcul utilizat anterior și al observațiilor experimentale efectuate de alți autori.

Capitolul III abordează aspecte ale încercărilor experimentale efectuate de autor în condiții tehnologice reale, precum și rezultatele obținute în urma prelucrării datelor experimentale. Se evidențiază dificultățile în efectuarea încercărilor experimentale atât datorită complexității aparaturii folosite, a mobilității agregatului pe care se fac măsurătorile precum și datorită volumului mare de determinări, specifice fenomenelor care sunt influențate de o mare diversitate de factori. După prezentarea tipurilor de instalații și aparatură utilizate, din care o mare parte au fost proiectate și executate de autor (amintim în acest sens instalația hidraulică de acționare a generatorului de vibrații care permite reglajul frecvenței de lucru în regim continuu, sistemul de achiziții de date pentru măsurătorile tensometrice în regim dinamic, dispozitive de izolare antivibratorie, sistemul de măsurare al frecvenței de lucru pentru vibrația excitatoare, s.a), se prezintă metodologia de efectuare a încercărilor și modul de prelucrare al datelor experimentale.

Având în vedere volumul mare de date experimentale precum și dificultățile legate de prelucrarea lor, s-au folosit programe automate de calcul atât pentru achiziția de date precum și pentru prelucrarea acestora.

În finalul acestui capitol sunt prezentate principalele concluzii obținute pe cale experimentală privind reducerea rezistenței de lucru a solului în regim de lucru vibrator.

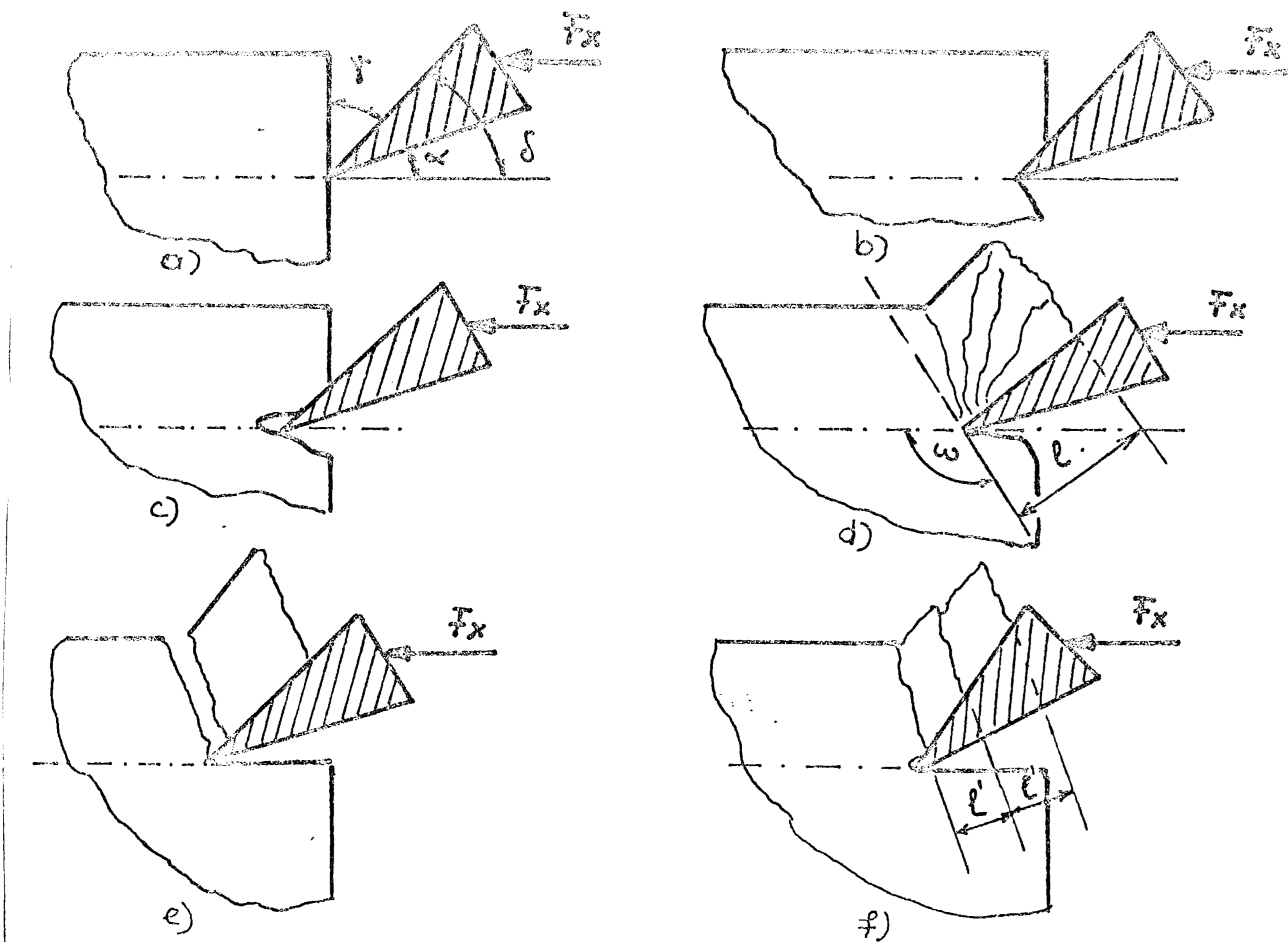
În ultimul capitol al lucrării sunt prezentate principalele contribuții ale autorului, utilizarea aplicativă a lor precum și perspectivele ulterioare de aplicare.

**Cap.1. STADIUL ACTUAL SI ANALIZA CRITICA A CERCETARILOR
IN DOMENIUL REDUCERII REZISTENTEI DE LUCRU IN
PROCESUL DE PRELUCRARE A SOLULUI UTILIZIND E-
FECTE VIBRATORII**

**1.1. Rezistenta de lucru a solului, Factorii care influ-
entează rezistenta de lucru a solului si relatii de
calcul utilizate.**

Prelucrarea solului prin unul din procedeele convenționa-
le, presupune existența unei scule sau dispozitiv de lucru, care
vine în contact nemijlocit cu solul ca mediu de lucru, pe care îl
taie, îl mărunțește și îl dislocă, în funcție de categoria lucrării
și cerințele de calitate impuse de tehnologia de lucru. Reducerea
consumului de energie la efectuarea acestor lucrări, presupune re-
ducerea rezistenței de înaintare a organului de lucru în sol.

Pentru a decela fazele din timpul procesului de lucru al
sculei în contactul cu solul, în lucrarea [C12] se prezintă ana-
logia cu fazele tăierii, deformării și deplasării solului sub ac-
țiunea unei pene înclinate.



**Fig.1.1.1. - Fazele deformării solului sub acțiunea
unei pene oblice.**

Aceste faze sunt reprezentate în figura 1.1.1. Din analiza acestui proces se pot desprinde următoarele etape: 1) atacarea materialului de către pana (a); 2) pătrunderea tăișului în material cu amersarea fenomenului de tăiere (b); 3) formarea unei fișuri în material în fața tăișului (c); 4) apariția deformațiilor plastice mari cu formarea brazdei și alunecarea ei după o direcție cvasiliniară, care formează cu direcția de înaintare unghiul α (d); 5) separarea brazdei și începerea formării brazdei următoare (e); 6) desprinderea celei de a doua brazde după un plan paralel cu primul (f).

Rezistența de înaintare a sculei de lucru depinde de o serie de factori care pot fi împărțiți în următoarele categorii, după cum urmează:

a) Factori care depind de geometria sculei de lucru. Dintre acești factori amintim dimensiunile, modul de așezare în raport cu direcția de deplasare, natura suprafeței de lucru, unghiul de ascuțire respectiv gradul de uzură.

b) Factori care depind de ansamblul proprietăților fizico-chimice ale solului, care îi conferă anumite însușiri mecanice. Solul ca mediu de lucru, în raport cu alte medii fizice, are numeroase trăsături specifice din care amintim complexitatea în ceea ce privește constituențele lui, modul de dispunere în spațiu și modul de asociere a acestora, precum și dinamica lor permanentă.

c) Factorii de exploatare, din care se evidențiază în mod deosebit viteza relativă a sculei în mediul de lucru, adâncimea de lucru, dimensiunile brazdei.

Tinând cont de fazele tăierii, deformării și deplasării solului în timpul procesului tehnologic de lucru, lucrul mecanic consumat se poate scrie sub forma relației (1.1.4):

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 \quad (1.1.4)$$

unde:

L_1 lucrul mecanic consumat pentru realizarea deformațiilor elastice ale solului, care se transformă în vibrații amortizate, fenomen însoțit de eliberare de căldură;

L_2 - lucrul mecanic consumat pentru realizarea deformațiilor plastice;

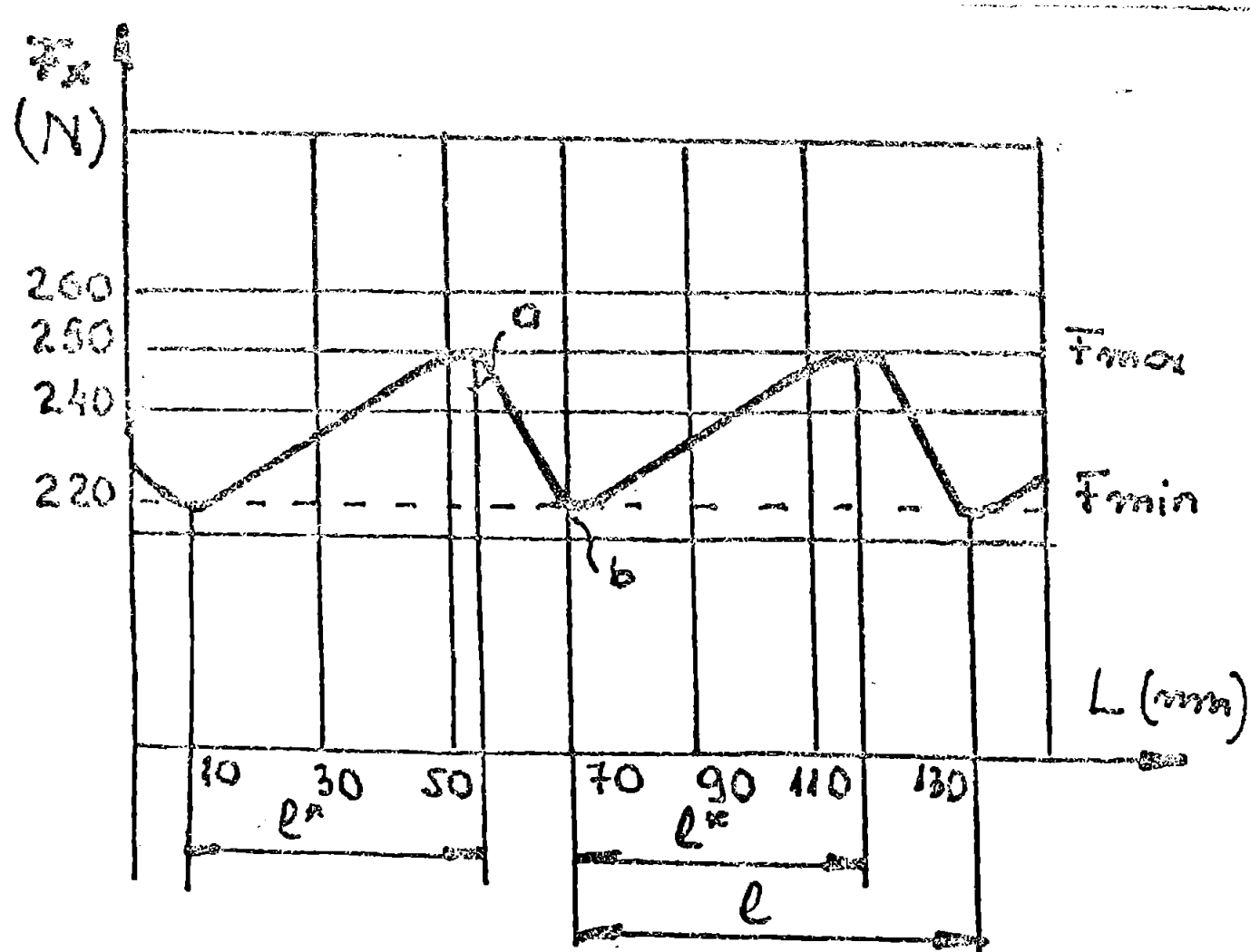
L_3 - lucrul mecanic consumat pentru realizarea suprafețelor de separație între două brazde succesive,

L_4 - lucrul mecanic consumat pentru învingerea frecărilor

dintre suprafețele de lucru ale organelor active cu porțiunile prelucrate și neprelucrate ale solului.

L_5 - lucrul mecanic consumat pentru deplasarea masei solului în timpul procesului tehnologic de lucru.

Inregistrarea forțelor de rezistență concomitent cu filmarea printr-un perete transparent a procesului de prelucrarea solului, pun în evidență creșterea continuă a forței de rezistență, până când starea de tensiune limită a materialului se răspândește în tot volumul stratului, situat între fața anterioară a penei și suprafața superioară a sa. Apare apoi suprafața de separație între două brazde succesive, moment în care, conform figuri 1.1.2., forța de rezistență se micșorează până la valoarea



a - începutul forfecării
b - sfîrsitul forfecării

minima F_{min} , ceea ce corespunde desprinderii brazdei de material și reluarea procesului de comprimare [S24]. În felul acesta procesul de lucru efectuat de pana oblică se poate considera ca un fenomen periodic, caracterizat de lungimea " l " a porțiunii desprinse.

Forța de rezistență la prelucrarea materialului variază între valorile F_{max} și F_{min} (figura 1.1.2.) și poate fi scrisă sub forma relației (1.1.1) :

Fig.1.1.2.- Variația forței de rezistență F_x în funcție de deplasarea " l " a penei.

$$F_x = F_{min} + A \sin \frac{\pi}{T_0} t \quad (1.1.1.)$$

unde:

A amplitudinea oscilației mărimii forței de tăiere;

T_0 - perioada oscilației.

Intrucât pentru $t = 0$ și $t = T_0$ avem $F_x = F_{min}$, iar pentru $t = T_0/2$ avem $F_x = F_{max}$, valoarea medie a forței de tăiere poate fi exprimată de relația (1.1.2.)

$$F_{xmediu} = F_{min} + \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} (A \sin \frac{\pi}{T_0} t) dt = F_{min} + 2 \frac{A}{\pi} \quad (1.1.2.)$$

Prin dezvoltarea în serie Fourier și luând în considerare un singur termen al dezvoltării, rezultă expresia (1.1.3.):

$$F_x = F_{x \text{ mediu}} - \frac{4A}{3\tilde{\gamma}} \cos \frac{2\tilde{\gamma}}{T_0} t \quad (1.1.3.)$$

Rezultă conform relației (1.1.3.) că mărimea forței de tăiere are două componente:

- o valoare constantă $F_{x \text{ mediu}}$
- o valoare variabilă după o lege armonică, cu perioada T_0 și amplitudinea $A_0 = 4A/3\tilde{\gamma}$

d) Factori tehnologici. Din cadrul factorilor tehnologici se evidențiază utilizarea vibropercuțiilor în acțiunea exercitată asupra pământurilor și în mod deosebit la prelucrarea solului. Preocupările din acest domeniu sunt materializate în numeroase lucrări [A1], [A2], [B13], [B16], [B25], [D5], [D11], [E2], [E3], [E4], [F8], [G7], [G8], [H2], [H9], [K3], [K11], [K16], [L2], [L3], [L6], [N1], [M2], [M3], [O4], [O5], [O6], [P6], [R4], [S3], [S4], [S16], [S18], [S22], [S23], [S24], [T1], [T2], [V2]

După valorile rezistenței specifice la arat, solurile se clasifică convențional în mai multe categorii. În prezent în România se folosește o clasificare în șase categorii [C1], acestea putând fi grupate pentru unele scopuri, două câte două, în trei categorii. (tabelul 1.1.1.)

TABELUL 1.1.1.

categoria de soluri după MA-DGEMA	categoria de soluri după ICPA	rezistența specifică la arat N/mm^2 (R_{sp})
Usor	Foarte usor Usor	sub 0,036 0,036-0,045
Mijlociu	Mijlociu Mijlociu-greu	0,046-0,055 0,056-0,06
Greu	Greu Foarte greu	0,061-0,075 Peste 0,075

Rezistența specifică notată cu R_{sp} se calculează cu o relație de forma:

$$R_{sp} = \frac{F}{A} \quad (1.1.5.)$$

unde F_t este forța totală de tracțiune, iar A reprezintă aria secțiunii transversale a brazdei.

În momentul actual, nu există o relație bine definită cu ajutorul căreia să se exprime rezistența specifică la prelucrarea solului pentru toate categoriile de lucrări. De exemplu conform lucrării [C2] în cazul frezelor, rezistența specifică se calculează cu relația (1.1.6.):

$$R_{sp} = \frac{F_t}{V} \quad (1.1.6.)$$

iar în cazul grapelor de diferite tipuri, cultivatoarelor și mașinilor de semănat, cu relația (1.1.7.):

$$R_{sp} = \frac{F_t}{l} \quad (1.1.7.)$$

unde V reprezintă volumul de sol prelucrat, iar l reprezintă lățimea de lucru.

Relațiile (1.1.5), (1.1.6), (1.1.7), prezintă avantajul unui calcul rapid și comod, dar prezintă în același timp dezavantajul că nu țin cont de multitudinea factorilor care influențează rezistența de prelucrare a solului.

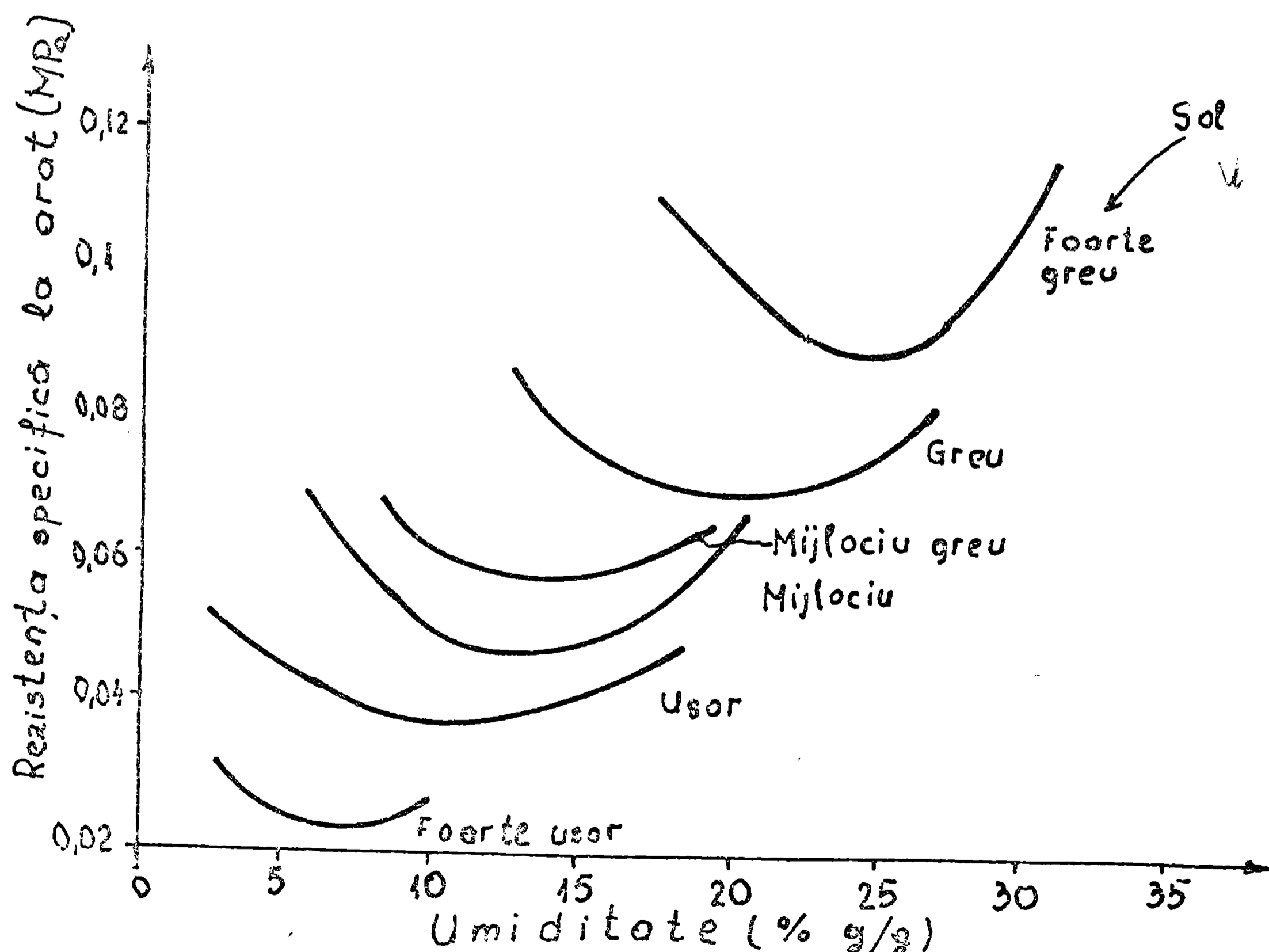


Fig.1.1.3 - Variația rezistenței specifice la arat în funcție de umiditate, în diferite categorii de soluri.

Cercetările experimentale prezentate în lucrarea [C1] pun în evidență variația parabolică a rezistenței specifice la arat (R_{sp}), în funcție de umiditatea solului, figura 1.1.3, cu evidențierea unui minim, corespunzător așa numitei umidități optime. Panta descendentă a acestei curbe este în concordanță cu variația adeziunii solului funcție de umiditate, iar panta ascendentă este în concordanță cu variația coeziunii solului în funcție de umiditate. Relația analitică care exprimă dependența rezistenței specifice la arat cu umiditatea, conform lucrării [B32] este dată de relația (1.1.8):

$$R_{sp} = A w^2 + B w + C \quad (1.1.8)$$

unde:

w este umiditatea solului (% g/g)

A, B, C - constante determinate experimental.

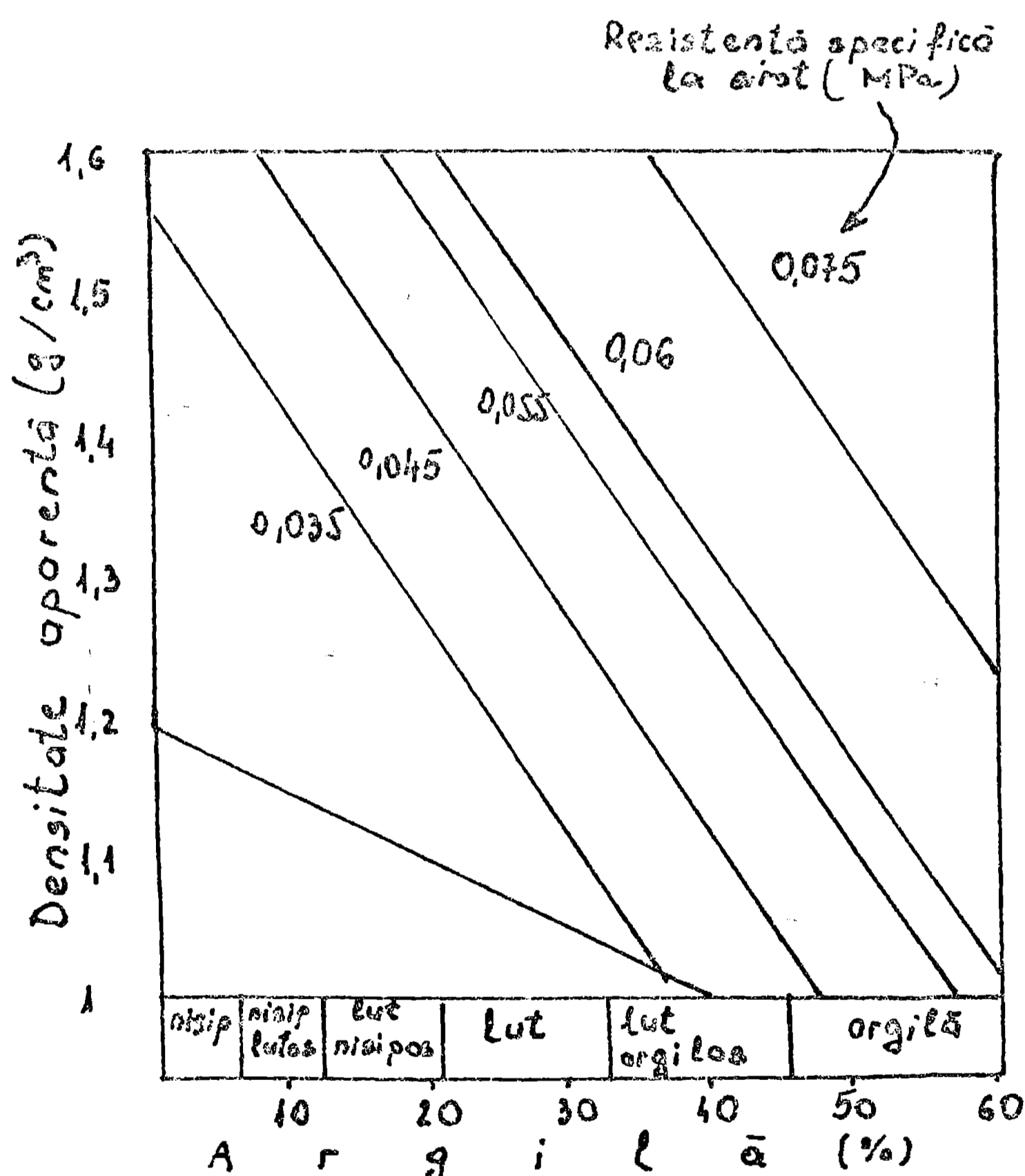


Fig.1.1.4 - Variația rezistenței specifice la arat în funcție de conținutul de argilă și densitatea aparentă.

Dintre proprietățile fizico-chimice cu influență mare asupra rezistenței specifice la arat, trebuie menționată textura și densitatea aparentă a solului. În lucrarea [C1] această dependență este exprimată de graficul din figura 1.1.4.

Privitor la celelalte însușiri ale solului, cum sunt alcătuirea mineralogică, felul cationilor schimbabili, conținutul de materie organică, nu există date certe obținute prin măsurători [B33] și [C1].

În lucrarea [C2] sunt prezentate rezultatele încercărilor experimentale care au pus în evidență influența vitezei de deplasare precum și dimensiunile brazdei asupra rezistenței specifice la arat.

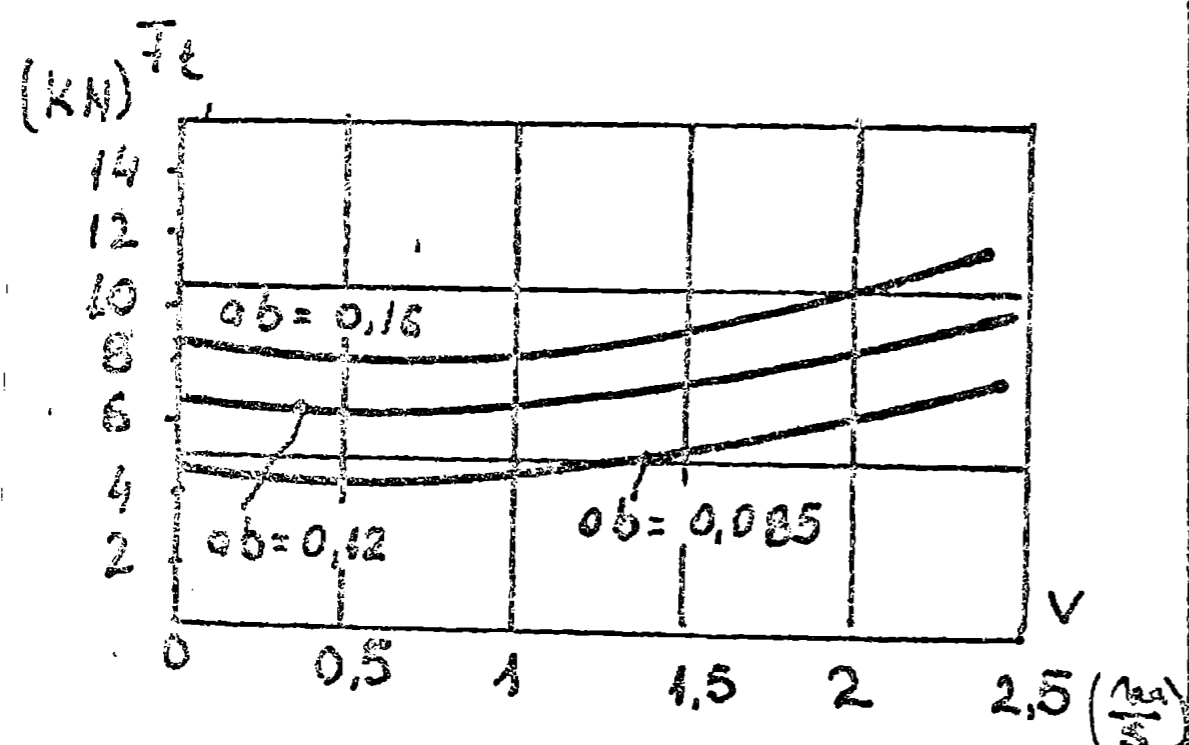


Fig.1.1.5 - Graficul variației rezistenței plugului în funcție de secțiunea brazdei ($A=ab$) și viteza de lucru.

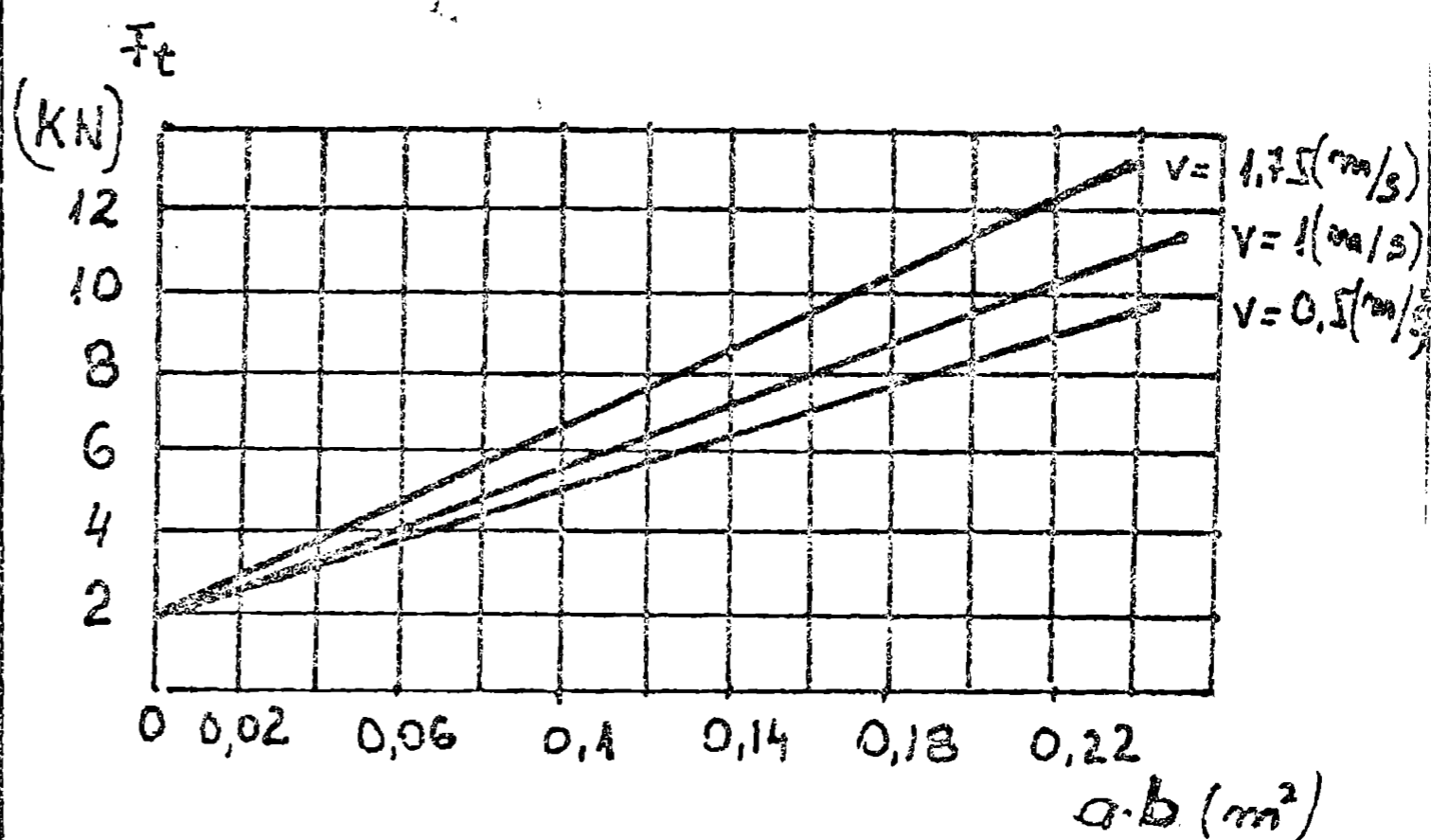


Fig.1.1.6 - Graficul variației rezistenței plugului în funcție de viteza de lucru.

Dependența dintre forța totală de tracțiune (F_t), viteza de lucru și dimensiunile brazdei, prezentată în figurile 1.1.5 și 1.1.6, poate fi exprimată conform lucrării [C2], printr-o relație analitică de forma:

$$F_t = G_p \cdot f_p + k \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot v^2 \quad (1.1.9)$$

unde:

G_p greutatea plugului

f_p - coeficient global de rezistență la înaintare, care ține cont de: frecarea dintre sol și suprafețele de lucru, rezistența la rostogolire a roților, vitezele la frecarea de alunecare din lagărele roților. Valoarea coeficientului f_p este cuprinsă între limitele $f = 0,25 \dots 0,5$ și se determină experimental.

k - rezistența la arat a solului exprimată în N/m^2 și însumând efectul de deformare, tăiere, dislocare și destrămare a solului.

a, b - reprezintă adâncimea, respectiv lățimea de lucru a plugului,

ε - un coeficient care depinde de forma suprafețelor de lucru și de proprietățile fizico-mecanice ale solului ($\varepsilon = 500 - 2000 N/m^3$),

v - viteza de deplasare a sculei în sol.

La înțelegerea semnificației fizice a termenilor din relația (1.1.9), trebuie avut în vedere variația permanentă a masei solului care se găsește în contact cu suprafețele de lucru. Forța de tracțiune care acționează asupra acestei mase variabile, se determină prin variația cantității de mișcare:

$$F_t = \frac{d(mv)}{dt} = m \frac{dv}{dt} + v \frac{dm}{dt} \quad (1.1.10)$$

Primul termen din relația (1.1.10) are semnificația forței de tracțiune necesară pentru imprimarea accelerației dv/dt masei constante m a plugului, iar cel de-al doilea termen reprezintă forța de tracțiune necesară pentru imprimarea unei viteze constante v , masei variabile de sol ce se deplasează pe suprafața de lucru în unitatea de timp.

Intrucât masa solului în contact cu suprafețele de lucru, în unitatea de timp are expresia:

$$\frac{dm}{dt} = f \cdot a \cdot b \cdot v \quad (1.1.11)$$

se poate scrie

$$v \frac{dm}{dt} = f \cdot a \cdot b \cdot v^2 \quad (1.1.12)$$

Din compararea relațiilor (1.1.9) și (1.1.10), ținând cont de expresia (1.1.12), rezultă:

$$m \frac{dv}{dt} = G_p \cdot f_p + k \cdot a \cdot b \quad (1.1.13)$$

Conform relației (1.1.13) primii doi termeni din relația (1.1.9) nu depind de viteza de înaintare, iar creșterea forței de tracțiune F_t a dată cu creșterea vitezei de lucru, este exprimată sintetic de ultimul termen al relației (1.1.9).

1.2. Efectele vibrațiilor asupra proprietăților mecanice ale solului.

Primele studii privind modificarea proprietăților mecanice ale solurilor în regim dinamic de solicitare, au fost făcute de inginerii constructori. În lucrarea [S17] Slade a pus în evidență modificarea proprietăților mecanice ale solului într-o zonă supusă la vibrații și a numit acest fenomen "o stare de energie înaltă", iar în lucrarea [W1] acest fenomen a fost denumit "o stare macrometrică a lichidului", sau "lichid dispersat în macroparticule". Studii similare sunt prezentate în lucrarea [G6], în care explicația este dată ca urmare a apariției fenomenului de tixotropie. Tixotropia se manifestă mai intens, în special la solurile argiloase, ca urmare a modificării coeziunii solului datorită schimbării, stării fizice a conținutului de apă din sol. Tixotropia este un fenomen reversibil și apare în urma unor solicitări mecanice, termice sau electrice, prin trecerea apei din stare legată în starea liberă.

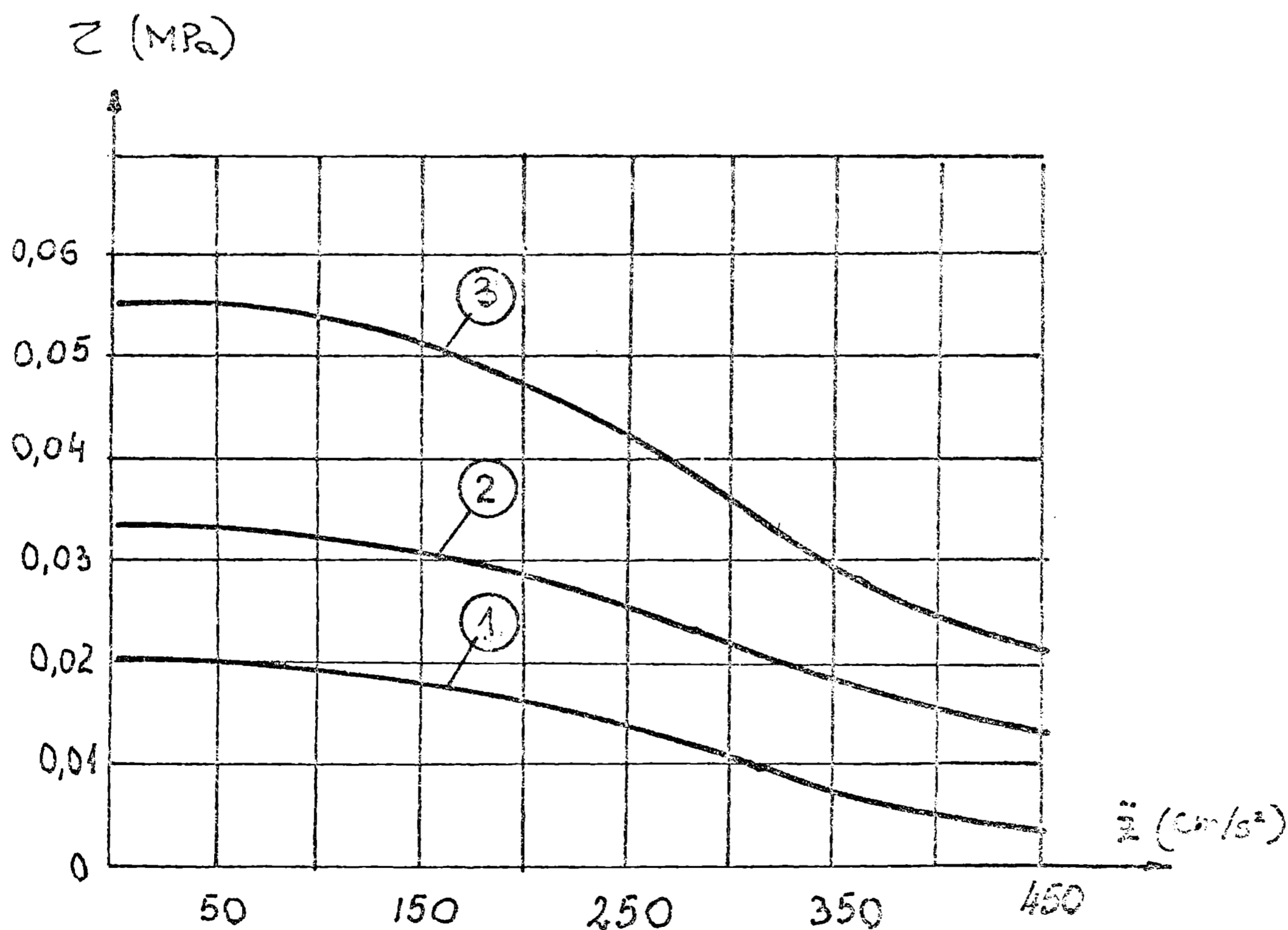


Fig.1.2.1 - Dependența dintre rezistența la forfecare a solului și amplitudinea accelerației vibrației perturbatoare.

In lucrarea [T9] se prezintă dependența dintre rezistența la forfecare a solurilor și amplitudinea accelerației la care este supusă masa de sol studiată, fig.1.2.1.

Curbele 1, 2, 3, se referă la soluri cu coeziune diferită. Curba 3 care reprezintă un sol cu coeziune mare, indică o scădere mai accentuată a rezistenței de forfecare, în comparație cu variația reprezentată de curba 1 de exemplu care se referă la un sol cu coeziune mai mică.

In lucrarea [T9] modificarea rezistenței la forfecare în regim dinamic, este explicată prin variația coeficientului de frecare internă al solului, care scade o dată cu creșterea energiei vibrației aplicate.

Determinările experimentale făcute de V.A.Ershov și Se Din I au pus în evidență dependența dintre rezistența la forfecare a solurilor granulare și accelerația vibrației, exprimată de relația 1.2.1:

$$\tau = \tau_0 \cdot e^{-c(\ddot{z} - \ddot{z}_0)} \quad (1.2.1)$$

unde:

- τ rezistența la forfecare, când $\ddot{z} > \ddot{z}_0$
- \ddot{z} - amplitudinea accelerației vibrațiilor dată de forța de excitație;
- \ddot{z}_0 - amplitudinea accelerației inițiale critice sub care rezistența la forfecare nu se modifică;
- τ_0 - rezistența la forfecare la solicitarea statică;
- c - constantă (egală cu $0,003 \text{ s}^2/\text{cm}$, pentru sol mediu granulat).

Determinările experimentale au stabilit că amplitudinea accelerației inițiale \ddot{z}_0 , depinde liniar de presiunea externă pe sol. Cu cât crește presiunea exterioară, cu atât amplitudinea accelerației inițiale \ddot{z}_0 , trebuie să aibă o valoare mai ridicată, pentru a desface legăturile structurale ale particulelor solului.

Pentru anumite frecvențe ale vibrației, frecarea internă a solului, în special la solul cu compactitate mică poate coborâ, astfel încât solul poate fi considerat ca un lichid viscos (vibroviscozitate) cu o frecare internă apropiată de zero și cu o rezistență neglijabilă la păstrarea formei.

Vibroviscozitatea solului poate fi caracterizată de un anumit coeficient de vibroviscozitate, care depinde de natura solului și parametrii accelerației. Fenomenul de vibroviscozitate,

prezentat în lucrarea [T9], este descris de relația (1.2.2):

$$v \cdot n^k = b \quad (1.2.2)$$

unde:

v - coeficient de vibroviscozitate exprimat în (N.s/cm²);

n - raportul dintre amplitudinea accelerației vibrației și amplitudinea accelerației gravitaționale;

k, b - coeficienți determinați experimental.

Coeficientul de vibroviscozitate depinde de starea fizică a solului și în special de conținutul său în umiditate. Studiile prezentate în lucrările [C7], [T7], [T8], prezintă concluzia că efectul vibrației s-a manifestat mai intens la frecvențe apropiate de frecvențele naturale ale diferitelor categorii de soluri.

Testele prezentate în lucrarea [K14], efectuate pentru solicitarea de compresiune monoaxială în regim vibrator, indică o scădere a tensiunii maxime cu 0,2 la 0,5 din tensiunea maximă la încercarea de compresiune în regim nevibrator. Explicația dată de Kondner este similară cu apariția fenomenului de tixotropie dat de Gumensky în anul 1954.

Cercetările experimentale efectuate de Kondner au indicat de asemenea modificarea tensiunilor limită în regim vibrator (fig.1.2.2)

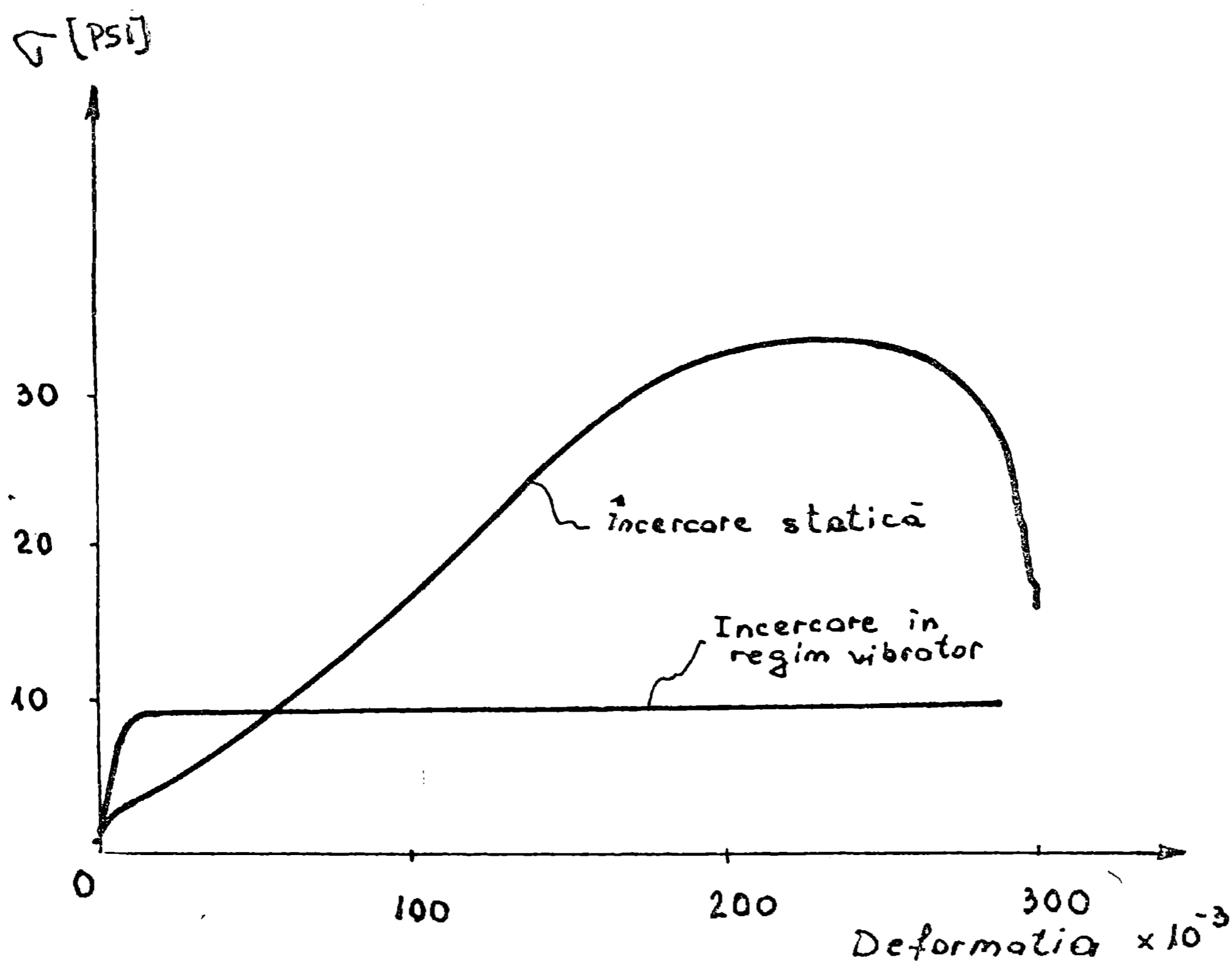


Fig.1.2.2 - Variația tensiunii σ la compresiune, în funcție de deformație (dupa Kondner, 1960).

Kondner nu a înregistrat însă variația proprietăților mecanice (tensiunilor limita) cu amplitudinea mișcării oscilatorii.

Cercetările efectuate pentru determinarea efectelor vibrațiilor asupra fenomenului de frecare internă a nisipului prezentate în lucrarea [S2], evidențiază un model de calcul general, relația (1.2.3), valabil atât în regim vibrator, cât și în regim nevibrator:

$$\tau = c + \phi \sigma \quad (1.2.3)$$

unde:

τ rezistența la forfecare a nisipului;

σ - tensiunea normală;

ϕ - coeficientul de frecare internă a nisipului;

c - rezistența inițială la forfecare a nisipului a cărei valoare depinde atât de forțele de coeziune, cât și de dispozitivul de forfecare utilizat.

Rezultatele experimentale indică scăderea coeficientului de frecare internă cu creșterea în amplitudine și a frecvenței vibrației. Variația coeficientului de frecare internă în funcție de frecvență este exprimată de următoarea relație:

$$\phi = (\phi_0 - \phi_\infty) e^{-BW/g} + \phi_\infty \quad (1.2.4)$$

unde:

ϕ este coeficientul de frecare internă a nisipului;

ϕ_0 - valoarea maximă a coeficientului de frecare internă;

B - coeficient care ține cont de efectul vibrației (pentru nisip uscat cu granule de mărime medie $B = 0,23$, conform rezultatelor prezentate în lucrarea [S2]);

W - amplitudinea accelerației vibrației;

g - accelerația gravitațională.

Rezultatele cercetărilor prezentate în lucrarea [S2], indică dependența efectului vibrației asupra coeficientului de frecare internă, înregistrând un minim al efectului pentru o umiditate a nisipului de 13%. În același timp efectul vibrației crește liniar o dată cu creșterea diametrului granulelor de nisip.

Comparând relațiile (1.2.1) și (1.2.4), ținând cont de relația (1.2.3), se poate trage concluzia că rezultatele cercetărilor obținute de V.A.Ershov, Se Din I și I.A.Savchenko, prezenta-

te în lucrările [T9] și [S2] sunt în concordanță și conduc în final la concluzii asemănătoare privind efectele vibrației asupra proprietăților mecanice ale pământurilor.

Un studiu similar efectuat asupra a doua soluri argiloase pentru a determina efectul vibrației asupra rezistenței la forfecare, este prezentat în lucrarea [P10]. S-a folosit modelul matematic prezentat în relația (1.2.3). Pentru trei tensiuni normale create (0,04; 0,124 și 0,247 MPa), cinci frecvențe ale vibrației (0, 80, 104, 175 și 200 cicli/sec) și amplitudini variind între 0 și 3,2 mm, folosite în test, rezultatele au indicat o reducere mai pronunțată a rezistenței de forfecare la ambele soluri cu creșterea amplitudinii și frecvenței vibrației, cu menținerea constantă a tensiunii normale σ . Reducerea rezistenței la forfecare capătă un caracter mai puțin pronunțat în cazul unor amplitudini mai mari de 0,6 mm. În lucrarea [P10] nu se prezintă concluzii cantitative privitor la efectele vibrației asupra rezistenței la forfecare.

În concluzie, toate studiile prezentate anterior, privind efectele vibrațiilor asupra proprietăților mecanice ale pământurilor în general, indică o scădere a caracteristicilor mecanice ale acestora, ca urmare a aplicării unor sarcini vibratoare. Rezultatele analitice ale acestor studii sunt de așa manieră încât nu poate fi stabilită o lege generală referitoare la efectul fiecărei variabile asupra rezistenței solului.

1.3. Cercetări experimentale privind utilizarea vibrațiilor în procesul tehnologic în scopul reducerii rezistenței în lucru a solului

Aria de aplicare a vibrațiilor în procesul tehnologic de lucru al solului este foarte diversă și este prezentată în lucrările [A1] [A2] [B13] [B16] [B25] [D5] [D11] [E2] [E3] [E4] [F8] [G7] [G8] [H2] [H9] [K3] [K11] [K16] [L2] [L3] [L6] [N1] [M2] [M3] [O4] [O5] [P6] [R4] [S3] [S4] [S16] [S18] [S22] [S23] [S24] [T1] [T2] [V2.]

Dintre aceste studii se desprind în mod deosebit studiile legate de reducerea rezistențelor în lucru la prelucrarea solului [A1] [C9] [D9] [D10] [F1] [F2] [F4] [G8] [K5] [K15] [L2] [O2] [P1] [P10] [R3] [S2] [S24] [Y1]

Efectele obținute prin utilizarea vibrațiilor în procesele tehnologice de lucrat solul au constat în reducerea uneori semnificativă cu peste 50% a forței de tracțiune (F_t). Prin forța de tracțiune se înțelege forța totală dinamometrată, necesară deplasării sculei, dispozitivului sau întregii mașini și însumează efectele globale ale rezistențelor active și pasive din timpul procesului tehnologic de lucru.

Cele mai semnificative reduceri ale forței de tracțiune s-au înregistrat în cazul utilizării vibrațiilor forțate. Folosirea vibrațiilor libere ale organului de lucru determinate de elasticitatea suportului elastic al acestuia, la care excitația se realizează prin deplasarea sculei într-un material cu rezistența variabilă, are un caracter limitat de aplicare și cu influență mică asupra forței de tracțiune. Caracterul limitativ al utilizării vibrațiilor libere este impus de domeniul de elasticitate al suporturilor sculei, care trebuie să coincidă cu limitele de variație ale forței de rezistență între valorile sale minime și maxime. Cum limitele de variație ale rezistenței de lucru sunt foarte largi, ca urmare a multitudinilor factorilor care o influențează, realizarea unor suporturi al căror domeniu de elasticitate să acopere toată zona de lucru este imposibilă. Reducerea forțelor de rezistență prin metoda vibrațiilor libere se obține numai în soluri ușoare, până la adâncimi de lucru de până la 30 cm, iar în soluri mijlocii până la adâncimi de 20 cm [D9].

În cazul utilizării vibrațiilor forțate, în procesul de

lucru, se consuma două tipuri de energie. Energia necesară pentru învingerea rezistenței globale la înaintarea agregatului și energia necesară acționării în mișcare vibratorie a organelor de lucru.

De aceea majoritatea studiilor urmăresc pe lângă efectul direct al vibrațiilor asupra forței de tracțiune și efectul global privind micșorarea consumului energetic. În evasitotalitatea lor, studiile amintite pun în evidență reducerea forței de tracțiune, sau îmbunătățirea calității lucrărilor în cazul vibrațiilor forțate, dar nu și reducerea întotdeauna a consumului energetic.

Sistemele de lucru utilizate în aceste studii au fost antrenate în mișcare vibratorie, pentru care s-au urmărit următorii parametri: frecvența, viteza, amplitudinea, direcția și caracterul mișcării. De asemenea s-a avut în vedere interdependența dintre parametrii mișcării oscilatorii și forma organului de lucru, unghiul de lucru al sculei precum și caracteristicile fizico-mecanice ale solului.

Studiul efectelor oscilațiilor sculei asupra rezistenței de tăiere a solului în care s-a utilizat teoria liniară a vibrațiilor este prezentat în lucrarea [S5]. Rezultatele obținute în acest studiu indică o reducere considerabilă a rezistenței la tăiere de până la 60%. Studiul a pus de asemenea în evidență influențele direcțiilor de oscilație în raport cu direcția de deplasare a sculei asupra efectului de reducere a rezistenței de lucru a solului. În figura 1.3.1 sunt prezentate mișcările de oscilație ale organelor de afânare ale solului evidențiate în mod sintetic în lucrarea [T12].

Conform concluziilor ce se desprind din lucrarea [S5] rezultă că oscilația orizontală, (fig.1.3.1.a), este mai eficientă decât oscilația verticală (fig.1.3.1.b), în ceea ce privește reducerea forței de tracțiune.

Studiul influenței direcțiilor de oscilație în raport cu direcția de deplasare a sculei în sol este prezentată și în [G8]. Autorii utilizează pentru interpretarea rezultatelor un parametru adimensional, notat cu k și definit de relația (1.3.1) :

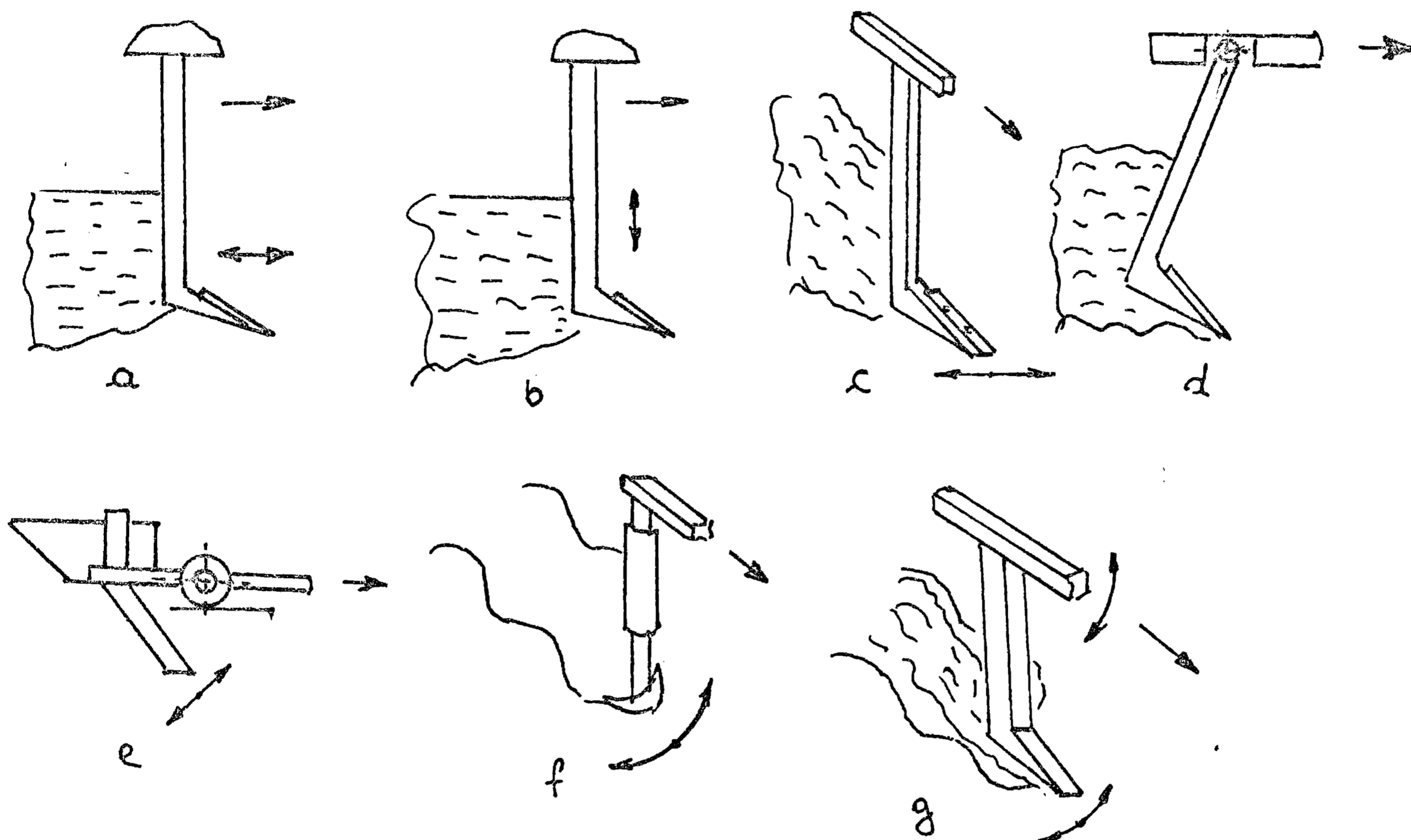


Fig.1.3.1 - Mișcările de oscilație ale organelor de afănare.

$$K = v_0 / \omega r \quad (1.3.1)$$

unde :

v_0 este viteza de înaintare a mașinii purtătoare;

ω - viteza unghiulară a arborelui de antrenare al mecanismului vibrator;

r - excentricitatea manivelei de la mecanismul de antrenare.

O prima observație este aceea că reducerea forței de tracțiune se produce la aplicarea vibrațiilor, însă efecte mai pronunțate se obțin în cazul când parametrul K îndeplinește condiția

$$K < 1 \quad (1.3.2)$$

Eficacitatea maximă conform lucrării [G8] se obține pentru $K=0,7$.

În aceeași lucrare se folosește un alt parametru de asemenea adimensional notat cu λ , definit conform relației (1.3.3) :

$$\lambda = \ell / 2r \quad (1.3.3)$$

unde :

ℓ este distanța parcursă de mașina purtătoare pe parcursul unei perioade de oscilație a sculei vibratoare;

r - raza geometrică pentru traiectoria oscilației tăisului.

Privitor la valorile optime ale parametrului λ , rezultatele sunt diferite. Conform rezultatelor prezentate in lucrarea [G8] valoarea optimă a parametrului λ este $\lambda = 2$, caz in care se poate obtine o reducere substanțială cu circa 50% a forței de tracțiune dar nu și a consumului energetic, care crește cu 10% față de situația utilizării unui organ de lucru nevibrator. In lucrarea [K18] valorile recomandate ale coeficientului λ sunt cuprinse intre 0,68 și π .

Oscilațiile pe direcție verticală (fig.1.3.1.d) au fost materializate la scarificatoare și buldozere. Incercările experimentale din acest domeniu au pus in evidență reducerea forței de tracțiune la o frecvență a oscilațiilor de 30 Hz.

Oscilațiile din planul orizontal, perpendicular pe direcția de deplasare a sculei (fig.1.3.1.c) pun in evidență efecte nesemnificative ale vibrațiilor asupra forței de tracțiune. In acest caz utilizarea vibrațiilor devine eficientă prin creșterea calității de afânare a solului.

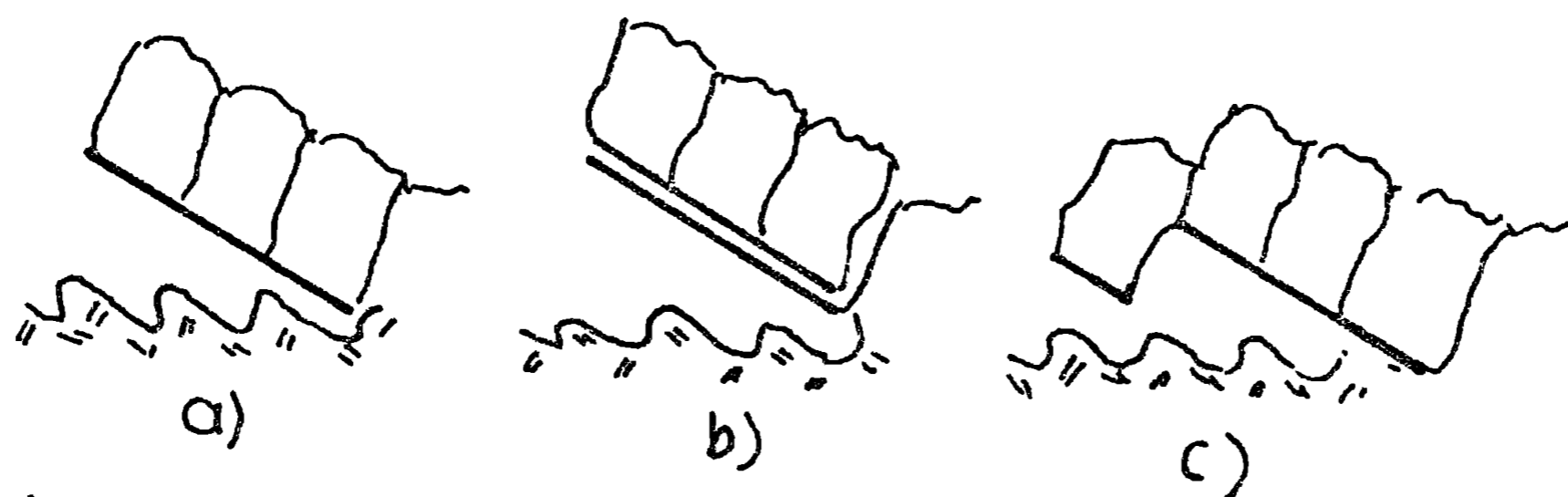
In lucrările [E2][E3][E4] se prezintă efectele vibrațiilor asupra procesului de prelucrare al solului in cazul utilizării unor oscilații de pendulare ale sculei in planul vertical in care se deplasează. Scopul inițial al acestor studii a fost acela de a stabili efectul vibrațiilor asupra forțelor de frecare. Experiențele efectuate au pus in evidență posibilitatea reducerii forțelor de frecare cu până la 50% și al forței de tracțiune cu circa 30%. Se prezintă de asemenea influența pe care o are direcția de oscilație asupra forțelor de frecare și in final asupra forțelor de tracțiune. Autorul evidențiază satisfacerea următoarelor aspecte ale procesului tehnologic de lucru, in scopul reducerii forței de tracțiune:

I). Unghiul de tăiere al organului de lucru mare atacă solul să fie cât mai mic.

II). Realizarea unui regim de lucru in care organul de lucru să fie cât mai puțin in contact cu solul, in scopul reducerii frecării de alunecare.

III). Fazele in care se realizează procesul tehnologic de prelucrare a solului cu organ de lucru nevibrator, cum ar fi de exemplu tăierea, fisurarea, deformarea plastică, ridicarea, alunecarea, in cazul utilizării unui organ vibrator, se realizează numai prin tăiere și fricțiunea suprafețelor nou create.

Aceasta separare între operațiile de tăiere și de ridicare cu minimizarea frecării sol-metal este reprezentată în fig.1.3.2, din care rezultă următoarele etape:



a) Separarea și accelerarea solului la ridicare;
b) Ridicarea solului prin inerție și începutul fazei de tăiere; c) Sfârșitul fazei de tăiere.

Fig.1.3.2. - Fazele de prelucrare a solului cu organ de lucru vibrator.

- a) Separarea și accelerarea solului la ridicare (fig.1.3.2.a)
- b) Ridicarea solului prin inerție și începutul fazei de tăiere (fig.1.3.2.b)
- c) Sfârșitul fazei de tăiere (fig.1.3.2.c)

În aceleași studii, Eggenmüller realizează, în baza unor experiențe prealabile pentru vibrarea separată a brăzdarului și a cormanei, o combinație a direcțiilor de oscilare. S-a ajuns la concluzia că în cazul lucrării de arat, la o amplitudine de 9 mm și o frecvență de 20 Hz, forța de tracțiune F_t scade cu 50-60 %, iar consumul de energie total crește cu 30-40 % în raport cu cazul trupitei clasice nevibrate. Privitor la determinările experimentale similare, în cazul vibrării brăzdarului și a părții inferioare a cormanei pe direcția reacțiunii rezultante a solului, prezentate în lucrarea [K2], unde s-a lucrat cu o viteză de înaintare $v_0 = 5$ km/h și frecvență de 50 Hz, s-a înregistrat o reducere cu 28 % a forței de tracțiune dar și o reducere cu 20 % a consumului total de energie. Pentru același regim al mișcării vibratorii o dată însă cu mărirea vitezei de înaintare v_0 , s-a constatat o anihilare a ambelor efecte, înregistrându-se creșterea considerabilă a consumului energetic total.

Oscilații dirijate după o direcție oblică, cuprinse în planul longitudinal după care se deplasează scula de lucru (fig. 1.3.1.c) prezentate în lucrarea [A1] sunt caracteristice pentru scarificatoare și buldozere. Pentru această orientare a oscilațiilor s-a determinat frecvența optimă de aproximativ 25 Hz pentru care forța de tracțiune F_t înregistrează un minim. În fig.1.3.3. se prezintă variația forței de tracțiune relativă, $F_{t \text{ rel}}$, definită de relația (1.3.4)

$$F_{t \text{ rel}} = \frac{F_{t \text{ static}}}{F_{t \text{ vibrator}}} \quad (1.3.4)$$

unde:

$F_{t \text{ static}}$ forța de tracțiune înregistrată fără vibrarea organului de lucru;

$F_{t \text{ vibrator}}$ - forța de tracțiune înregistrată în regim vibrator.

Autorul a folosit pentru antrenarea vibratorului, un electromotor de curent continuu cu o putere de 5,3 kW, cu

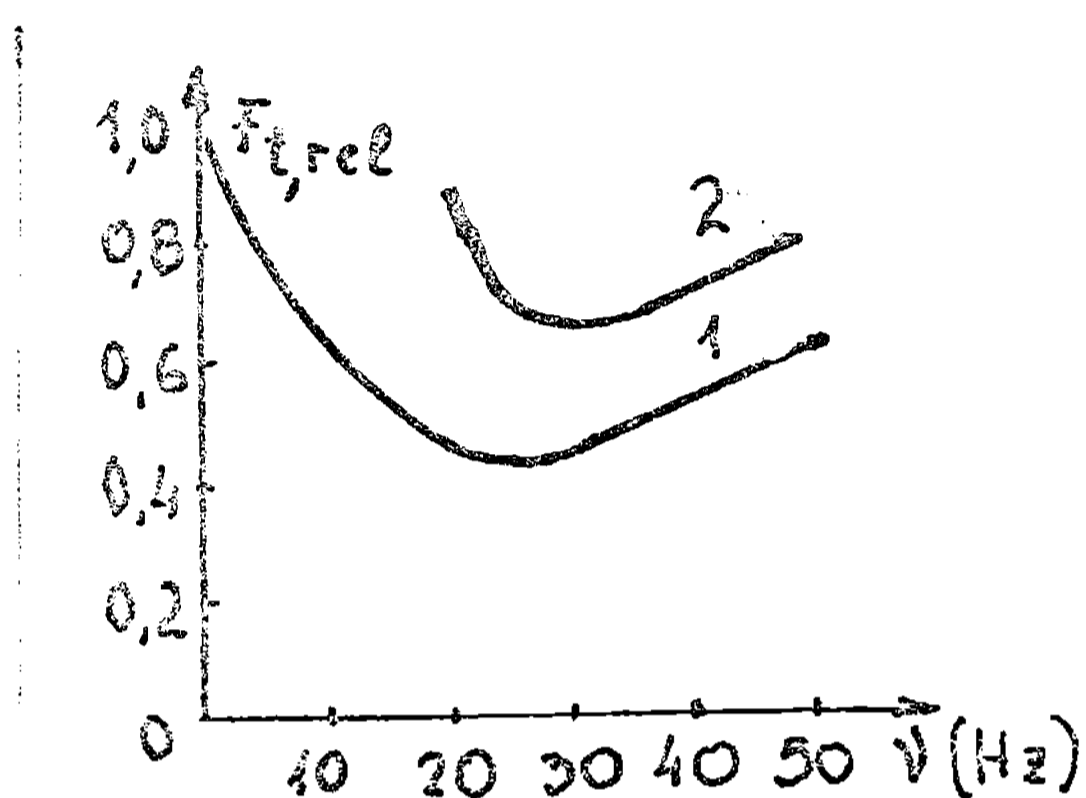


Fig.1.3.3 - Variația forței de tracțiune relative $F_{t \text{ rel}}$ în funcție de frecvență; 1-scarificator; 2-buldozer.

ajutorul caruia s-a realizat frecvența variabilă, pentru regimurile de lucru impuse. Volumul mare de încercări au pus în evidență conform figurii 1.3.4, în toate regimurile de lucru vibratoare o scădere a forței de tracțiune o dată cu creșterea frecvenței (figura 1.3.4.a). În figura 1.3.4.a s-a reprezentat pe lângă variația forței de tracțiune funcție de frecvență și variația reducerii (ζ) în procente a forței de tracțiune în regim vibrator, unde reducerea este definită de relația (1.3.5) :

$$\zeta = \frac{F_{t \text{ static}} - F_{t \text{ vibrator}}}{F_{t \text{ static}}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1.3.5)$$

Studii experimentale de laborator la care s-a aplicat o metodă a sculelor de lucru vibratoare sunt prezentate în lucrările [D8], [D9], [D10]. S-au luat în considerație 5 nivele ale frecvenței cuprinse între limitele de 1200 - 3600 vibrații/minut și trei direcții de oscilație cuprinse în planul longitudinal în

care s-a deplasat scula in sol.

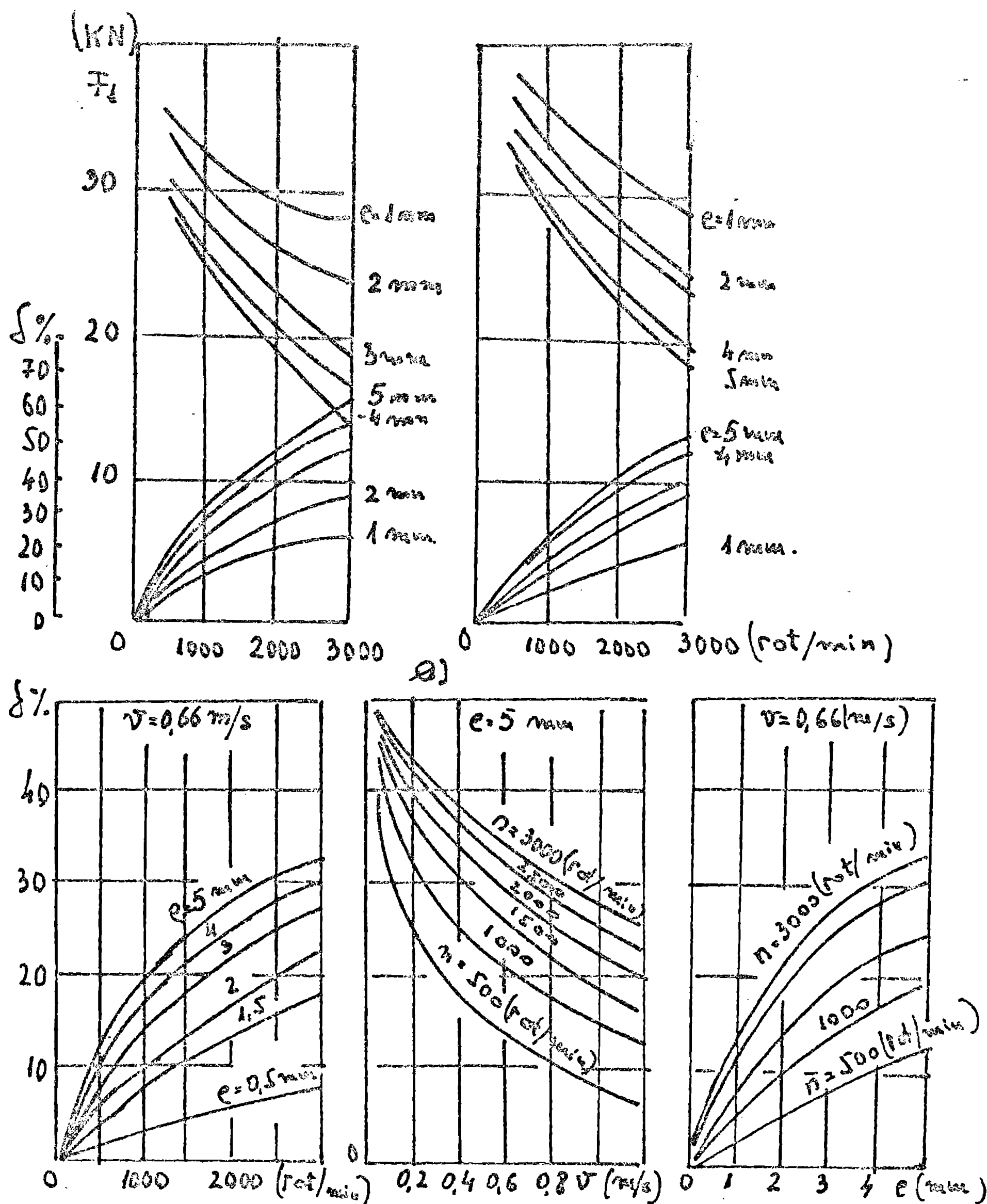


Fig.1.3.4. - Rezultatele încercării unui scarificator vibrator.

Pentru fiecare direcție de oscilație au fost stabilite trei nivele de amplitudine, cu câte cinci trepte ale vitezei v_0 de deplasare a sculei prin sol. Pentru fiecare regim de lucru experimentele s-au repetat de trei ori. A rezultat că o singură serie de teste a cuprins $(5 \times 3 \times 3 \times 5 \times 3) = 675$ de realizari. Au fost efectuate două serii de teste pentru nisip compact și pentru nisip necompact. In figura 1.3.5 s-a reprezentat variația forței de tracțiune în funcție de parametri de lucru. Curba 1 reprezintă forța de tracțiune în cazul unei scule nevibratoare, iar curbele 2,3,4 forța de tracțiune pentru scula vibratoare in trei regimuri de vibrație diferită. Autorul acestor studii pune în evidență așa numita "viteză limită" până la care in regim de lucru al sculei vibratoare, forța de tracțiune scade. La crește-

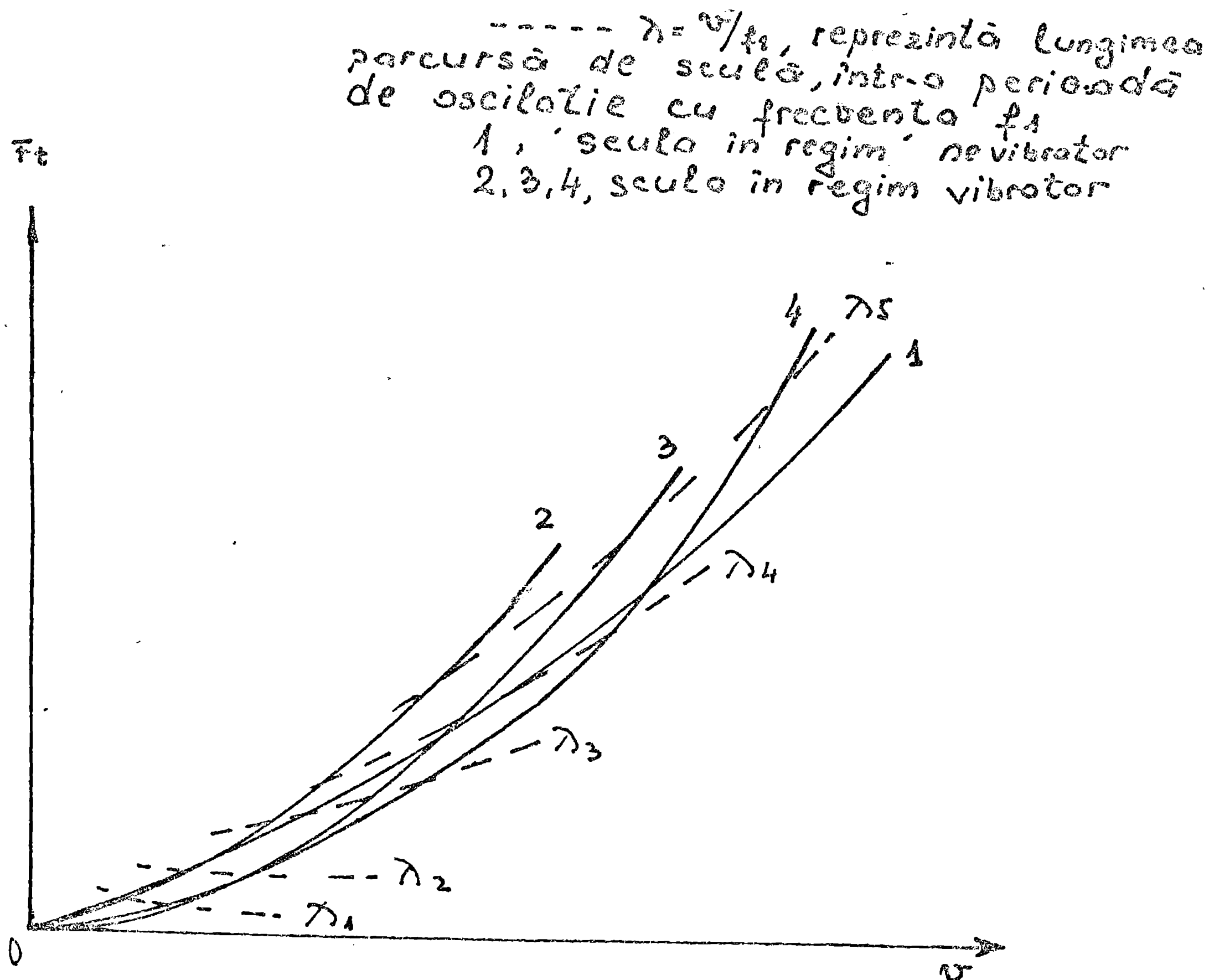


Fig.1.3.5. - Variația forței de tracțiune în funcție de viteza sculei.

rea vitezei de deplasare v_0 peste această limită, se înregistrează creșterea forței de tracțiune. Determinările experimentale au pus în evidență dependența vitezei limită de frecvența și amplitudinea accelerației vibrațiilor excitatoare. Reducerea maximă a forței de tracțiune a fost de peste 90% la o frecvență de 3600 oscilații pe minut, cu amplitudinea de 24 mm a sculei vibratoare. Orientarea modulului amplitudine în acest caz a fost de-a lungul direcției de așezare a sculei în regim de lucru nevibrator.

În lucrările [D8][D9][D10] se face o analiză a datelor obținute prin reprezentarea lungimii izoundelor, reprezentate cu linii întrerupte în fig.1.3.5. Lungimea undei (ℓ) este definită de relația (1.3.6):

$$\ell = (60 \cdot v) / n \quad (1.3.6)$$

unde:

v viteza de înaintare a mașinii purtătoare;

n - numărul de rotații pe minut ale vibratorului.

S-a constatat că atunci când lungimea undei de oscilație (ℓ) definită de relația (1.3.6) a fost mai mică decât lungimea un-

dei naturale a acțiunii de forfecare a sculei rigide, se înregistrează reducerea forței de tracțiune. Dacă această condiție nu este satisfăcătoare nu se înregistrează o reducere a forței de tracțiune.

Rezultatele similare, în urma experiențelor efectuate în laborator, sunt prezentate în lucrările [17][18] .

1.4. Cercetări privind deplasarea și măruntirea solului sub acțiunea efectelor vibratorii ale sculei de lucru.

Una din cauzele evidente ale micșorării rezistenței de tracțiune în cazul utilizării unor scule vibratoare, este în strânsă corelație cu gradul de măruntire al solului. În cazul utilizării unor scule vibratoare, gradul de măruntire a solului prelucrat este mult mai mare decât în cazul în care lucrarea se execută cu scule nevibratoare. [D8][D11][E5][J2][H8][S18][Z2]. Forța de tracțiune se micșorează atunci când solul prin care se deplasează scula, este deja sfărâmat de acțiunea vibrațiilor care se propagă în jurul sculei vibratoare.

În scopul aprofundării fenomenelor privind modul de deplasare și sfărâmare a solului sub acțiunea organelor active, s-au efectuat filmări rapide în timpul procesului de lucru. Rezultatele unei astfel de analize sunt prezentate în lucrarea [D8]. S-a pus în evidență că natura modului de rupere a solului este specifică modului de rupere prin forfecare, atât în cazul utilizării sculei vibratoare, cât și a sculei nevibratoare. De asemenea s-a constatat că formarea fisurilor, natura secțiunilor de forfecare și dimensiunile lor au fost dependente de viteza de deplasare a mașinii purtătoare, precum și de parametrii vibrației sculei. Lungimea secțiunilor de forfecare a crescut o dată cu creșterea vitezei de deplasare și a scăzut cu descreșterea frecvenței sau cu descreșterea amplitudinii vibrației. Privitor la direcția de oscilație, cu aceeași ocazie s-a pus în evidență că pentru anumite direcții de oscilație se produce o sfărâmare mai accentuată a solului.

Analiza complexă a mai multor factori care intervin în procesul de lucru cu scule vibratoare în care s-a studiat efectul de sfărâmare și deplasare a solului, concomitent cu influența asupra forței de tracțiune pentru diferite regimuri de lucru în care s-a luat în considerație și forma organelor de lucru, este prezentată în lucrarea [D8]. Rezultatele obținute pentru variația forței de tracțiune funcție de amplitudine sunt reprezentate în figura 1.4.1.

Pentru determinarea deplasării solului pentru diferite regimuri de lucru, s-au plasat marcatoarele în solul neprelucrat. În urma observațiilor ce s-au desprins, sculele utilizate în regim de lucru vibrator, pot avea dimensiuni mai mici, în comparație cu scu-

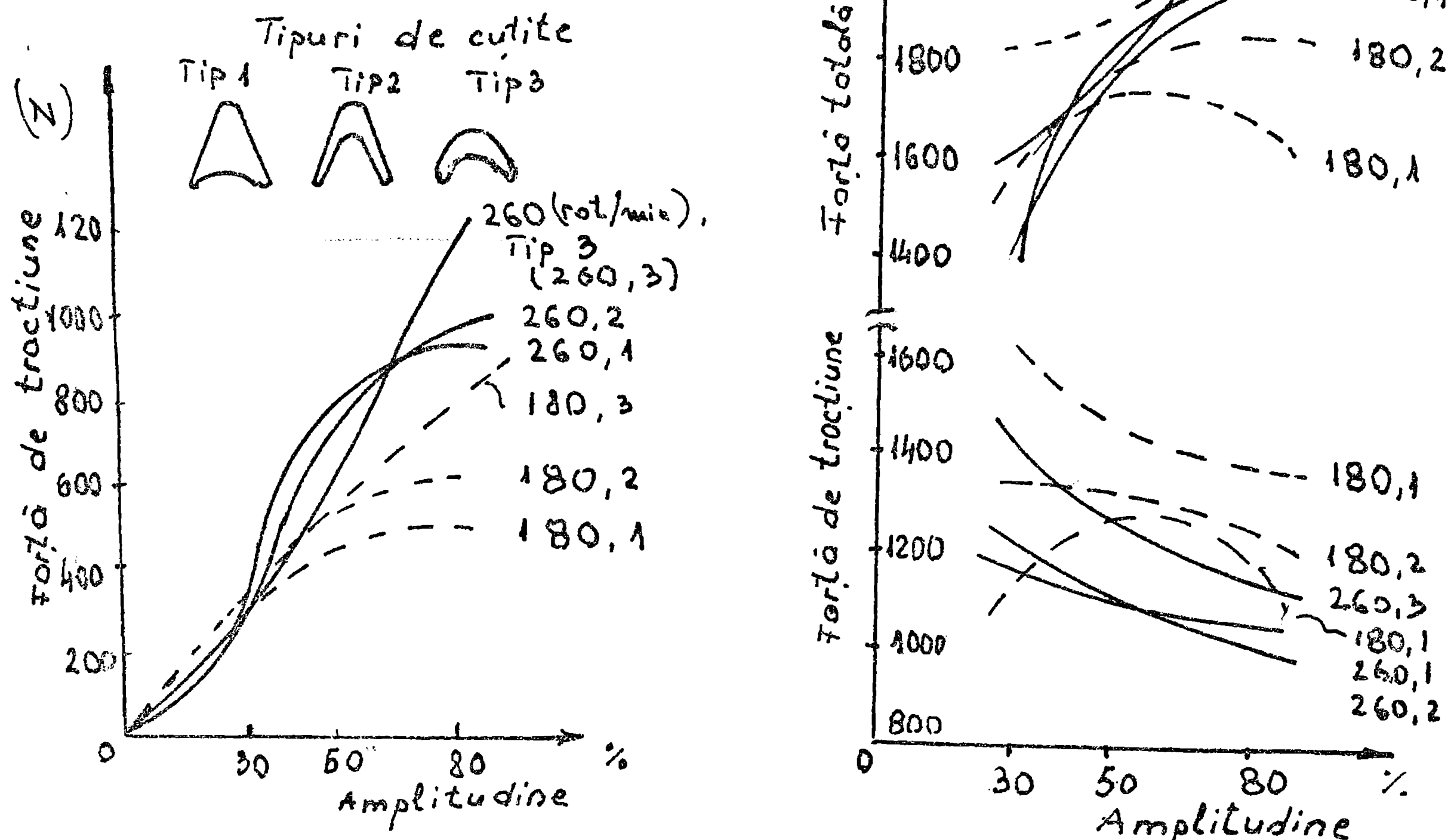


Fig.1.4.1. - Variația forței de tracțiune în funcție de amplitudinea oscilației.

lele nevibratoare, fără ea prin aceasta să se influențeze asupra calității lucrării. In acest fel s-a redus forța de tracțiune în regim vibrator, pentru noile geometrii ale organelor active.

Elaborarea primelor studii care să explice reducerea consumului de energie și sfărâmarea unor materiale minerale cum sunt cărbunele, cuarțul sau sarea brută, au aparținut inginerilor mini-eri și chimiști. Cele mai multe relații matematice stabilite între consumul de energie și reducerea dimensiunilor particulelor prelucrate, se bazează pe o expresie empirică prezentată în lucrarea [S16] de forma :

$$dE = - C \cdot dx / x^n \quad (1.4.1)$$

unde:

- dE variația infinitezimală a energiei;
- C- constantă;
- x- dimensiunea granulei (particulei);
- n- constantă

Distribuția mărimilor particulelor este exprimată adesea conform lucrării [S18] de relația (1.4.2):

$$y = 100(x/k)^\alpha \quad (1.4.2)$$

unde:

- y procentul greutateii mai mici decât dimensiunea x a bulgăre-
lui;

x - dimensiunea bulgărelui;

k - o constantă denumită modulul dimensiunii pentru o distribuție dată;

α - modulul de distribuție.

Pentru calculul energiei consumate pe unitatea de masă, notată cu E , în lucrarea [C13] se propune relația de calcul (1.4.3):

$$E = A_0 \cdot k^{-\alpha} \quad (1.4.3)$$

unde:

A_0 este o constantă bazată pe datele înregistrate pentru o varietate mare de materiale, care au fost supuse zdrobirii. Autorul nu dă însă o explicație teoretică acestei relații. Ecuația energiei (1.4.3) a fost dezvoltată de Schuhman în lucrarea [S18] utilizând relația distribuției mărimii particulei (1.4.2), pentru un proces complex de zdrobire, evitând în acest fel utilizarea relației empirice (1.4.1).

În lucrarea [C13] autorul se referă la constanta A_0 din relația (1.4.3) ca la o "constantă a mașinii", care depinde de modul în care se aplică energia în procesul de lucru. În acest fel majoritatea variabilelor reprezentate de parametrii mașinii și parametrii materialului, pot fi înglobați în ecuația (1.4.3).

Variabilele independente care intervin în procesul de lucru și care influențează energia consumată pentru desfacerea legăturilor și sfărâmarea solului au fost grupate în următoarele categorii conform lucrării [C13]:

- 1). Variabilele sculei;
- 2). Variabilele solului;
- 3). Variabile externe.

Variabilele sculei sau mașinii, sunt acele variabile asociate geometriei sculei și mișcării oscilatorii. Mișcarea oscilatorie este definită de frecvența oscilației, lungimea cursei și direcția oscilației.

Variabilele solului luate în considerație au fost: densitatea, conținutul de umezeală și rezistența la compresiune uniformă triaxială. Studiul întreprins, s-a efectuat numai pentru un singur tip de sol, iar frecarea sol-metal și aderența, au fost considerate a fi neglijabile.

S-a considerat că variabila independentă, viteza de deplasare a mașinii purtătoare a sculei V_0 și accelerația gravitațio-

nală.

Relația de calcul a energiei cheltuită în procesul de prelucrare a solului este dependentă de următoarele variabile:

$$E = f(d, b, \lambda, \operatorname{tg} \alpha, \operatorname{tg} \beta, \omega, L, w, m, S, v, g) \quad (1.4.4)$$

unde:

E - energia consumată pentru prelucrarea unei mase de sol egală cu unitatea;

d, b - adâncimea, respectiv lățimea de lucru a sculei (figura 1.4.2);

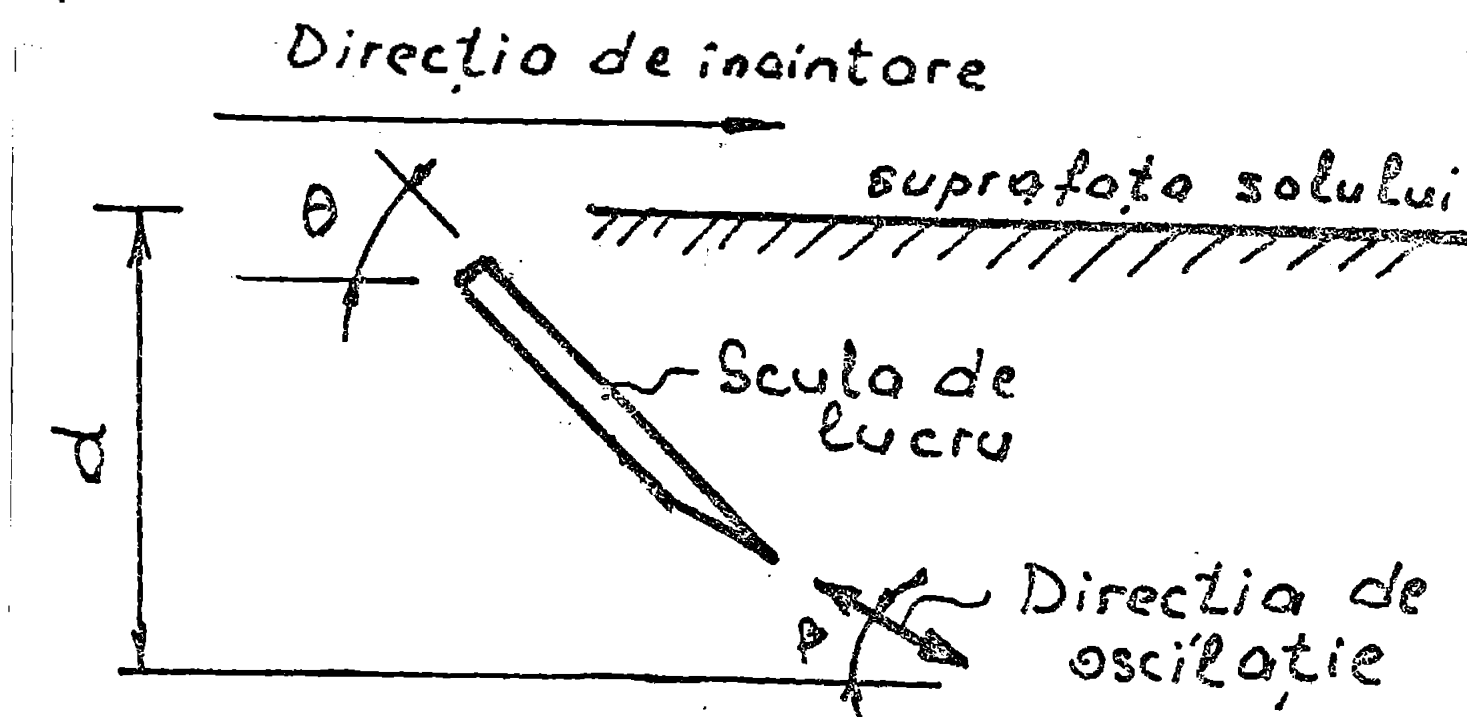


Fig.1.4.2.- Variabile de lucru ale sculei.

λ - alte dimensiuni geometrice, pertinente pentru scula utilizată;

$\operatorname{tg} \alpha$ - tangenta unghiului de așezare a sculei în raport cu orizontala (figura 1.4.2);

$\operatorname{tg} \beta$ - tangenta unghiului direcției de oscilație în raport cu orizontala (figura 1.4.2);

ω - frecvența de oscilație

L - lungimea cursei;

w - greutatea volumică a solului umed;

m - continutul de umezeala;

S - rezistența maximă la compresiune a solului;

g - accelerația gravitațională.

Parametrul caracteristicilor distribuției maxime a dimensiunilor particulelor de sol prelucrat, conform lucrării [C13] depinde de aceleași mărimi prezentate anterior, exprimate printr-o altă funcție h :

$$D = h(d, b, \lambda, \operatorname{tg} \alpha, \operatorname{tg} \beta, \omega, L, w, m, S, v, g) \quad (1.4.5)$$

În cazul în care se consideră că direcția de oscilație, lungimea cursei, adâncimea tăieturii și tipul solului au fost aceleași pentru toate testele, ecuațiile (1.4.4) și (1.4.5) pot fi exprimate sub formă adimensională, după cum urmează:

$$\frac{E}{v^2} = F\left(\frac{\omega L}{v}, \frac{v^2}{gd}, \frac{S}{wd}, m, \operatorname{tg} \alpha\right) \quad (1.4.6)$$

$$D = H\left(\frac{\omega L}{v}, \frac{v^2}{gd}, \frac{S}{wd}, m, \operatorname{tg} \alpha\right) \quad (1.4.7)$$

In lucrarea [J2] datele privind distribuirea mărimii bulgărelui de pământ au fost analizate folosindu-se două metode diferite. O metodă a fost metoda de calcul a diametrului masei medii cu o relație de forma:

$$y = 0,876 \cdot x - 0,079 \quad (1.4.8)$$

unde:

y - diametrul greutateii medii;

x - suma de produse dintre mărimea agregatelor și greutatea lor.

In a doua metodă de calcul, distribuția mărimii agregatelor de sol este caracterizată de doi parametri, conform relației (1.4.2) prezentată anterior. In acest studiu parametrii k și α au fost determinați prin metoda celor mai mici pătrate, folosind expresiile:

$$Z = \ln \left(\frac{Y}{100} \right) \quad (1.4.9)$$

$$W = \ln x$$

și modelul regresiei liniare:

$$Z = B_0 + B_1 W \quad (1.4.10)$$

unde:

$$\alpha = B_1 \quad \text{și} \quad k = e^{-B_0/B_1}$$

Datele obținute in acest fel au fost analizate in continuare după un model static de calcul. In mod analog a fost analizat consumul de energie specific unității de masa de sol prelucrată.

Din analiza factorilor care influențează raportul E/V^2 rezultă că relația funcțională (1.4.6) este neliniară. Conform lucrării [J2] un astfel model neliniar este reprezentat de relația (1.4.11):

$$E/V^2 = a \left(\frac{\omega L}{V} + 1 \right) \cdot b_1 \left(\frac{V^2}{gd} \right) \cdot b_2 \cdot m \cdot b_3 \quad (1.4.11)$$

unde valorile coeficienților a, b_1 , b_2 , b_3 reprezintă efectul unghiului de inclinare al sculei. In tabelul 1.4.1 sunt prezentate valorile acestor coeficienți pentru două poziții ale sculei in raport cu direcția de inaintare.

Tabelul 1.4.1 - Constantele modelului neliniar

Unghiul sculei [grade sexa- gesimale]	a	b ₁	b ₂	b ₃	R
25°	1,06 x 10 ⁻⁶	0,264	-0,904	-4,22	0,92
40°	0,084	0,088	-0,847	1,05	0,94

Unde R reprezintă coeficientul de corelație multiplă.

Rezultatele prezentate în lucrarea [J2] indică o reducere maximă de 10% a forței de tracțiune datorită vibrării sculei, pentru unghiul de așezare de 25° al sculei și raportul $\omega L/V = 0,462$. Pentru aceiași parametri ai mișcării vibratorii, dar la un unghi de așezare de 40°, forța de tracțiune nu se reduce. În aceeași lucrare se pune în evidență faptul că influența vibrării sculei asupra forței de tracțiune este mult mai mică în cazul în care solul are un conținut mai ridicat de argilă. Efectul interacțiunii unghiului de așezare a cuțitului și frecvenței oscilației asupra modului de distribuție α al mărimii agregatelor de sol este

reprezentat în figura 1.4.3. Rezultă ca modul de distribuție α , cu valoarea cea mai mică, s-a obținut pentru frecvența corespunzătoare unei turatii de 629 rot/min a mecanismului excita-

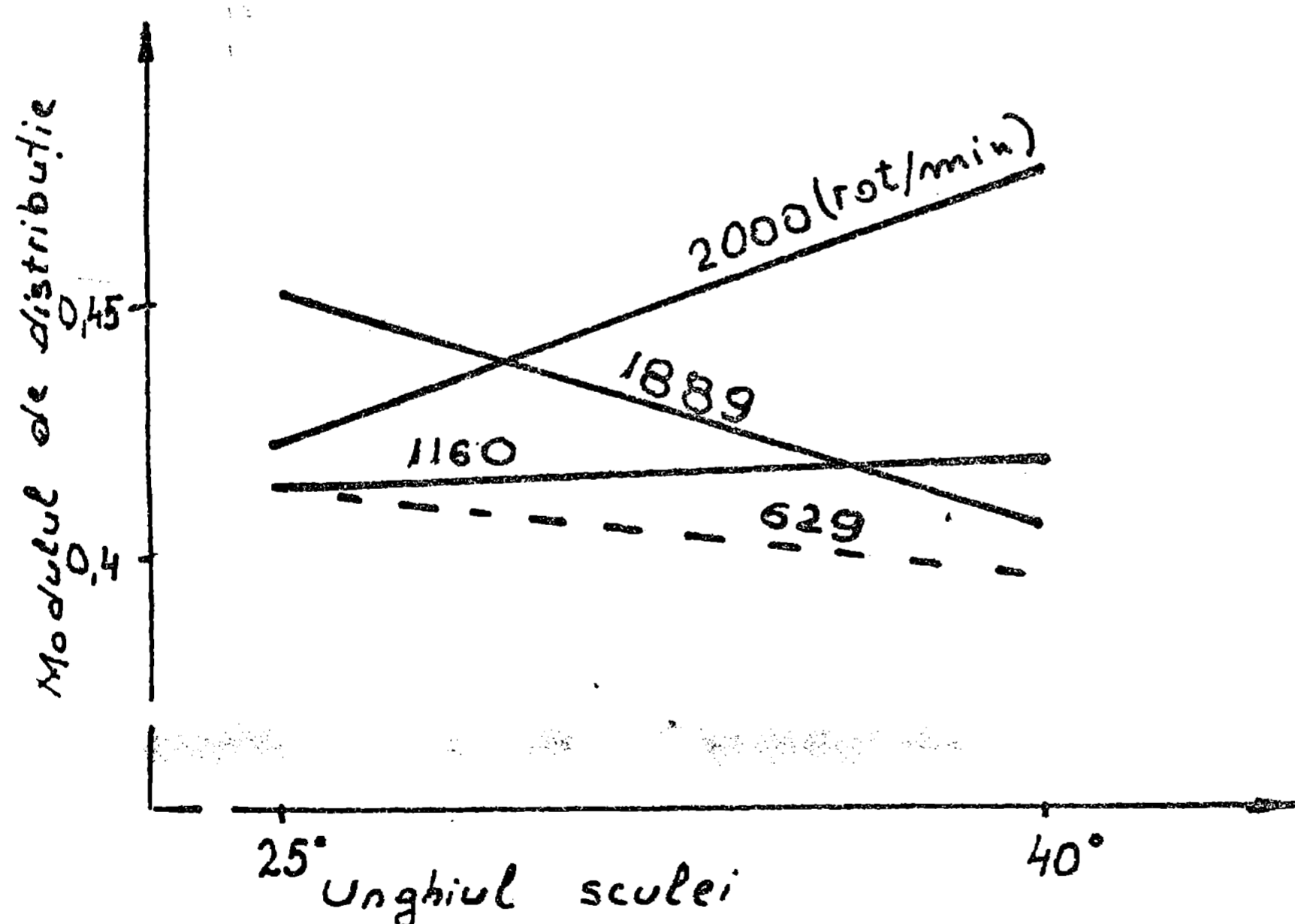


Fig.1.4.3.- Efectul unghiului de așezare și frecvenței oscilației asupra modului de distribuție α (după lucrarea [J2]).

Valoarea coeficientului A_0 prezentat în relația (1.4.3), pen-

tru un unghi de așezare al sculei de 25°, depinde de parametrii de funcționare și de proprietățile fizico-mecanice ale solului, în conformitate cu expresia (1.4.12) determinată experimental:

$$\frac{A_0}{v^2 \cdot d^\alpha} = 0,000032 \left(\frac{\omega L}{v} + 1 \right)^{0,169} \left(\frac{v^2}{g \cdot d} \right)^{-1,016} \cdot m^{-3,94} \quad (1.4.12)$$

Deși relațiile prezentate anterior au un caracter empiric, trebuie reținut faptul că țin cont de evaluarea energiei consumate, de mărimea agregatelor de sol obținute în urma prelucrării. Acest aspect al problemei reprezintă un avantaj în evaluarea finală a energiei consumate, întrucât sculele folosite în prelucrarea solului trebuie să realizeze mărunțirea solului ca efect principal al lucrului mecanic consumat în procesul tehnologic de lucru.

Dezavantajul acestor relații este acela că ele au fost constituite prin determinări experimentale pentru un singur tip de sol (sol cu un conținut ridicat de argilă), iar utilizarea lor pentru alte categorii de soluri devine incertă.

Rezultatele cercetărilor privind natura mișcării particulelor de sol și al deformațiilor care apar în timpul procesului de lucru utilizând scule vibratoare și nevibratoare sunt prezentate în lucrarea [Z2]. În aceeași lucrare se prezintă comparativ procesele de sfărâmare a solului cu ajutorul sculelor vibratoare și nevibratoare, luând în considerație influența factorilor care intervin, ca de exemplu viteza de înaintare, frecvența și amplitudinea vibrației sculei, adâncimea de lucru, unghiul de așezare și unghiul de ascuțire al sculei.

În lucrarea [Z2] se definește direcția mișcării particulelor de sol, cu ajutorul unui unghi față de orizontală, (în planul în care se deplasează scula) notat cu ψ pentru scula nevibratoare și cu ψ_1 pentru scula vibratoare. S-a pus în evidență că viteza de înaintare influențează în mică măsură unghiul ψ , pe când în cazul unghiului ψ_1 se înregistrează creșteri însemnate o dată cu creșterea vitezei (figura 1.4.4). Testele efectuate au pus de asemenea în evidență că pentru aceeași valoare a raportului $k = v_0 / \omega \cdot r$, unghiul ψ_1 se menține constant.

Intrucât o dată cu creșterea vitezei de înaintare se înregistrează o creștere a forței de tracțiune, în conformitate cu exemplul prezentat în figura 1.1.6, în lucrarea [Z2] explicația acestui fenomen este justificată prin variația unghiului ψ_1 la modificarea vitezei de deplasare (figura 1.4.4).

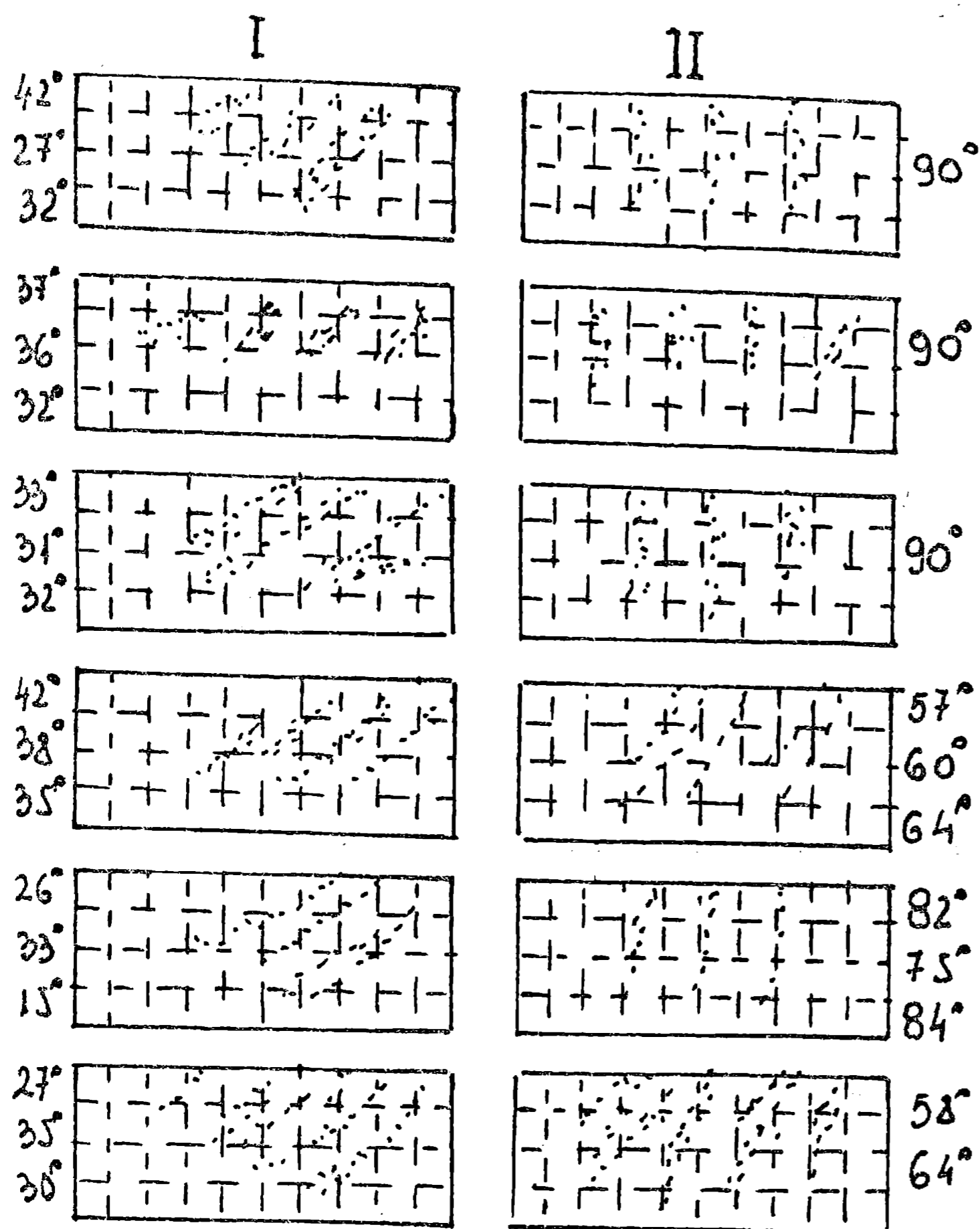


Fig.1.4.4.- Traiectoriile tipice ale particulelor de sol in regim nevibrator I și in regim vibrator II.

a - nisip ,	$\alpha = 20^\circ$,	$V_0 = 14$ cm/s
b - nisip ,	$\alpha = 20^\circ$,	$V_0 = 88$ cm/s
c - sol nisipolutos	$\alpha = 40^\circ$,	$V_0 = 40$ cm/s
d - sol nisipolutos	$\alpha = 40^\circ$,	$V_0 = 88$ cm/s
e - argilă	$\alpha = 60^\circ$,	$V_0 = 14$ cm/s
f - argilă	$\alpha = 60^\circ$,	$V_0 = 88$ cm/s

In baza filmărilor rapide, efectuate de P.M.Zonenbert, pentru cele două regimuri de lucru (regim vibrator și nevibrator), alei penei diedrice s-au tras concluzii privind caracterul răspândirii deformațiilor in sol și de aici s-a putut evidenția natura fizică a fenomenului de micșorare a rezistenței de lucru a solului in cazul utilizării unor scule de lucru vibratoare.

In cazul penei nevibratoare, declanșarea deplasării particulelor de sol care au fost marcate in prealabil, se produce la o distanță apreciabilă in raport cu zona de contact direct cu partea ascuțită a penei. Această distanță este invers proporțională cu viteza de deplasare a penei și rezistența la prelucrare a solului. Direcția de deplasare a solului este in acest caz apropiată de direcția de deplasare a penei. In prima etapă se evidențiază fenome-

In același timp unghiul ψ_1 a fost considerat ca o măsură a interacțiunii dinamice a penei oblice (prezentata in figura 1.1.1) asupra solului.

Pentru valori mari ale unghiului ψ_1 solul înregistrează un grad de mărunțire mult mai inalt decât in comparație cu situația in care unghiul ψ_1 are valori mai mici. Se constată că pe măsură ce viteza V_0 crește, pentru aceeași frecvență a sculei vibratoare, unghiul ψ_1 scade, apropiindu-se de valoarea unghiului ψ . Pentru $k > 1$ (k este definit de relația 1.3.1) ceea ce face ca acțiunea penei in acest caz să fie asemănătoare celei pasive.

nul de compresiune al solului, care se produce in momentul in care tensiunea normală depășește o anumită valoare critică, după care se produce fenomenul de apariție a planelor de alunecare, respectiv desprinderea de noi brazde de restul masei solului neprelucrat. Fenomenul de compresiune a solului la nivelul lamei de tăiere prezent in cazul penei nevibratoare, dispare in cazul penei vibratoare, intrucât in situația in care pana vibratoare vibrează deplasarea particulelor incepe practic in momentul producerii contactului cu vârful penei. In acest caz masa de sol aflată in contact cu scula de lucru, incepe să vibreze o dată cu scula, ceea ce conduce implicit la modificarea forțelor de legătură și frecare interna ale solului, in conformitate cu rezultatele teoretice și experimentale prezentate in paragraful 1.2.

Prin urmare in cazul utilizării unei scule vibratoare, pentru un regim de lucru optim, forța de tracțiune necesară deplasării sculei prin masa de sol are in componentă numai forța de tracțiune necesară invingerii forțelor de frecare internă și externă micșorate și forța de tracțiune necesară invingerii forțelor de inerție a solului antrenat in mișcare in timpul procesului de lucru.

Studiile intreprinse pentru determinarea mărimii și distribuției tensiunii normale pe fațeta anterioară a penei [S24] au pus in evidență că legile de distribuție sunt aceleași in cazul penelor vibratoare sau nevibratoare. Diferă însă mărimea acestor tensiuni. Astfel dacă in cazul penelor nevibratoare pentru un același tip de sol și pentru aceeași parametrii de lucru

$$\sigma_{\max} = (0,009 \div 0,01) \text{ [MPa] } , \text{ in regim vibrator } \sigma_{\max} = (0,0018 \div 0,002) \text{ [MPa] } .$$

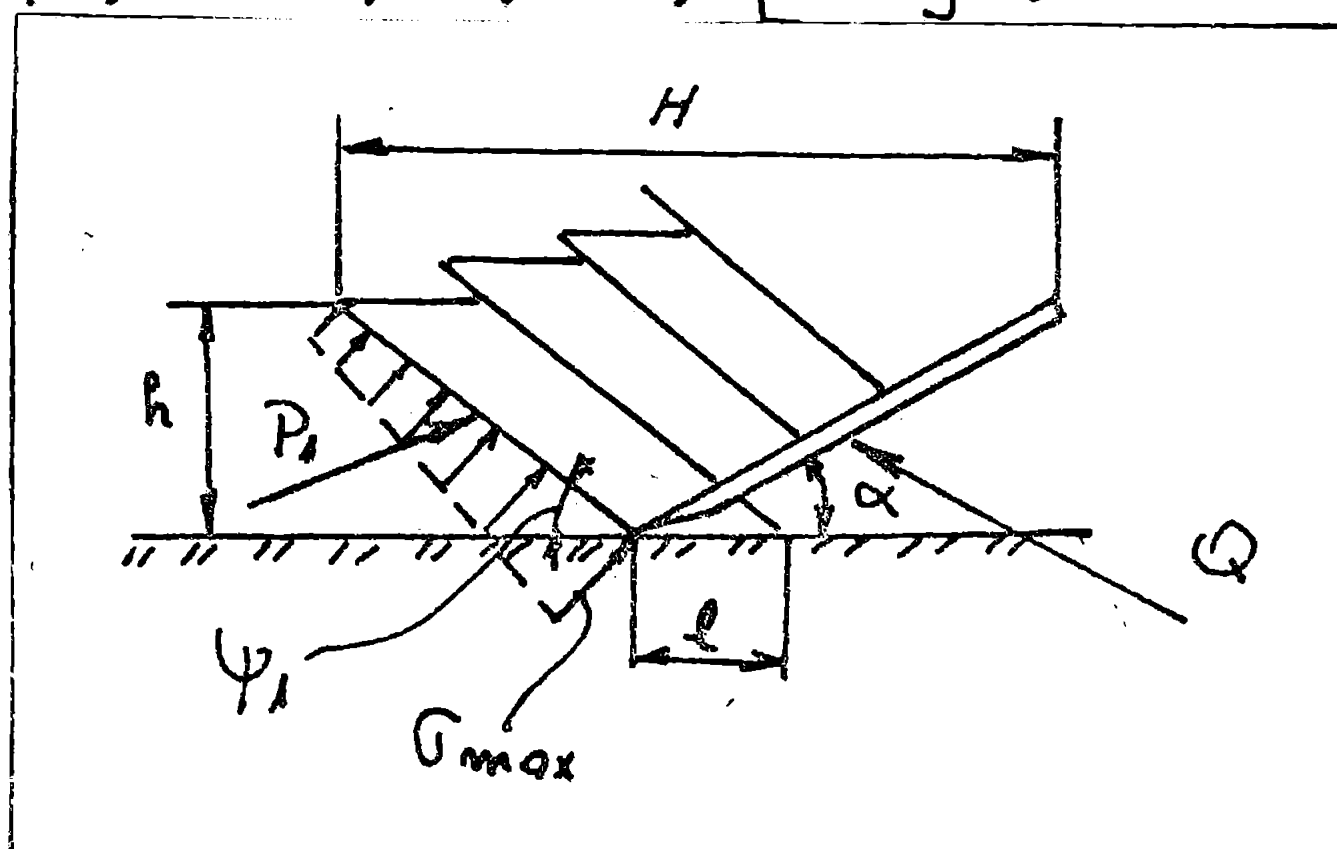


Fig.1.4.5.- Schema forțelor care acționează pe felia de sol.

Conform figurii 1.4.5, tensiunea maximă se inregistrează de-a lungul muchiei tăietoare a sculei și se presupune o distribuție liniară pe grosimea brazdei, cu un minim σ_{\min} , la nivelul suprafeței superioare a solului. Ținând cont că tensiunile normale maxime apar la nivelul muchiei tăietoare, se poate explica fenomenul de apariție

a uzurii muchiei ascuțite, ceea ce conduce la rotunjirea muchiilor și crearea unui nucleu tasat în fața organului de lucru. Contactul dintre solul nou prelucrat și organul de lucru se realizează în continuare prin intermediul acestui nucleu. În acest fel apar două efecte negative care cresc considerabil forța de tracțiune. Este vorba de mărirea suprafeței de contact scula-sol (deci pentru creerea tensiunii critice în fața sculei, forța de tracțiune trebuie să crească) și de înlocuirea frecării metal-sol cu frecarea sol-sol, pentru care coeficientul de frecare externă este mai mare.

Un parametru deosebit de important în aprecierea deformațiilor și deplasărilor care apar în timpul procesului de lucru, îl reprezintă lungimea " l " a porțiunii de sol desprinse. Modul de considerare al lungimii " l " este prezentat în figura 1.1.2. În același timp, conform rezultatelor încercărilor întreprinse de A.A. Dubrovski în lucrarea [D8], se pune în evidență dependența dintre lungimea " l " și forța de tracțiune. S.P. Soloviev, în lucrarea [S24], în baza unor ipoteze simplificatoare și a echilibrului dintre acțiunea exercitată de scula de lucru și reacțiunea solului (figura 1.4.5), stabilește relația analitică de calcul (1.4.13):

$$l^2 = \frac{2 \cdot S_0 \cdot h \left(\frac{1}{2} \gamma h + c \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2 \right) \cos \varphi_1}{q \cdot \cos \varphi_2 \cdot \sin \psi \cdot \cos \alpha \sin \alpha} \quad (1.4.13)$$

unde:

S_0 este un coeficient și se calculează cu relația (1.4.14)

$$S_0 = \frac{\cos^2 \varphi_2}{1 - \sin \varphi_2} e^{\left(\frac{3}{2} \pi - 2\psi + \varphi_2 \right) \operatorname{tg} \varphi_2} \quad (1.4.14)$$

γ - greutatea volumetrică a materialului;

c - coeficientul de coeziune a materialului;

q - coeficientul contractiei volumetrice a materialului;

φ_1 - unghiul de frecare sol-metal;

φ_2 - unghiul de frecare internă a solului;

α - unghiul de așezare al penei (sculei).

Relația (1.4.13) a fost verificată experimental în cazul tăierii nisipului tasat.

1.5. Concluzii asupra cercetărilor actuale privind utilizarea vibrațiilor în procesul tehnologic de lucru al solului

Utilizarea vibrațiilor în procesul tehnologic de prelucrare a solului, a căpătat o răspândire tot mai largă, iar din cercetările efectuate în acest domeniu se desprind următoarele concluzii:

1) Utilizarea vibrațiilor libere ale sculei de lucru, determinate de elasticitatea suportului său elastic, la care excitația se realizează datorită neuniformităților rezistențelor de lucru ale solului, are un caracter limitat de aplicare. Acest procedeu este eficient pentru lucrările solului la care adâncimea de lucru este mică și nu depășește (15-20)cm. Reducerea forței de tracțiune în acest caz se înregistrează în cazul cultivatoarelor, la prelucrarea solurilor ușoare sau mijlocii și presupune o corelație a parametrilor geometrici ai organelor de afânare cu tipul de suport folosit. Avantajul principal în acest caz este legat de îmbunătățirea calității lucrării efectuate, prin creșterea gradului de mărunțire și afânare a solului.

2) În general utilizarea vibrațiilor forțate are ca efect reducerea forței de tracțiune. Reducerea forței de tracțiune variază în limite foarte largi, până la 75%, în funcție de:

a) parametrii mișcării vibratorii (din care amintim frecvența, amplitudinea, direcția și caracterul mișcării de oscilație);

b) parametrul adimensional k definit de relația (1.3.1) (reprezentând raportul între viteza de deplasare V_0 a mașinii purtătoare și viteza tangențială $\omega \cdot r$ a manivelei excitatoare).

c) forma și dimensiunile organului de lucru;

d) caracteristicile fizico-mecanice ale solului.

Forța de tracțiune înregistrează o scădere mai accentuată pentru valori subunitare ale raportului k . Efectul de reducere a forței de tracțiune se micșorează sau dispare în cazul în care viteza de deplasare V_0 a mașinii purtătoare crește, pentru $\omega \cdot r = ct$. S-a evidențiat dependența dintre forța de tracțiune și frecvența sau amplitudinea mișcării vibratorii, cu existența unor frecvențe sau amplitudini optime pentru care forța de tracțiune înregistrează un minim. Frecvența optimă variază în limitele (10-50)Hz, iar amplitudinea între (2,5-12,5)mm.

3) Deși se înregistrează reducerea forței de tracțiune, nu în toate cazurile se înregistrează și o reducere a consumului de energie. Dimpotrivă, cercetările au pus în evidență cazuri de creștere cu 200% a consumului de energie în anumite situații de utilizare a unor scule vibratoare. Consumul suplimentar de energie se datorează consumului de energie necesar antrenării sculei în mișcare vibratoare. Unele studii însă evidențiază în anumite condiții posibilitatea reducerii consumului de energie cu până la (20-30)% față de situația în care scula de lucru nu este antrenată în mișcare vibratorie. Nu sunt precizate însă condițiile concrete pentru care bilanțul energetic în regim vibrator se îmbunătățește față de procedeele clasice de lucru.

4) Valorile frecvenței și amplitudinii mișcării vibratorii care duc la un minim al forței de tracțiune nu coincid cu cele care asigură consumul minim de energie.

5) Din studiul interacțiunii dintre scula de lucru și sol s-a pus în evidență perioada naturală a foefecării solului. Forța de tracțiune minimă se obține în cazul în care frecvența proprie de forfecare coincide cu frecvența de lucru a sculei vibratoare.

6) Studiile efectuate au urmărit efectul în ansamblu al organelor de lucru vibratoare asupra mediului de lucru și nu au urmărit evidențierea separată a efectului fiecărei solicitări în parte, ca de exemplu compresiunea, forfecarea, frecarea. Cunoașterea modului de comportare al materialului la fiecare în parte, din solicitările prezentate sub acțiunea unei scule vibratorii, este deosebit de importantă. În acest fel se pot evita situațiile în care de exemplu efectul pozitiv al vibrațiilor asupra fenomenului de forfecare să fie anihilat de acțiunea de compactare care se poate produce simultan. Pentru aceasta este necesar de a se realiza modele de organe de lucru prevăzute cu posibilitatea realizării unei singure solicitări sau combinații de mai multe solicitări, în funcție de destinația lor.

7) Studiile întreprinse cu privire la efectele vibrațiilor sculelor asupra mediului de lucru prezintă în general dependența dintre parametrii mișcării vibratorii, atât din punct de vedere calitativ cât și cantitativ, fără să prezinte modelarea matematică a fenomenelor care au loc. Printre puținele modele matematice din acest domeniu este cel al lui Kondner, prezentat în lucrarea [K15], de forma relației (1.5.1):

$$m\ddot{x} + R_1 + R_2 = F_0 \sin \omega t \quad (1.5.1)$$

unde:

\ddot{x} - accelerația sistemului vibrator;

m - masa sistemului;

R_1, R_2 - energia înglobată, respectiv disipată în sol;

F_0 - amplitudinea forței perturbatoare;

ω - viteza unghiulară a mecanismului vibrator.

Ecuația (1.5.1) nu a fost verificată experimental întrucât expresiile pentru R_1 , R_2 sunt necunoscute. Autorul precizează că expresia lui R_1 este neliniară și în general R_1 și R_2 depind de frecvență.

8) Nu este studiată dinamica solului legată de tăiere, compactare, deplasare, sfărâmare, sub acțiunea sculelor aflate în mișcare vibratorie.

9) La interacțiunea între organele de lucru vibratoare și sol nu se cunoaște natura fizică a forțelor care apar inclusiv al celor disipative.

10) Nu se cunosc legile de variație a forțelor de interacțiune dintre sculă și sol datorită vibrațiilor mediului și sculei de lucru.

11) În lucrările apărute nu se ia în considerație efectul ciocnirii dintre scula de lucru vibratoare și sol. Fenomenul ciocnirii este prezent, ca urmare a mișcării vibratorii a sculei de lucru, care lucrează cu frecvențe de 10-50 Hz și care pot atinge viteze mari în momentul ciocnirii. Este necesar să se elaboreze modele de calcul în care se ține cont de efectul de ciocnire dintre sculă și sol, iar solul trebuie privit ca un mediu capabil să amortizeze o parte din șoc.

12) În consumul global de energie, în cazul utilizării vibrațiilor forțate, o pondere importantă o reprezintă transmiterea energiei de la sursă la scula vibratoare. Consumul de energie poate fi micșorat prin îmbunătățirea acestei transmisii și prin alegerea celei mai potrivite surse de vibrații.

13) Analiza energetică trebuie să includă caracterul disipării energiei în sistem.

14) Nu a fost studiată suficient dependența dintre direcția de oscilație și geometria organului de lucru vibrator.

15) Utilizarea vibrațiilor în procesul tehnologic de lucru

presupune existența unor izolatori, pentru izolarea antivibratorie a sculei de lucru de structura de rezistență a mașinii sau de mașina purtătoare. Este necesar o aprofundare a acestei probleme, cu atât mai mult cu cât în studiile publicate acest aspect este tratat mai mult constructiv, fără să existe studii teoretice care să justifice soluțiile adoptate.

Cap. 2. CONTRIBUTII TEORETICE PRIVIND STUDIUL INTERACTIUNII ORGANELOR DE LUCRU VIBRATOARE CU SOLUL.

2.1. Schema cinematică utilizată pentru scarificatorul cu organe de lucru vibratoare cu antrenare armonică.

Lucrarea de scarificare adâncă a solului presupune existența unei mașini purtătoare care să dezvolte o forță de tracțiune suficient de mare, pentru invingerea forțelor de rezistență care apar în timpul procesului tehnologic de lucru. În contextul în care forța necesară de tracțiune este mare, procesul tehnologic de lucru se realizează cu un consum ridicat de energie. Micșorarea forțelor de rezistență la prelucrarea solului, mai ales în cazul când valorile acestor forțe de rezistență sunt apropiate de valorile disponibile maxime ale mașinii purtătoare, poate conduce pe de o parte la scăderea consumului energetic pe unitatea de suprafață prelucrată, dar și la creșterea productivității muncii, la creșterea calității lucrării efectuate și îmbunătățirea randamentului de utilizare a mașinii purtătoare.

În conformitate cu aceste considerații, studiul influenței vibrațiilor asupra rezistenței de lucru a solului, constituie o problemă de studiu deosebit de importantă.

Pentru studiul influenței vibrațiilor forțate asupra rezistenței de lucru a solului la operația de scarificare adâncă, s-a utilizat un scarificator vibrator conform schemei din figura 2.1.1., la care organele de lucru active, reprezentate de cuțitul inclinat (1) și cuțitul vertical (2), au fost antrenate în mișcare vibratorie, prin intermediul mecanismului bielă (3) - manivelă (4) - balansier (5).

Schema cinematică de antrenare pentru organele active a scarificatorului la care s-a făcut studiul, este prezentată în figura 2.1.2. Schema cinematică este astfel realizată, încât mișcarea vibratorie a cuțitului inclinat (1) să fie o mișcare oscilatorie de rotație în jurul articulației O_6 , care se execută în planul vertical, situat pe direcția de deplasare a utilajului. Cuțitul vertical (2) execută o mișcare vibratorie de translație pe verticală, în același plan cu planul de oscilație al cuțitului inclinat (1).

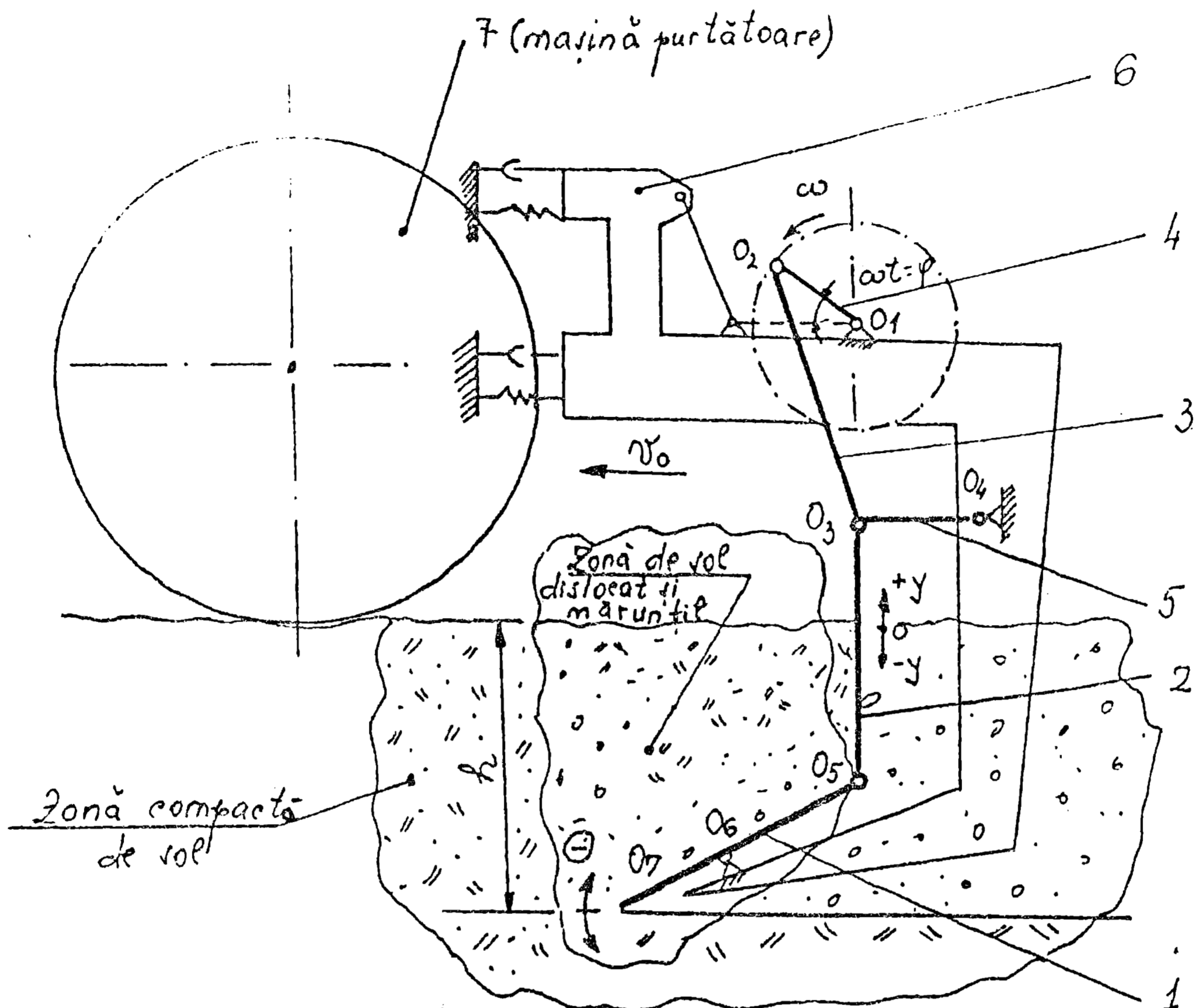


Fig.2.1.1. - Schema scarificatorului cu organe de lucru vibratoare.

Conform figurii 2.1.2, in cazul in care lungimea r a manivelei (4) de la mecanismul de antrenare este mult mai mică in comparație cu lungimea balansierelor, notate cu r_1 și r_2 , legea de mișcare pentru cuțitul vertical (2) intr-o primă aproximație poate fi scrisă sub forma relației (2.1.1) :

$$y = r(1 - \cos \varphi) + \frac{r\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \quad (2.1.1)$$

sau sub forma relației (2.1.2):

$$y = r(1 - \cos \varphi - \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi) \quad (2.1.2)$$

unde:

r raza manivelei (4) care se rotește cu viteza unghiulara ω .

l - lungimea bielei (3);

λ - reprezintă raportul r/l ;

t - timp;

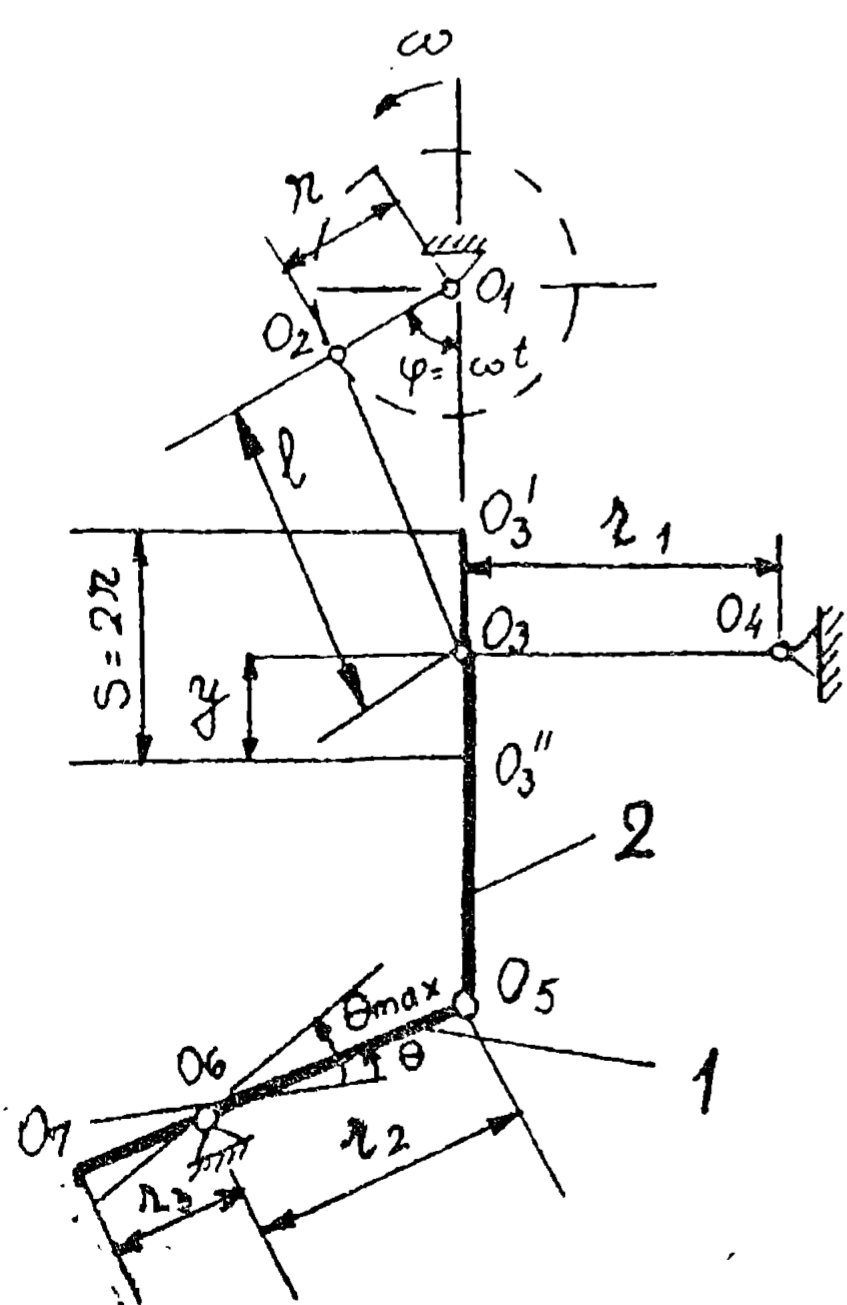


Fig.2.1.2.- Schema cinematica de antrenarea organelor active.

φ = unghiul de rotație al manivelei (4).

Legile de variație ale vitezei și accelerației sunt reprezentate de relațiile (2.1.3):

$$v = r\omega \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (2.1.3)$$

$$a = r\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Pentru cuțitul inclinat (1), fig.2.1.2, legile de mișcare sunt date de relațiile (2.1.4):

$$\begin{cases} \theta(t) = \frac{y(t)}{r_2} \\ \dot{\theta}(t) = \frac{v(t)}{r_2} \\ \ddot{\theta}(t) = \frac{a(t)}{r_2} \end{cases} \quad (2.1.4)$$

unde:

θ unghiul de rotație al cuțitului inclinat față de poziția inițială;

$y(t)$, $v(t)$, $a(t)$ - reprezintă legile date de relațiile (2.1.1) (2.1.3).

Rezultă că pe verticală, cursa totală y_{\max} a cuțitului (2) este dată de relația (2.1.5):

$$y_{\max} = 2 \cdot r \quad (2.1.5)$$

iar unghiul de rotație maxim va fi dat de relația (2.1.6):

$$\theta_{\max} = \frac{y_{\max}}{r_2} = \frac{2r}{r_2} \quad (2.1.6)$$

Mecanismul de antrenare pentru organele active vibratoare, este prevăzut cu un sistem de reglaj al mai multor parametri de lucru, care permite studiul influenței acestora asupra rezistenței de lucru a solului în regim vibrator. Conform schemei din figura 2.1.3, acești parametri sunt:

- Frecvența vibrațiilor (se poate modifica prin variația vitezei unghiulare ω a manivelei de antrenare);

- Unghiul de așezare „ u ” al cuțitului inclinat față de orizontală;

- Amplitudinea mișcării de oscilație a cuțitului inclinat (prin schimbarea poziției de fixare a articulației O_6 în pozițiile O_6' și O_6'');

- Adâncimea de lucru h .

2.2. Studiul vibrațiilor cutitului inclinat cu antrenare armonică pentru un scarificator

Intrucât în procesul tehnologic de scarificare, cutitul inclinat 1 (fig.2.2.1) reprezintă, ca urmare a poziției sale în raport cu celelalte componente ale dispozitivului, scula care are rolul preponderent în acțiunea asupra solului supus preluării, în cele ce urmează se prezintă studiul vibrațiilor acestui organ de lucru.

Ecuția diferențială a mișcării cutitului inclinat o vom considera în următoarele ipoteze:

- lungimea manivelei (4), r , este mult mai mică în comparație cu lungimea bielei elastice (3), ℓ , (fig.2.2.1);
- forța de frecare F , dintre sol și organul de lucru este constantă și paralelă cu suprafața superioară a solului prelucrat;
- unghiul de așezare „ α ” al cutitului inclinat este mult mai mare decât unghiul β care reprezintă parametrul mișcării sale de rotație relativă.

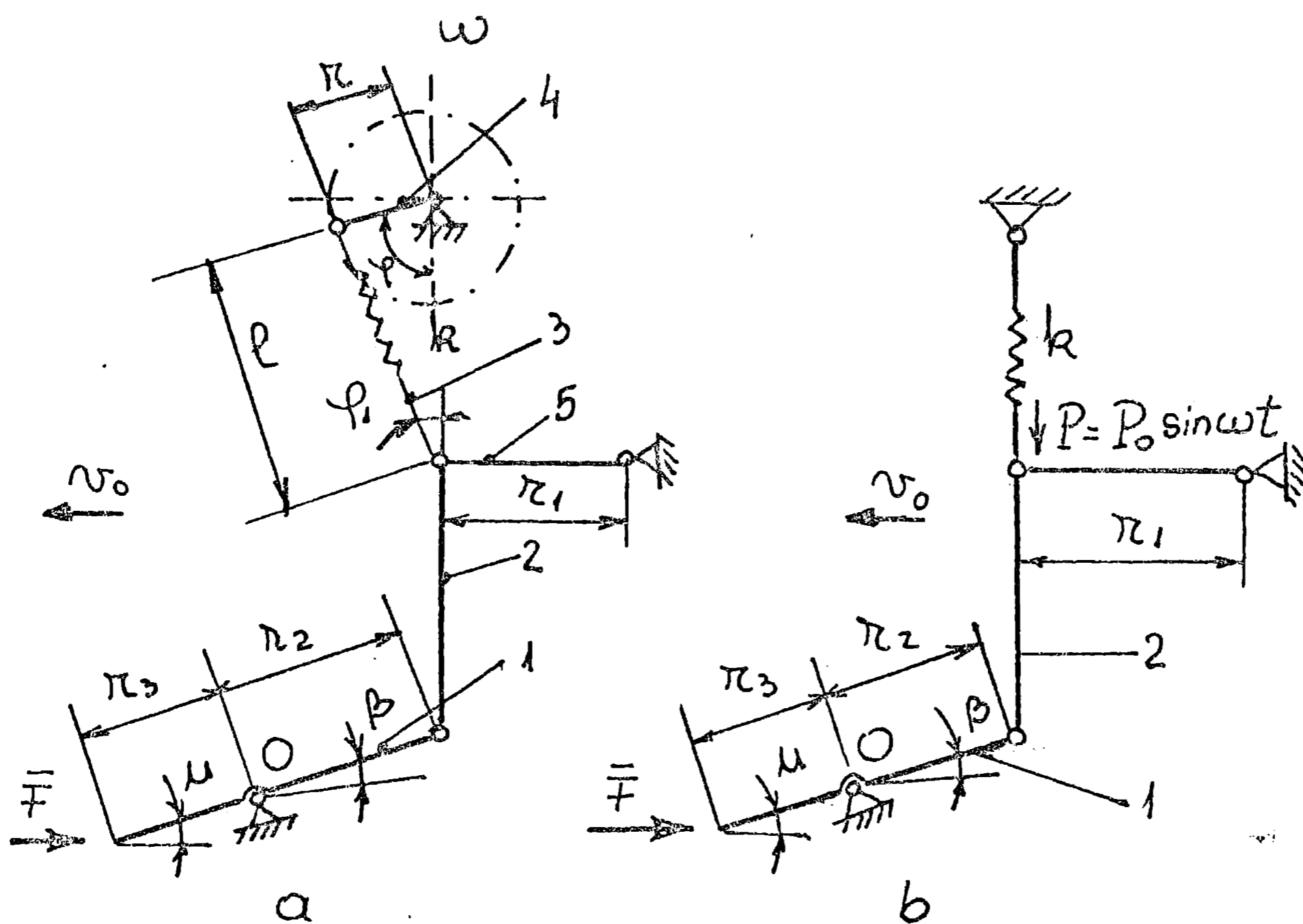


Fig.2.2.1. - Modelul utilizat pentru studiul vibrațiilor cutitului inclinat cu antrenare armonică.

Teorema momentului cinetic în raport cu articulația O (figura 2.2.1.a) de fixare dintre organul de lucru inclinat și cadrul scarificatorului, conduce la ecuația (2.2.1) :

$$J \ddot{\beta} + kr_2(\beta - \theta) = r_3(\sin u) F \text{sign}(v_0 - r_3 \dot{\beta}) \quad (2.2.1)$$

unde:

J reprezintă momentul de inerție mecanic al cuțitului inclinat (1) în raport cu punctul de rotație O ;

β - parametrul mișcării de rotație relativă în jurul punctului de prindere al cuțitului inclinat;

k - constanta elastică a arcului bielei (3) (fig.2.2.1.a);

v_0 - viteza de deplasare constantă a mașinii purtătoare;

θ - deplasarea unghiulară a cuțitului inclinat (1) datorită antrenării armonice în cazul unei biele rigide, exprimat de relația (2.1.4);

ω - pulsația mișcării perturbatoare;

u - unghiul de așezare al cuțitului inclinat.

În mod similar, ținând cont de schema din figura (2.2.1.b) ecuația diferențială pentru mișcarea de rotație, în cazul antrenării cu un generator de vibrații va fi:

$$J \ddot{\beta} + kr_2^2 \beta = r_3(\sin u) F \text{sign}(v_0 - r_3 \dot{\beta}) + r_3 P_0 \sin \omega t \quad (2.2.2)$$

unde:

$P = P_0 \sin \omega t$ reprezintă forța de excitație armonică.

Ecuația (2.2.2) după transformare devine:

$$\ddot{\beta} + \omega_n^2 \beta = \omega_n^2 \beta_{st} \text{sign}(v_0 - r_3 \dot{\beta}) + \omega_n^2 \beta_0 \sin \omega t \quad (2.2.3)$$

unde:

ω_n , β_{st} și β_0 sunt coeficienți adimensionali.

$$\omega_n^2 = \frac{kr_2^2}{J} \quad ; \quad \beta_{st} = \frac{F \cdot r_3}{kr_2^2 \sin u} \quad ; \quad \beta_0 = \frac{P_0 r_3}{k \cdot r_2^2} \quad (2.2.4)$$

unde:

ω_n are semnificația pulsației proprii a sistemului;

β_{st} - rotația unghiulară statică a cuțitului inclinat sub acțiunea forței de frecare F .

Integrarea ecuației (2.2.3) pe intervale temporale, este deosebit de greoaie, întrucât evaluarea soluției trebuie făcută pentru un interval de timp suficient de mare. Se va aplica prin urmare o metodă aproximativă de rezolvare a acestei ecuații, conform metodei prezentată în lucrările [K5] [L1] .

Se admite că relația $\beta(t)$ se poate scrie ca o sumă:

$$\beta(t) = \alpha(t) + \gamma(t) \quad (2.2.5)$$

În relația (2.2.5), funcția $\alpha(t)$ reprezintă funcția ce descrie mișcarea "neperturbată", iar $\gamma(t)$ reprezintă funcția ce descrie mișcarea "perturbată" (oscilatorie).

În termenul neliniar din ecuația (2.2.3), după înlocuirea relației (2.2.5) se obține:

$$\text{sign}(v_0 - r_3 \dot{\beta}) = \text{sign}(v_0 - r_3 \dot{\alpha} - r_3 \dot{\gamma}) \quad (2.2.6)$$

Cu notațiile:

$$v_0 - r_3 \dot{\alpha} = \dot{x} \quad ; \quad - r_3 \dot{\gamma} = \dot{y} \quad (2.2.7)$$

după dezvoltarea în serie a termenului neliniar reprezentat de relația (2.2.6) în jurul termenului care conține funcția γ și reținerea primilor doi termeni ai dezvoltării, se obține:

$$\text{sign}(\dot{x} + \dot{y}) = \text{sign} \dot{y} + \left(\frac{d}{dx} \text{sign } \dot{x} \Big|_{\dot{x} = \dot{y}} \right) (\dot{x} - \dot{y}) \quad (2.2.8)$$

Cu notația:

$$\frac{d}{dx} \text{sign } \dot{x} \Big|_{\dot{x} = \dot{y}} = 2 \delta(\dot{x}) \Big|_{\dot{x} = \dot{y}} = 2 \delta(\dot{y}) \quad (2.2.9)$$

și cu notațiile (2.2.7), termenul neliniar (2.2.6) devine:

$$\text{sign}(v_0 - r_3 \dot{\beta}) = \text{sign}(-r_3 \dot{\gamma}) + 2 \delta(-r_3 \dot{\gamma})(v_0 - r_3 \dot{\alpha}) \quad (2.2.10)$$

Tinând cont de relațiile (2.2.5) și (2.2.10), ecuația (2.2.3) devine:

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} + \ddot{\gamma} + \omega_n^2(\alpha + \gamma) &= \omega_n^2 \beta_{st} \left[\text{sign}(-r_3 \dot{\gamma}) + 2(v_0 - r_3 \dot{\alpha}) \delta(-r_3 \dot{\gamma}) \right] + \\ &+ \omega_n^2 \beta_0 \sin \omega t \end{aligned} \quad (2.2.11)$$

Din analiza ecuației (2.2.11) se pot pune în evidență două grupe de termeni: termeni neperturbați și termeni oscilanți. Întrucât $\gamma(t)$, exprimă mișcarea în regim staționar, această funcție reprezintă soluția staționară a ecuației diferențiale (2.2.12):

$$\ddot{\gamma} + \omega_n^2 \gamma = \omega_n^2 \left[\beta_0 \sin \omega t + \beta_{st} \text{sign}(-r_3 \dot{\gamma}) \right] \quad (2.2.12)$$

Soluția aproximativă a ecuației (2.2.12) este de forma:

$$\gamma = \gamma_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (2.2.13)$$

Rezolvarea aproximativă a ecuației (2.2.12) constă în înlocuirea termenului disipativ printr-un termen echivalent conform relației (2.2.14):

$$-\omega_n^2 \beta_{st} \operatorname{sign}(-r_3 \dot{\gamma}) = c \dot{\gamma} \quad (2.2.14)$$

unde c este un coeficient de amortizare echivalent care depinde de ω și γ_0 și care se determină din condiția de echivalență a lucrului mecanic efectuat de cei doi membri ai ecuației (2.2.14).

Se poate scrie:

$$\gamma_0 \int_0^{2\tilde{\pi}} -\omega_n^2 \beta_{st} \operatorname{sign}(-r_3 \dot{\gamma}) \cos \omega t \, d(\omega t) = \tilde{\pi} c \omega \gamma_0^2 \quad (2.2.15)$$

Din relația (2.2.15) rezultă:

$$c = \frac{4 \cdot \omega_n^2 \cdot \beta_{st}}{\tilde{\pi} \cdot \omega \cdot \gamma_0} \quad (2.2.16)$$

În acest fel ecuația (2.2.12) devine o ecuație liniară, pentru a cărei soluții exprimată de relația (2.2.13), defazajul și amplitudinea se pot scrie sub forma:

$$\varphi = \arcsin \frac{4 \beta_{st}}{\tilde{\pi} \beta_0} \quad (2.2.17)$$

$$\gamma_0 = \frac{\beta_0 \sqrt{1 - \left(\frac{4 \beta_{st}}{\tilde{\pi} \beta_0} \right)^2}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \quad (2.2.18)$$

Întru domeniul de lucru:

$$\omega > \omega_n \quad (2.2.19)$$

soluția ecuației 2.2.12 devine:

$$\dot{\gamma}' = \gamma_0' (\sin \omega t - \varphi') \quad (2.2.20)$$

$$\text{unde } \gamma_0' = -\gamma_0 \quad ; \quad \varphi' = \tilde{\pi} - \varphi \quad (2.2.21)$$

Existența soluției exprimată de relația (2.2.18) pentru amplitudinea γ_0 trebuie să satisfacă relația:

$$-1 < \frac{2 \beta_{st}}{\tilde{\pi} \beta_0} < 1 \quad (2.2.22)$$

In situația în care avem satisfăcute următoarele condiții:

$$\frac{2 \cdot \beta_{st}}{\pi \cdot \beta_0} \ll 1 \quad \text{și} \quad \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \ll 1 \quad (2.2.23)$$

ceea ce ne conduce la concluzia că $\omega < \omega_n$, rezultă:

$$\theta(t) = \gamma'(t)$$

ceea ce înseamnă că mișcarea vibratorie a organului de lucru este identică cu mișcarea perturbatoare a mecanismului de antrenare dar în opoziție de fază.

În cazul în care $\gamma(t)$ satisface ecuația (2.2.12), atunci conform relației (2.2.11) se obține ecuația:

$$\ddot{\alpha} + \omega_n^2 \alpha = 2 \omega_n^2 \beta_{st} (v_0 - r_3 \dot{\alpha}) \delta(-r_3 \dot{\gamma}) \quad (2.2.24)$$

Rezolvarea acestei ecuații se poate face pe cale aproximativă, prin înlocuirea coeficientului variabil al funcției $\dot{\alpha}$ cu valoarea sa medie în intervalul unei perioade $T = 2\pi / \omega$:

$$\frac{1}{T} \int_t^{t+T} \delta[r_3 \dot{\gamma}(\tau)] dt = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \left[\frac{\delta(\tau - t_1)}{|r_3 \dot{\gamma}(t_1)|} + \frac{\delta(\tau - t_1 - \frac{T}{2})}{|r_3 \dot{\gamma}(t_1 + \frac{T}{2})|} \right] d\tau \quad (2.2.25)$$

unde t_1 și $t_1 + \frac{T}{2}$ reprezintă zerourile funcției $\dot{\gamma}(t)$, adică:

$$\dot{\gamma}(t_1) = \dot{\gamma}(t_1 + \frac{T}{2}) = 0 \quad (2.2.26)$$

Conform relației (2.2.13) rezultă:

$$\left| \ddot{\gamma}(t_1) \right| = \gamma_0 \cdot \omega^2 \quad (2.2.27)$$

După efectuarea integralei (2.2.25) se obține:

$$\frac{1}{T} \int_t^{t+T} \delta[r_3 \dot{\gamma}(\tau)] = \frac{2}{\pi r_3 \gamma_0 \omega^2} = \frac{1}{\pi r_3 \gamma_0 \omega^2} \quad (2.2.28)$$

Prin înlocuirea relației (2.2.28) în ecuația (2.2.24), rezultă

$$\ddot{\alpha} + 2n \dot{\alpha} + \omega_n^2 \alpha = \frac{2n v_0}{r_3} \quad (2.2.29)$$

unde:

$$n = \frac{\beta_{st} (\omega^2 - \omega_n^2)}{\pi \omega \beta_0 \sqrt{4 - \left(\frac{4 \cdot \beta_{st}}{\pi \cdot \beta_0} \right)^2}} \quad (2.2.30)$$

Deoarece s-a considerat regimul de lucru în domeniul post rezonat, $\omega > \omega_n$, notația (2.2.30) s-a obținut prin înlocuirea lui γ_0 din relația (2.2.28) cu $\gamma'_0 = -\gamma_0$ conform relației (2.2.21). Condițiile inițiale ale mișcării descrise de ecuația (2.2.29) se obțin cu ajutorul condițiilor inițiale pentru funcția $\beta(t)$, ținând cont de relațiile (2.2.5), (2.2.20) și (2.2.21):

$$\alpha(0) = \gamma'(0) \sin(\varphi') = \frac{4\beta_{st} \omega_n^2}{\tilde{\pi}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{4\omega_n \beta_{st}}{\tilde{\pi} \beta_0}\right)^2}{\omega^2 - \omega_n^2}} \quad (2.2.31)$$

$$\dot{\alpha}(0) = \gamma'(0) \omega \cos(\varphi') = \frac{\omega_n^2 \cdot \omega \cdot \theta}{\tilde{\pi}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{4\omega_n \beta_{st}}{\tilde{\pi} \beta_0}\right)^2}{\omega^2 - \omega_n^2}} \quad (2.2.32)$$

Soluția ecuației diferențiale (2.2.29) în cazul în care $\omega_n > n$, este de forma:

$$\dot{\alpha}(t) = e^{-nt} \left[\alpha(0) \cdot \cos(\omega_{nl} \cdot t) + \frac{\dot{\alpha}(0) + n\alpha(0)}{\omega_{nl}} \sin(\omega_{nl} \cdot t) \right] + \alpha_0 \quad (2.2.33)$$

unde s-au făcut notațiile:

$$\omega_{nl} = \sqrt{\omega_n^2 - n^2} \quad ; \quad \varphi_0 = \frac{2n\nu}{r_3 \omega_n^2} \quad (2.2.34)$$

Condiția $\omega_n > n$ conduce la:

$$\frac{\beta_{st}}{\beta_0} > \frac{\tilde{\pi} \frac{\omega}{\omega_n}}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1\right]^2 + 16\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.2.35)$$

În cazul în care $\omega_n < n$, soluția ecuației (2.2.29) devine:

$$\alpha(t) = \frac{e^{-nt}}{2\omega_{nl}} \left\{ \left[\alpha(0)(n + \omega_{nl}) + \dot{\alpha}(0) \right] e^{\omega_{nl} \cdot t} - \left[\alpha(0)(n - \omega_{nl}) + \dot{\alpha}(0) \right] e^{-\omega_{nl} \cdot t} \right\} + \alpha_0 \quad (2.2.36)$$

Conform lucrării [S23] se pot admite următoarele valori aproximative ale condițiilor inițiale:

$$\begin{cases} \alpha(0) = 0 \\ \dot{\alpha}(0) = \omega \beta_0 \varepsilon \\ n = \frac{\omega}{\tilde{n}} \cdot \frac{\beta_{st}}{\beta_0} \end{cases} \quad (2.2.37)$$

unde, $\varepsilon = \frac{\omega_n^2}{\omega^2 - \omega_n^2} < 1$ (2.2.38)

Din analiza relației (2.2.31) rezultă ca prima condiție (2.2.37) poate fi acceptată dacă se admite aproximația:

$$\beta_{st} \cdot \omega_n^2 = \frac{F \cdot r_3}{J} \approx 0 \quad (2.2.39)$$

ceea ce conduce la concluzia că momentul forței de frecare (Fr_3) este mult mai mic, în raport cu momentul de inerție (J).

De asemenea din relațiile (2.2.30) și (2.2.31), rezultă:

$$\left(\frac{\beta_{st}}{\beta_0} \right)^2 = \left(\frac{\frac{Fr_3}{kr_2^2}}{\frac{Fr_3}{kr_2^2}} \right)^2 = \frac{F^2}{P^2} \approx 0 \quad (2.2.40)$$

adică patratul forței de frecare este mult mai mic în raport cu patratul forței perturbatoare.

Pentru $\omega_n > n$ soluția mișcării perturbate devine:

$$\alpha(t) = e^{-\frac{\omega}{\tilde{n}} \cdot \frac{\beta_{st}}{\beta_0} \cdot t} \frac{\omega \beta_0}{\omega_{nl}} \varepsilon \sin \omega_{nl} t + \frac{2}{\tilde{n}} \frac{\omega}{\omega_n^2} \frac{\beta_{st}}{\beta_0} \frac{v_0}{r_3} \quad (2.2.41)$$

Pentru $\omega_n < n$ soluția va fi:

$$\alpha(t) = \frac{\tilde{n} \beta_0^2}{\beta_{st}} \varepsilon e^{-\frac{\omega}{\tilde{n}} \cdot \frac{\beta_{st}}{\beta_0} t} \operatorname{ch} \omega_{nl} t + \frac{2}{\tilde{n}} \frac{\omega}{\omega_n^2} \frac{\beta_{st}}{\beta_0} \frac{v_0}{r_3} \quad (2.2.42)$$

Din analiza rezultatelor obținute anterior se poate trage concluzia că în timpul funcționării, organul de lucru al scarificatorului este supus unei solicitări uniforme din partea solului datorită deplasării mașinii cu viteză constantă v_0 și a unei solicitări variabile datorită antrenării în mișcare vibratorie a organului de lucru. După cum s-a putut remarca sistemul este nelini-

ar deci nu se poate aplica în rezolvarea sa principiul suprapunerii de efecte.

Metoda de lucru aproximativă, prezentată, permite evidențierea celor două tipuri de mișcări pe care le descrie organul de lucru și anume:

- Mișcarea vibratorie rapidă, descrisă de ecuația (2.2.12), care are pulsația excitației perturbatoare și a amplitudinii relativ mică;

- Mișcarea de vibrație amortizată, descrisă de ecuația (2.2.24), cu pulsația relativ mică în funcție de coeficientul de amortizare și pulsația vibrației purtate.

Se poate trage concluzia importantă că în cazul antrenării vibratoare cu o pulsație mare și amplitudine mică, sistemul se comportă ca și cum în sistem ar exista o amortizare viscoasă. În acest caz sistemul devine sensibil la solicitările exterioare, sau solicitările exterioare reprezentate de rezistența de înaintare din partea solului poate fi modificată prin aplicarea acestor vibrații.

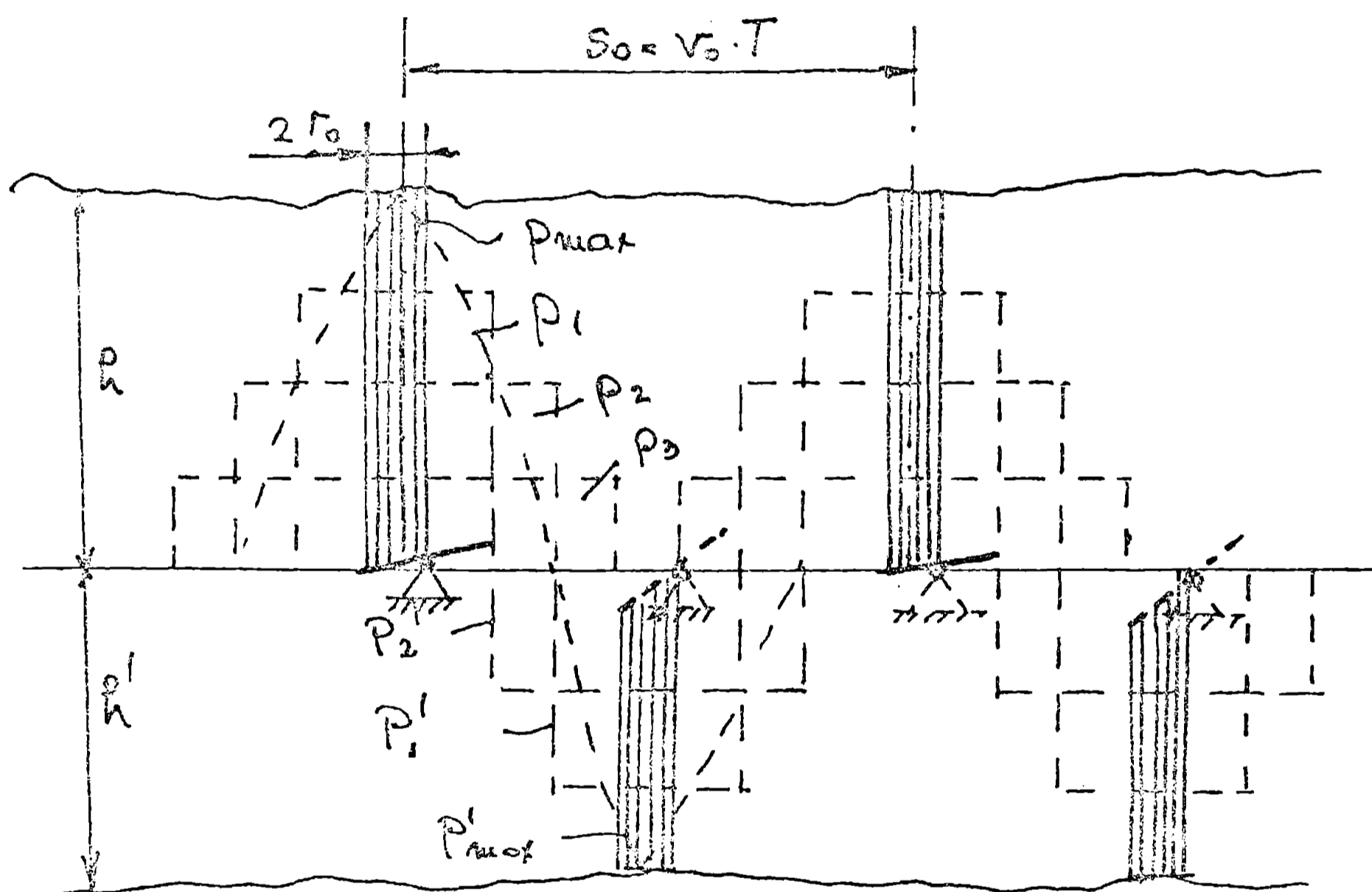
În cazul în care sunt îndeplinite condițiile (2.2.23), în cazul mecanismului bielă-manivelă-balansier, mișcarea vibratorie a organului de lucru este identică cu mișcarea vibratoare perturbatoare, dar în opoziție de fază.

2.3. Studiul interaciunii dintre organele de scarificare vibratoare si sol.

2.3.1. Consideratii generale

Ca efect al interaciunii dintre organele de scarificare vibratoare si sol, solul la randul sau este antrenat intr-o miscare vibratorie sub actiunea impulsurilor repetate la care este supus. Cuneasterea legilor de miscare precum si a starii de tensiune si deformatie in masa solului situata in zona de lucru a sculelor vibratoare, reprezinta o problema deosebit de importanta in studiul influentei vibratiilor asupra rezistentei de lucru a solului.

In figura 2.3.1 se prezinta schema de interactiune cu solul pentru pozitii succesive extreme ale sculei vibratoare, care se deplaseaza in acelasi timp cu viteza constanta v_0 (unde v_0 reprezinta viteza de deplasare a masinii purtatoare).



Datorita deplasării agregatului cu viteza v_0 , varful de presiune p_{max} , localizat la nivelul extremității O_7 a cutitului inclinat (fig. 2.1.1) se va exercita în sol cu pasul S_0 , care este dat de relația:

Fig. 2.3.1. - Schema de interacțiune cu solul a sculei de lucru vibratoare

$$S_0 = v_0 \cdot \frac{2\pi}{\omega} \quad (2.3.1)$$

unde: $\frac{2\pi}{\omega}$ este perioada T a mișcării oscilatorii de rotație a cutitului inclinat, iar ω reprezintă viteza unghiulară a manivelei (4) (fig. 2.1.1).

Admitem ca suprafața de contact între eutitul vibrator și sol este circulară, cu valoarea ariei de πr_0^2 , unde " r_0 " reprezintă raza cercului teoretic de contact între cutit și sol. De menționat ca suprafața de contact cu solul a cutitului inclinat în stare neuzată este de forma patrată cu latura " b ". Datorita însă

uzurilor care apar, muchiile initial drepte ale cutitului se rotunjesc, astfel ca se poate considera, ca suprafata reala de contact este o suprafata circulara, cu raza cercului inscris " r_0 " in patratul de latura " b " (fig.2.3.2).

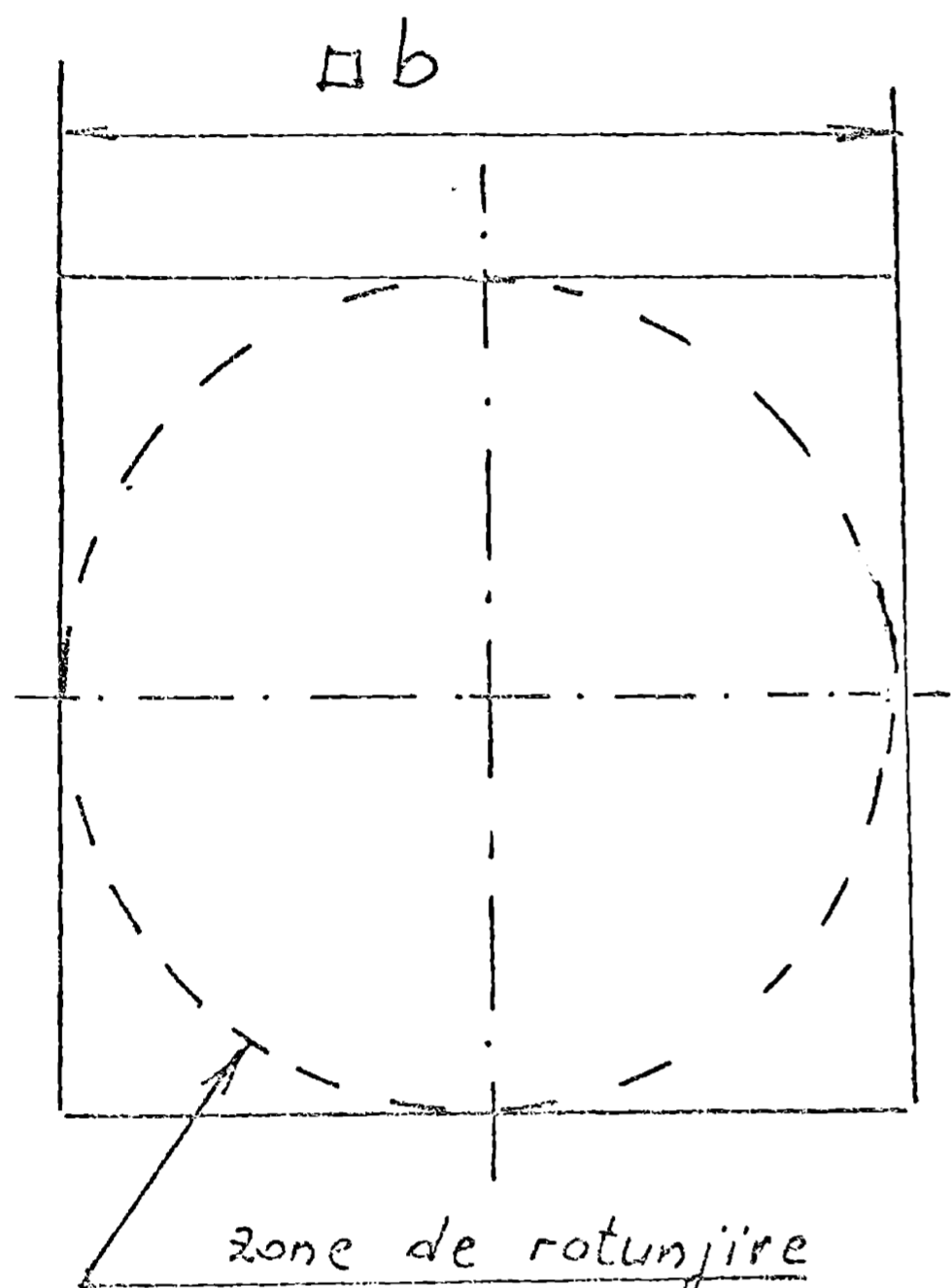


Fig.2.3.2.- Schema de rotunjire a cutitului datorita uzurii.

Solicitarea de scurta durata, corespunzatoare presiunii maxime p_{max} sau p'_{max} (fig.2.3.1) coincide cu atingerea de catre cutitul vibrator a pozitiei extreme superioare respectiv a pozitiei extreme inferioare. In timpul procesului tehnologic de lucru, o parte din masa de sol aflata deasupra organului de lucru este antrenata in miscare, in sensul de actiune a cutitului vibrator.

Pentru cunoasterea fenomenului descris, este important sa cunoastem valoarea masei de sol antrenata in miscare, precum si legile miscarii solului in timpul procesului de lucru.

La contactul dintre cutitul in miscare vibratorie si sol, in conditi-

ile descrise anterior, in masivul de sol, apare un camp de viteza pentru care componenta pe verticala, conform rezultatelor prezentate in lucrarea [B1] are expresia:

$$v_m = \frac{I_s (2y^2 - r^2)}{2 \tilde{\eta} \rho (y^2 + r^2)^{5/2}} \quad (2.3.2)$$

unde:

ρ este densitatea solului [g/cm^3];

r si y - coordonatele punctului A in conformitate cu notatiile din figura 2.3.3;

I_s - forta sub actiunea careia se desfasoara miscarea.

In figura 2.3.3, punctele O si O' reprezinta doua pozitii extreme ale varfului cutitului, corespunzatoare fortei maxime orientate astfel: de jos in sus pentru punctul O si de sus in jos pentru punctul O'.

Introducand notatiile:

$$t = \operatorname{tg} \alpha = \frac{I}{y} \quad (2.3.3)$$

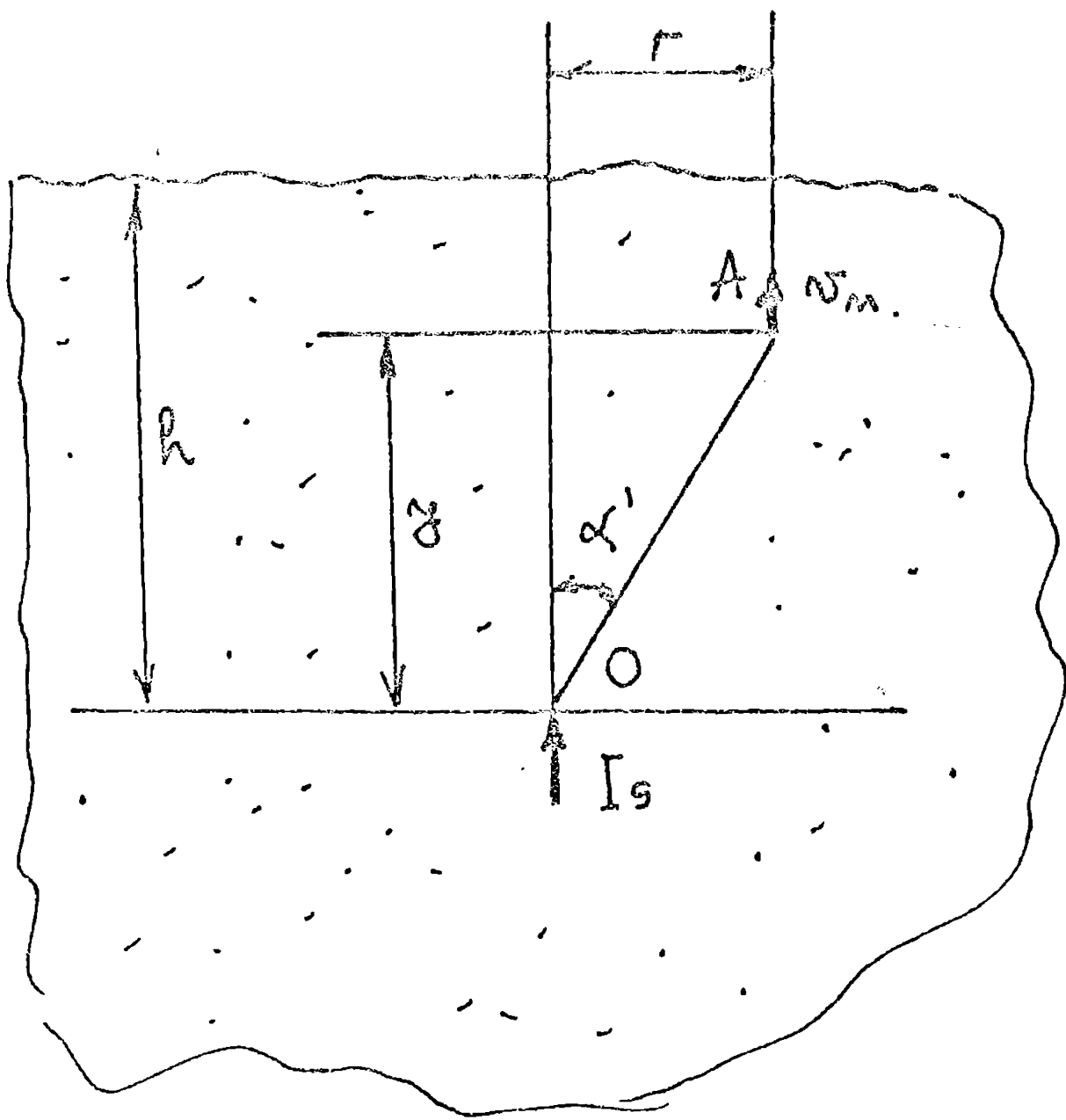


Fig.2.3.3.- Schema de calcul pentru componenta verticala a vitezei in sol.

Rezulta deci ca unghiul limita α' , care delimiteaza stratul de sol aflat in miscare de solul in repaus, are valoarea $\alpha' = \text{arctg}\sqrt{2} = 54^{\circ}44'8''$. Variatia functiei $b(t)$, pentru diferite valori ale parametrului t , este reprezentata in figura 2.3.4. In aceste conditii se poate afirma ca solul aflat in miscare are forma unui trunchi de con, (figura 2.3.5), avand generatoarea OA inclinata fata de normala la planul cutitului, cu unghiul $\alpha' = 54^{\circ}44'8''$, de masa "m", conform relatiei (2.3.7):

$$m = \int \frac{1}{3} h (r_0^2 + r_{\max}^2 + r_0 r_{\max}) \quad (2.3.7)$$

unde r_{\max} este raza pentru baza mare a trunchiului de con, figura 2.3.5, corespunzatoare suprafetei exterioare a solului.

Pentru constituirea ecuatiilor de miscare, se considera un element de volum infinitezimal, situat la distanta x de zona de contact a solului cu organul de lucru vibrator (fig.2.3.5) de inaltime dx , care trebuie sa se afle in echilibru dinamic si satisface ecuatia:

$$dF = dF_i \quad (2.3.8)$$

si

$$b(t) = \frac{1 - \frac{1}{2} t^2}{(1 + t^2)^{5/2}} \quad (2.3.4)$$

Obtinem pentru expresia (2.3.2) urmatoarea forma:

$$v_m = \frac{I_s}{\tilde{h} \cdot \int y^3} f(t) \quad (2.3.5)$$

Pentru determinarea stratului limita de sol, care este antrenat in miscare sub actiunea fortei I_s , se pune conditia ca $v_m = 0$. Din relatia (2.3.5) rezulta in acest fel conditia:

$$b(t) = 0 \quad (2.3.6)$$

Conditia (2.3.6) este satisfacuta de solutia $t = \sqrt{2} = 1,41$.

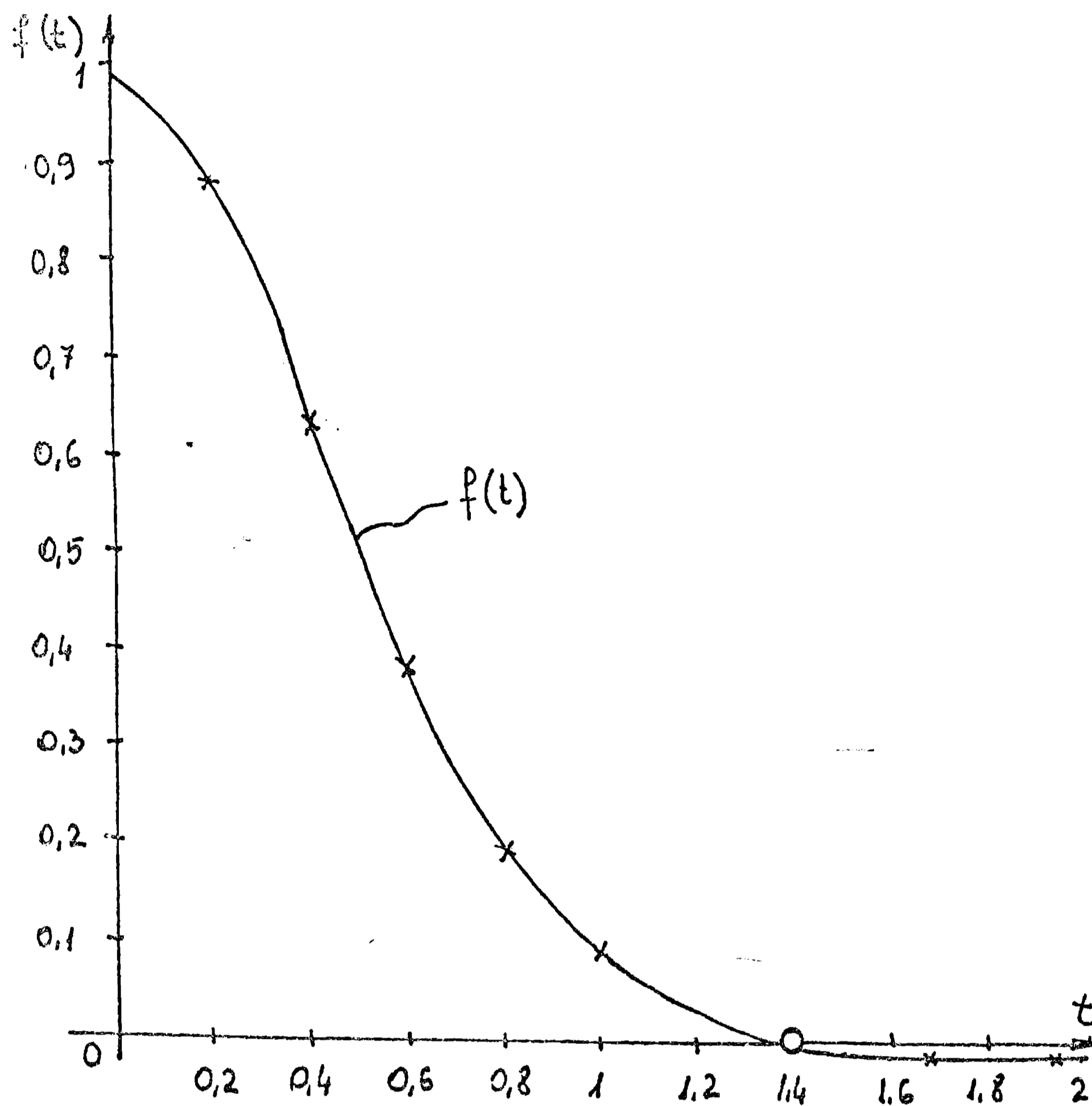


Fig.2.3.4. - Variatia functiei $b(t)$

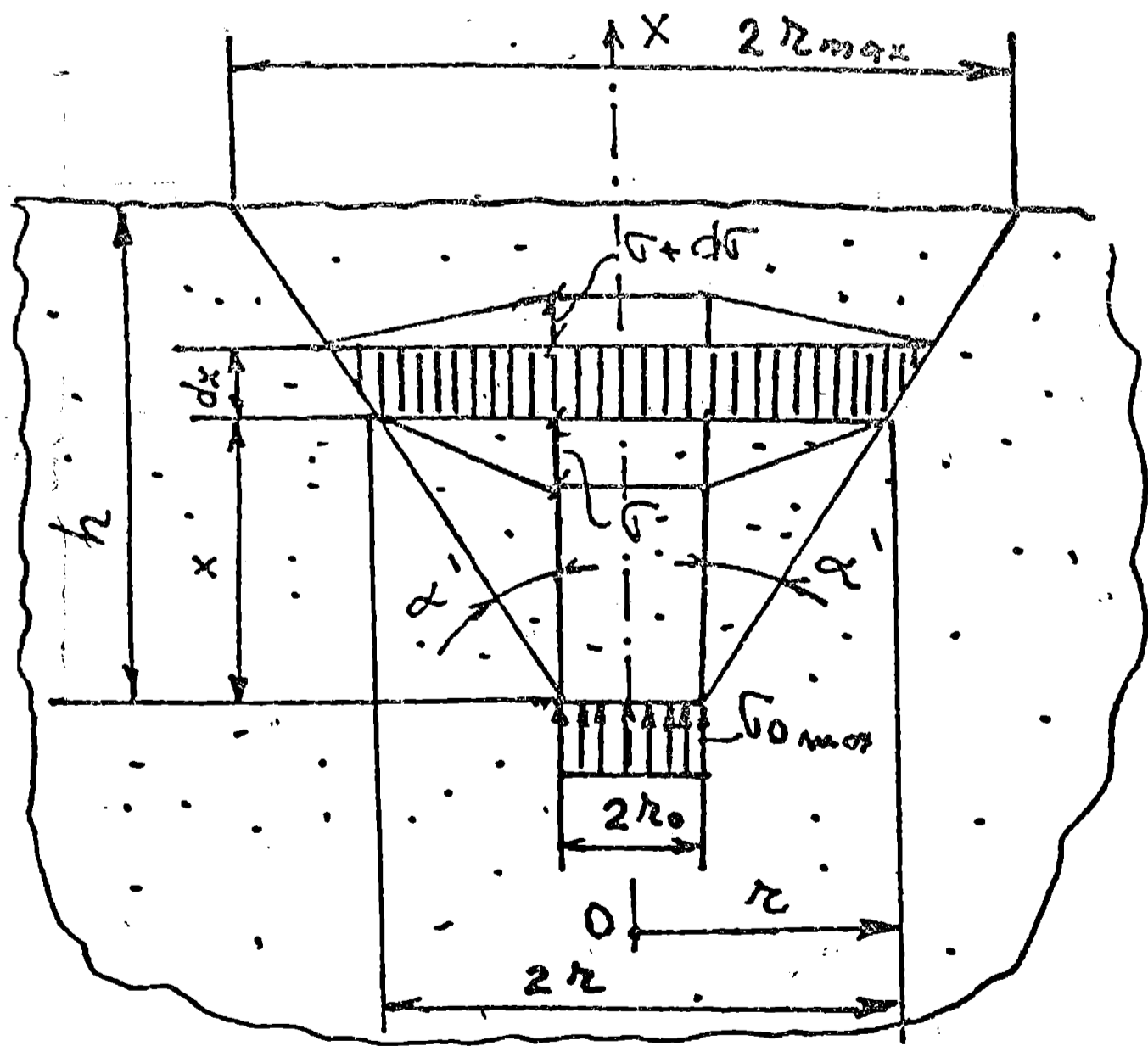


Fig.2.3.5.- Forma masei de sol aflat in miscare datorita impactului cu organul de lucru vibrator.

unde:

dF reprezinta forta exercitata asupra elementului de volum datorita sollicitarii produsa de organul vibrator in timpul procesului tehnologic de lucru;

dF_1 - reprezinta forta de inertie a elementului de masa elementara considerat.

Pe suprafata transversala situata la distanta "x" de zona de contact a sculei de lucru cu solul, in conformitate cu schema din figura 2.3.5, admitem prezenta tensiunilor normale σ .

Tensiunii σ pe aceasta suprafata se considera distribuita uniform in dreptul suprafetei

teoretice circulare de contact dintre scula si sol si cu o variatie liniara continua, cu respectarea conditiei $\tilde{\nu} = 0$ la nivelul generatoarei OA.

Fora echivalenta pe directia normala suprafetei de contact pentru solul antrenat in miscare intr-o sectiune la inaltimea "x" are expresia:

$$F = \frac{\tilde{\mu}}{3} (r^2 + r_0^2 + rr_0) \tilde{\nu} \quad (2.3.9)$$

unde r este raza suprafetei circulare intr-o sectiune transversala la distanta "x" de zona de contact cu organul de lucru. Cu notatia (2.3.10):

$$A = \frac{\tilde{\mu}}{3} (r^2 + r_0^2 + rr_0) \quad (2.3.10)$$

relatia (2.3.9) devine:

$$F = A \cdot \tilde{\nu} \quad (2.3.11)$$

Presupunem comportarea clasica a solului care corespunde primei faze de lucru, deci admitem valabilitatea legii lui Hooke:

$$\tilde{\nu} = E \cdot \tilde{\epsilon} = E \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.3.12)$$

unde:

- E, modulul de elasticitate longitudinal al solului;
- $\tilde{\epsilon}$, deformatia specifica liniara pe directia axei Ox;
- u, componenta deplasarii dupa axa Ox.

Din expresiile (2.3.9) si (2.3.12) rezulta:

$$dF = \frac{\tilde{\mu}}{3} (r^2 + r_0^2 + rr_0) E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx + \frac{\tilde{\mu}}{3} (2r + r_0) E \frac{\partial u}{\partial x} dr \quad (2.3.13)$$

sau:

$$dF = A \cdot E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx + \frac{\tilde{\mu}}{3} (2r + r_0) E \frac{\partial u}{\partial x} \operatorname{tg} \alpha' \cdot dx \quad (2.3.14)$$

unde:

$$dr = \operatorname{tg} \alpha' \cdot dx \quad (2.3.15)$$

Fora de inertie dF_i , pentru masa elementara $dm = A \cdot dx \cdot \rho$, are expresia:

$$dF_i = A \cdot \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx \quad (2.3.16)$$

In aceste conditii relatia (2.3.8) capata urmatoarea forma:

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + a^2 \frac{(2r + r_0) \operatorname{tg} \alpha'}{r^2 + r_0^2 + rr_0} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.3.17)$$

unde s-a facut notatia:

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.3.18)$$

si a reprezinta viteza de propagare a undelor longitudinale in sol.

Dupa inlocuirea in ecuatie (2.3.17) a expresiei razei curen-
te

$$r = r_0 + x \operatorname{tg} \alpha' \quad (2.3.19)$$

si cu notatiile

$$k_1 = \frac{3r_0}{\operatorname{tg} \alpha'} \quad ; \quad k_2 = \frac{3r_0^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha'} \quad (2.3.20)$$

obtinem ecuatie diferentiale in deplasari de forma:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - a^2 \frac{k_1 + 2x}{k_2 + k_1 x + x^2} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2.3.21)$$

Ecuatie (2.3.21) se poate transforma, tinind cont de expresia vitezei data de relatie (2.3.22):

$$v = \frac{\partial u}{\partial t} \quad (2.3.22)$$

si de relatiile diferentiale imediate:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad ; \quad \frac{\partial v}{\partial x} = E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (2.3.23)$$

Dupa inlocuirea relatiilor (2.3.22) si (2.3.23) in ecuatie (2.3.21) se obtine:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{k_1 + 2x}{k_2 + k_1 x + x^2} \cdot \mathcal{E} \quad (2.3.24)$$

Ecuatie diferentiale (2.3.24) are doua necunoscute: viteza v si tensiunea normala \mathcal{E} .

A doua ecuatie de care avem nevoie pentru calculul necunoscute-
lor problemei rezulta pornind de la egalitatea evidenta:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} \quad (2.3.25)$$

sau dupa inlocuiri, obtinem:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{E} \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} = \frac{1}{a^2 \rho} \cdot \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} \quad (2.3.26)$$

Ecuația (2.3.26) reprezintă cea de-a doua ecuație, care atășată ecuației (2.3.24) ne conduce la următorul sistem de ecuații diferențiale cu derivate parțiale:

$$\begin{cases} \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \sigma}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{k_1 + 2x}{k_2 + k_1 x + x^2} \cdot \sigma \\ \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{a^2 \rho} \cdot \frac{\partial \sigma}{\partial t} \end{cases} \quad (2.3.27)$$

Soluțiile problemei:

$$\begin{cases} \sigma = \sigma(x, t) \\ v = v(x, t) \end{cases} \quad (2.3.28)$$

trebuie să satisfacă următoarele condiții la limită:

- Pentru $x = 0 \Rightarrow v = v_p$; $\sigma = \sigma_0$, unde v_p este viteza periferică a organului de lucru vibrator, iar σ_0 reprezintă tensiunea normală maximă la contactul direct dintre organul de lucru vibrator și sol.

- Pentru:

$$x = \frac{r - r_0}{\operatorname{tg}(54^\circ 44' 8'')} \Rightarrow v = 0 \text{ (pe generatoarea trunchiului de con).}$$

- Pentru $x = h$, la nivelul suprafeței exterioare a solului $\Rightarrow \sigma = 0$.

2.3.2. Consideratii privind rezolvarea aproximativa a ecuatiilor de miscare

Pentru rezolvarea ecuatiilor miscarii transcriem prima din ecuatiile sistemului (2.3.27) si obtinem:

$$(k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{f} (k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{f} (k_1 + 2x) v \quad (2.3.29)$$

Intrucât

$$\frac{\partial}{\partial x} (k_2 + k_1 x + x^2) = k_1 + 2x \quad (2.3.30)$$

se poate scrie:

$$(k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{f} (k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{f} \frac{\partial}{\partial x} (k_2 + k_1 x + x^2) v \quad (2.3.31)$$

Se remarca ca membrul drept al ecuatiei (2.3.31) se poate scrie sub forma:

$$\frac{1}{f} (k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{f} \frac{\partial}{\partial x} (k_2 + k_1 x + x^2) v = \frac{1}{f} \frac{\partial}{\partial x} [(k_2 + k_1 x + x^2) v] \quad (2.3.32)$$

Atunci ecuatia (2.3.31) devine:

$$(k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{f} \frac{\partial}{\partial x} [(k_2 + k_1 x + x^2) v] \quad (2.3.33)$$

Daca se face notatia:

$$(k_2 + k_1 x + x^2) v = B \quad (2.3.34)$$

se poate scrie:

$$v = \frac{B}{k_2 + k_1 x + x^2} \quad (2.3.35)$$

Cea de-a doua ecuatie a sistemului (2.3.27) se inmulteste cu factorul $(k_2 + k_1 x + x^2)$, care nu depinde de timp si obtinem, tinind cont de expresia (2.3.35), urmatoarea ecuatie:

$$(k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{f a^2} (k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{f a^2} \cdot \frac{\partial B}{\partial t} \quad (2.3.36)$$

In acest fel sistemul de ecuatii (2.3.27) devine:

$$\begin{cases} (k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{c} \frac{\partial B}{\partial x} \\ (k_2 + k_1 x + x^2) \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{c a^2} \frac{\partial B}{\partial t} \end{cases} \quad (2.3.37)$$

Admitind schimbarea de variabile in conformitate cu relatiiile (2.3.38):

$$\begin{cases} \mathcal{Z} = x + p t \\ \mathcal{V} = x - p t \end{cases} \quad (2.3.38)$$

variatiia curbelor (2.3.38) in planul xt este reprezentata in figura 2.3.6.

Cu notatia:

$$C = \int (k_2 + k_1 x + x^2) \quad (2.3.39)$$

sistemul de ecuatii (2.3.37) devine:

$$\begin{cases} p C \left(\frac{\partial v}{\partial \mathcal{Z}} - \frac{\partial v}{\partial \mathcal{V}} \right) = \frac{\partial B}{\partial \mathcal{Z}} + \frac{\partial B}{\partial \mathcal{V}} \\ p C \left(\frac{\partial v}{\partial \mathcal{Z}} + \frac{\partial v}{\partial \mathcal{V}} \right) = \frac{\partial B}{\partial \mathcal{Z}} - \frac{\partial B}{\partial \mathcal{V}} \end{cases}$$

(2.3.40)

Prin insumare si scadere, sistemul de ecuatii (2.3.40) devine:

$$\begin{cases} p C \frac{\partial v}{\partial \mathcal{Z}} = \frac{\partial B}{\partial \mathcal{Z}} \\ -p C \frac{\partial v}{\partial \mathcal{V}} = \frac{\partial B}{\partial \mathcal{V}} \end{cases} \quad (2.3.41)$$

Fig.2.3.6. - Curbele $\mathcal{Z} = ct$ si $\mathcal{V} = ct$ in planul xt

Din interpretarea ecuatiilor (2.3.41) in conformitate cu figura 2.3.6, primei ecuatii ii corespunde conditia $\mathcal{V} = ct$, iar celei de-a doua ecuatii ii corespunde conditia $\mathcal{Z} = ct$.

Unele concluzii din sistemul de ecuatii (2.3.41) se pot obtine pe cale aproximativa aplicind metoda diferentelor finite. Pentru simplificare admitem acelasi pas, constant, dupa cele doua directii ortogonale \mathcal{Z} si \mathcal{V} , exprimat de relatia (2.3.42):

$$\Delta \mathcal{Z} = \Delta \mathcal{V} = d = ct \quad (2.3.42)$$

Pentru o scriere mai simpla, notam:

$$p C = f(x) \quad (2.3.43)$$

iar relatiiile (2.3.41) devin:

$$\begin{cases} f \cdot \Delta v = \Delta B & (\text{pentru } \zeta = ct) \\ -f \cdot \Delta v = \Delta B & (\text{pentru } \xi = ct) \end{cases} \quad (2.3.44)$$

Admitem urmatoarele conditii initiale cunoscute, pentru functia B definita de relatia (2.3.34):

$$\begin{cases} B(t_0) = 0 \\ B(t_1) = B_1 \neq 0 \\ B(t_2) = B_2 \neq 0 \end{cases} \quad (2.3.45)$$

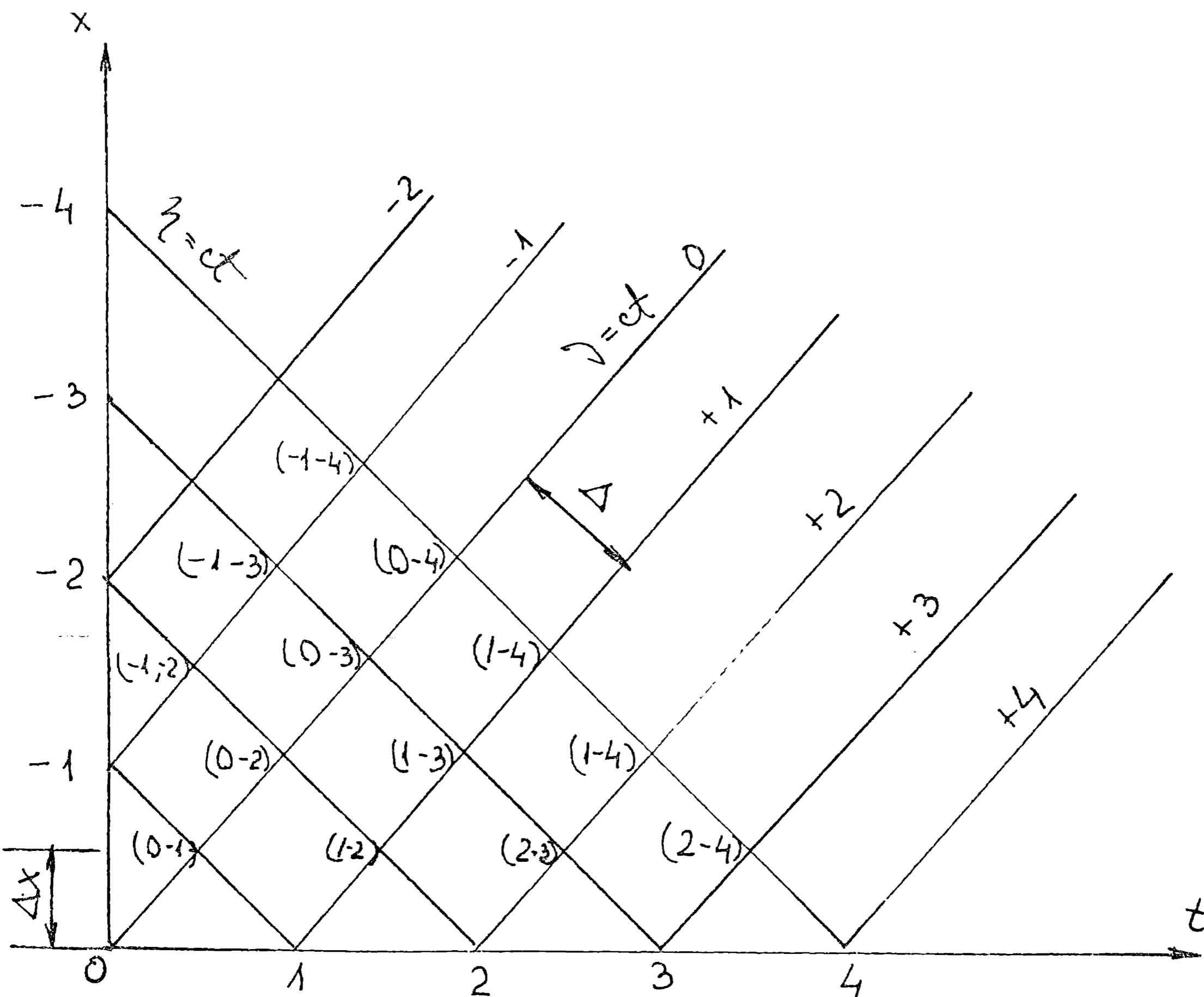


Fig.2.3.7. - Domeniul de calcul in planul xt utilizat pentru rezolvarea numerica conform relatiilor (2.3.38) pentru $p = 1$.

In conformitate cu sensul fizic al problemei, pe axa ξ_{e-1} avem $B = 0$ si $v = 0$. Pe intervalul (0-1, 1) (fig.2.3.7) cea de-a doua ecuatie devine:

$$-f^*(0-v_1) = 0 - B_1 \Rightarrow v_1 = \frac{B_1}{f^*} \quad (2.3.46)$$

unde f^* reprezinta valoarea functiei $f(x)$ definita de relatia (2.3.43) corespunzator valorii $f(\Delta x) = f^*$ iar Δx , conform figurii (2.3.7) are o valoare cunoscuta.

Pentru intervalele (1, 1-2) si (1-2, 0-2) sistemul de ecuatii

(2.3.44) devine, conform relatiilor (2.3.47):

$$\begin{cases} f^* (v_{1-2} + v_1) = B_{1-2} - B_1 \\ - f^* (0 - v_{1-2}) = 0 - B_{1-2} \end{cases} \quad (2.3.47)$$

care este un sistem de ecuatii algebrice cu doua necunoscute, v_{1-2} si B_{1-2} din a carui rezolvare rezulta in punctul (1 - 2) valoarea vitezei v_{1-2} si valoarea functiei B_{1-2} .

Pe intervalul (1-2, 2) ecuatiile a doua a sistemului (2.3.44) care corespunde conditiei $\psi = ct$, conduce la ecuatiile algebrice data de relatia (2.3.48):

$$- f^* (v_{1-2} - v_2) = B_{1-2} - B_2 \quad (2.3.48)$$

din care rezulta valoarea v_2 a vitezei in punctul 2:

$$v_2 = \frac{B_2 - B_{1-2}}{f^*} + v_{1-2} \quad (2.3.49)$$

In acest mod se calculeaza valorile functiei B si ale vitezei v pentru toata zona studiata. Cunoscind valorile functiei B, in nedurile impuse ale retelei, cu relatia (2.3.35) se calculeaza valorile tensiunii normale $\sqrt{\quad}$ in aceleasi puncte.

Din studiul interactiunii dintre organele de scarificare vibratoare si sol, se pune in evidenta forma si dimensiunile masei de sol situata in zona de lucru a sculei, precum si ecuatii-diferentiale care descriu legile de variatie ale vitezei particulelor si al tensiunilor normale $\sqrt{\quad}$ din suprafete a caror normala este data de normala la suprafata de contact cu scula. Rezolvarea analitica a sistemului de ecuatii (2.3.27) care descrie acest fenomen, este dificila, datorita caracteristicilor sale de neliniaritate. Metodologia utilizata in rezolvarea aproximativa a ecuatiilor de miscare (2.3.27) prezentata in lucrarea [B₁], este laborioasa, dar are avantajul ca reprezinta bazele teoretice pentru rezolvarea problemei in cazul acceptarii unor ipoteze simplificatoare, la constituirea ecuatiilor de miscare.

2.3.3. Studiul analitic al deplasărilor particulelor de sol pe un model de calcul aproximativ.

Relatia (2.3.9) se poate scrie tinand cont de relatia (2.3.19) si notatiile (2.3.20) sub forma:

$$F = \sigma \int_0^{\tilde{h}} (k_2 + k_1 x + x^2) \operatorname{tg}^2 \alpha' \quad (2.3.50)$$

Din compararea relatiei (2.3.11) cu relatia (2.3.50) se obtine expresia ariei echivalente, A_{echiv} :

$$A_{\text{echiv}} = \frac{\tilde{h}}{3} (r^2 + r_0^2 + r r_0) = \frac{\tilde{h}}{3} (k_2 + k_1 x + x^2) \operatorname{tg}^2 \alpha' \quad (2.3.51)$$

sau expresia ariei sectiunii transversale curente A_x :

$$A_x = \tilde{h} \cdot r_x^2 \quad (2.3.51)$$

unde:

$$r_x = r_0 + x \cdot \operatorname{tg} \beta' \quad (2.3.52)$$

In acest caz spre deosebire de paragrafele 2.3.1 si 2.3.2, se admite pentru simplificarea rezolvarii problemei propuse pentru tensiunea σ , intr-o sectiune curenta o distributie uniforma $\sigma_x = \text{ct.}$

Conform schemei din figura 2.3.8. unghiul β' se determina din conditia $A_{\text{echiv}} = A_x$ din care rezulta ecuatia:

$$r_x = \sqrt{\frac{1}{3} (k_2 + k_1 x + x^2) \operatorname{tg}^2 \alpha'} = r_0 + \operatorname{tg} \beta' \quad (2.3.53)$$

Dupa inlocuirea constantelor k_1 si k_2 cu valorile date de relatia (2.3.20) si $\operatorname{tg} \alpha' = 1,4$, se obtine:

$$\operatorname{tg} \beta' = \left(\sqrt{1 + 1,4z + 0,65z^2} - 1 \right) \cdot \frac{1}{z} \quad (2.3.54)$$

unde s-a notat:

$$z = \frac{x}{r_0} \quad (2.3.55)$$

In tabelul 2.3.1 se prezinta valorile unghiului β' pentru diferite valori ale raportului z conform relatiei (2.3.54)

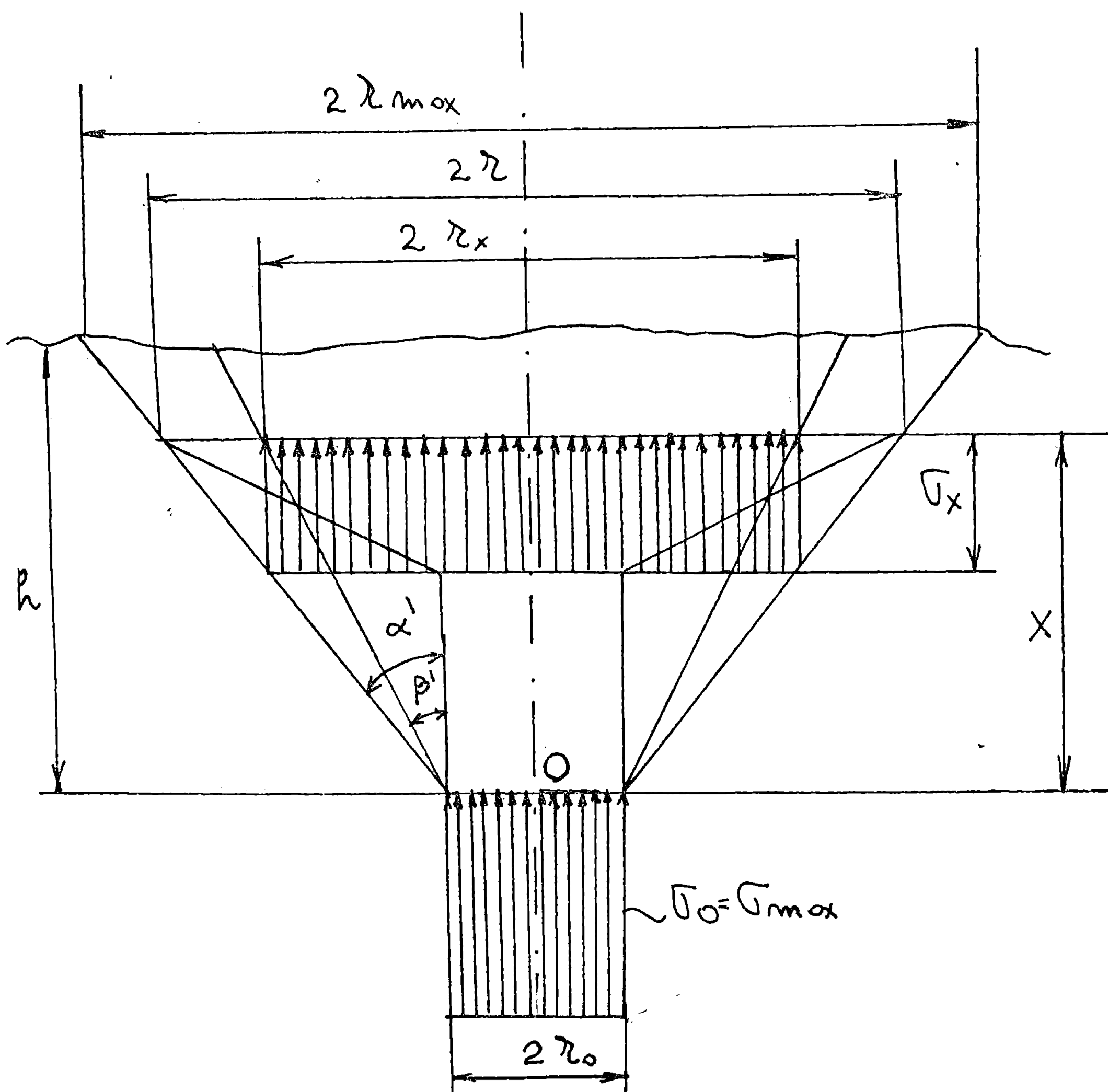


Fig.2.3.8. - Schema de distributie a tensiunii in masa solului prelucrat.

TABELUL 2.3.1

z	0,5	1	2	10	20	30	40	50
β'	$35^{\circ}42$	$36^{\circ}30$	$37^{\circ}14$	$38^{\circ}20$	$38^{\circ}40$	$38^{\circ}44$	$38^{\circ}46$	$38^{\circ}47$
$\text{tg}\beta'$	0,72	0,74	0,76	0,79	0,80	0,802	0,803	0,8035

Intrucat pentru acelasi organ de lucru vibrator in conditiile date, valoarea $r_0 = \text{ct.}$, rezulta ca raportul z exprima de fapt adancimea de lucru a sculei. Din tabelul 2.3.1. rezulta ca unghiul β' se schimba foarte putin cu adancimea de lucru. Se poate accepta, in cazul adancimilor de lucru mari, cum este cazul adancimilor de lucru la scarificarea solului, $\text{tg}\beta' = \text{ct.}$

Rezulta ca in sectiunea x, figura 2.3.8 actioneaza o forta normala pe sectiune, F_x , data de relatia (2.3.56) :

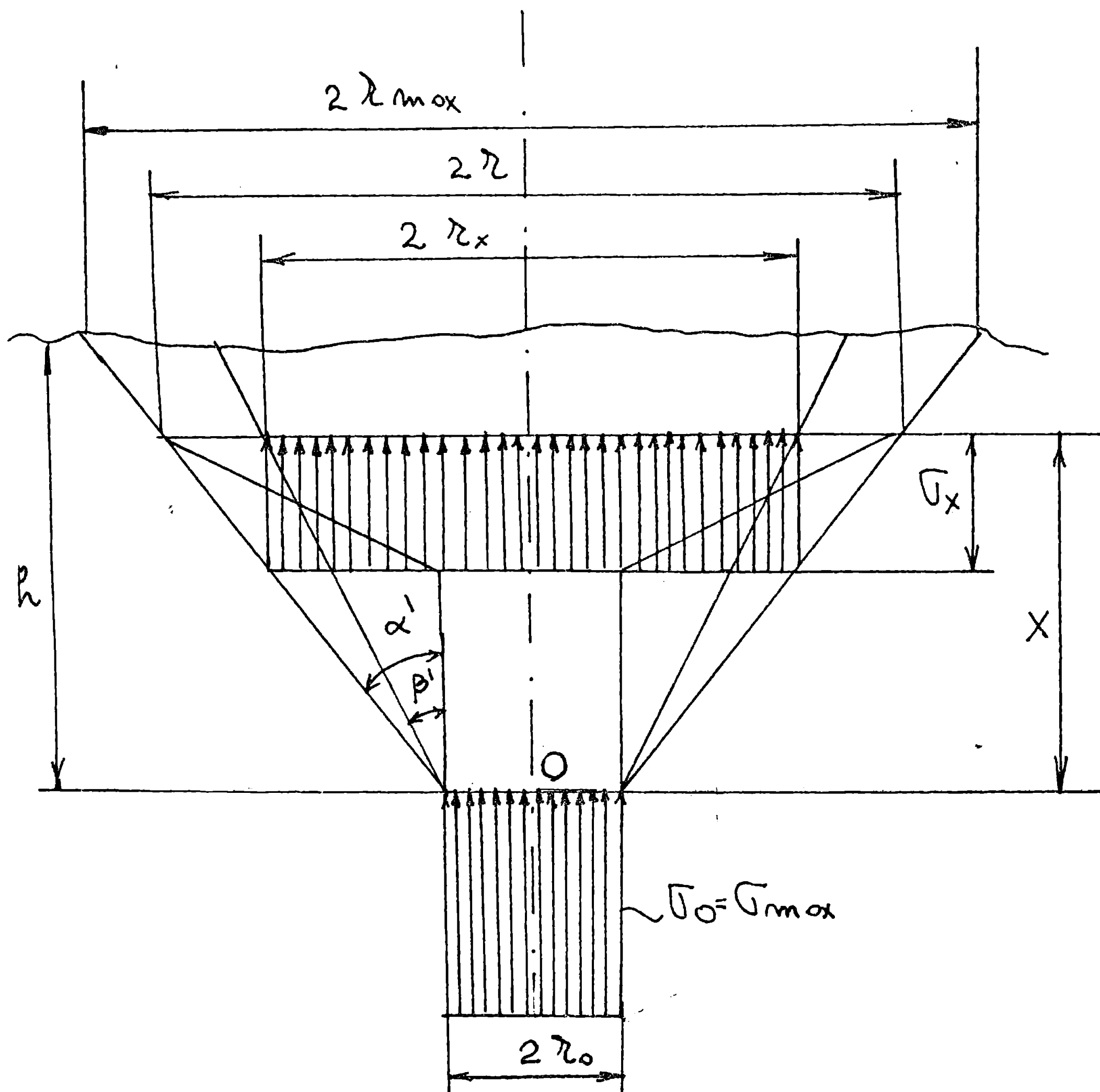


Fig.2.3.8. - schema de distributie a tensiunii in masa solului prelucrat.

TABELUL 2.3.1

z	0,5	1	2	10	20	30	40	50
β'	$35^{\circ}42$	$36^{\circ}30$	$37^{\circ}14$	$38^{\circ}20$	$38^{\circ}40$	$38^{\circ}44$	$38^{\circ}46$	$38^{\circ}47$
$\text{tg}\beta'$	0,72	0,74	0,76	0,79	0,80	0,802	0,803	0,8035

Intrucat pentru acelasi organ de lucru vibrator in conditiile date, valoarea $r_0 = \text{ct.}$, rezulta ca raportul z exprima de fapt adancimea de lucru a sculei. Din tabelul 2.3.1, rezulta ca unghiul β' se schimba foarte putin cu adancimea de lucru. Se poate accepta, in cazul adancimilor de lucru mari, cum este cazul adancimilor de lucru la scarificarea solului, $\text{tg}\beta' = \text{ct.}$

Rezulta ca in sectiunea x , figura 2.3.8 actioneaza o forta normala pe sectiune, P_x , data de relatia (2.3.56) :

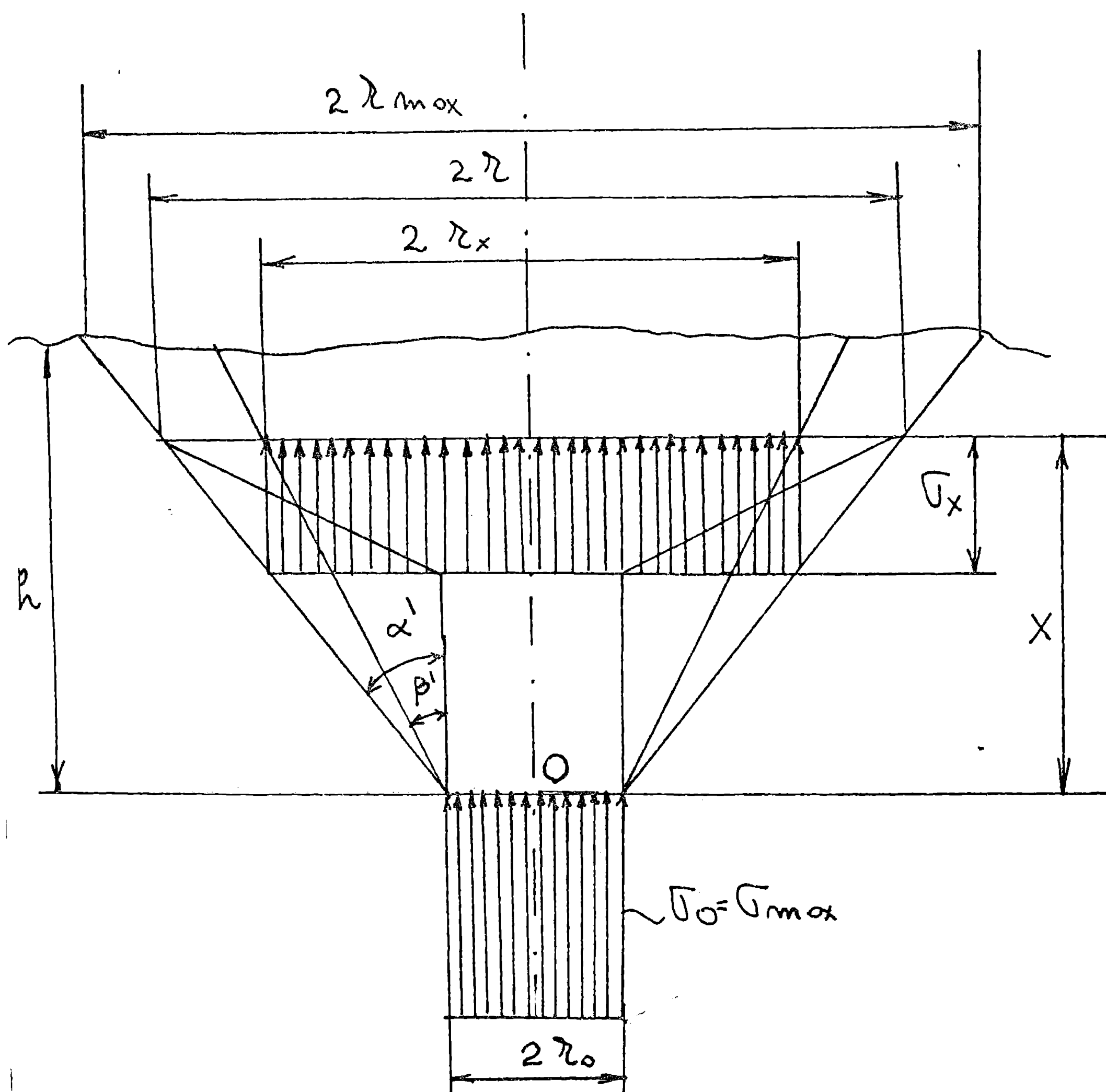


Fig.2.3.8. - Schema de distributie a tensiunii in masa solului prelucrat.

TABELUL 2.3.1

z	0,5	1	2	10	20	30	40	50
β'	$35^{\circ}42$	$36^{\circ}30$	$37^{\circ}14$	$38^{\circ}20$	$38^{\circ}40$	$38^{\circ}44$	$38^{\circ}46$	$38^{\circ}47$
$\text{tg } \beta'$	0,72	0,74	0,76	0,79	0,80	0,802	0,803	0,8035

Intrucat pentru acelasi organ de lucru vibrator in conditiile date, valoarea $r_0 = \text{ct.}$, rezulta ca raportul z exprima de fapt adancimea de lucru a sculei. Din tabelul 2.3.1. rezulta ca unghiul β' se schimba foarte putin cu adancimea de lucru. Se poate accepta, in cazul adancimilor de lucru mari, cum este cazul adancimilor de lucru la scarificarea solului, $\text{tg } \beta' = \text{ct.}$

Rezulta ca in sectiunea x , figura 2.3.8 actioneaza o forta normala pe sectiune, F_x , data de relatia (2.3.56) :

$$F_x = \sigma_x \cdot A_x = \sigma \cdot A_x \quad (\text{notam } \sigma_x = \sigma) \quad (2.3.56)$$

Variatia acestei forte va fi:

$$dF_x = \sigma \cdot dA_x + A_x d\sigma \quad (2.3.57)$$

Intrucat se admite valabilitatea domeniului elastic, se poate scrie:

$$\sigma = E \frac{\partial u}{\partial r} \quad \text{si} \quad d\sigma = E \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} dr \quad (2.3.58)$$

De asemenea se poate scrie:

$$A_x = A_0 \frac{r^2}{r_0^2} \quad \text{si} \quad dA_x = 2A_0 \frac{r}{r_0^2} dr = 2A_x \frac{dr}{r} \quad (2.3.59)$$

Inlocuind relatiile (2.3.58) si (2.3.59) in relatia (2.3.57) obtinem:

$$dF = A_x E \left(\frac{2}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} \right) dr \quad (2.3.60)$$

Variatia fortei data de contactul sculei cu solul, este echilibrata de variatia fortei de inertie a masei elementului considerat:

$$dF_i = A_x \cdot \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dr \quad (2.3.61)$$

Din conditia de echilibru data de relatia (2.3.8) transcrisa in cazul studiat, rezulta:

$$EA_x \left(\frac{2}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} \right) dr = A_x \cdot \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dr \quad (2.3.62)$$

sau:

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \quad (2.3.63)$$

unde s-a notat : $a^2 = E/\rho$

Ecuatia (2.3.63) reprezinta ecuatia de miscare a solului sub actiunea impulsurilor sculei vibratoare. Pentru rezolvarea acestei ecuatii admitem ca functia $u(r,t)$ poate fi scrisa sub forma:

$$u(r,t) = H(r) \cdot I(t) \quad (2.3.64)$$

Rezulta in acest caz:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = H \frac{\partial^2 I}{\partial t^2} \\ \frac{\partial u}{\partial r} = I \frac{\partial H}{\partial r} \\ \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} = I \frac{\partial^2 H}{\partial r^2} \end{cases} \quad (2.3.65)$$

Prin inlocuirea relatiilor (2.3.65) in ecuatia (2.3.63) obtinem

$$\frac{H}{a^2} \frac{\partial^2 I}{\partial t^2} = I \frac{\partial^2 H}{\partial r^2} + I \frac{2}{r} \frac{\partial H}{\partial r} \quad (2.3.66)$$

Cu notatia:

$$\frac{1}{a^2 I} \frac{\partial^2 I}{\partial t^2} = \frac{1}{H} \left(\frac{\partial^2 H}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial H}{\partial r} \right) = -k^2 \quad (2.3.67)$$

obtinem doua ecuatii diferentiale independente, cu cate o singura variabila:

$$\begin{cases} \frac{d^2 I}{dt^2} + a^2 k^2 I = 0 \\ \frac{d^2 H}{dr^2} + \frac{2}{r} \frac{dH}{dr} + k^2 H = 0 \end{cases} \quad (2.3.68)$$

Solutia primei ecuatiei (2.3.68) este de forma:

$$I(t) = C_1 \sin k.at + C_2 \cos k.at \quad (2.3.69)$$

unde C_1 si C_2 sunt constante de integrare.

Cea de-a doua ecuatie (2.3.68) se rezolva usor admitand ca exista o functie $L(r)$ care satisface conditia (2.3.70):

$$L(r) = r.H(r) \quad (2.3.70)$$

In aceste conditii a doua ecuatie a sistemului (2.3.68) devine:

$$\frac{d^2 L}{dr^2} + k^2 L = 0 \quad (2.3.71)$$

pentru care solutia este de forma:

$$L(r) = C_3 \sin kr + C_4 \cos kr \quad (2.3.72)$$

Rezulta in final solutia ecuatiei diferentiale (2.3.63) sub forma:

$$u(r,t) = \frac{L(r)}{r} \cdot I(t) \quad (2.3.73)$$

Tinand cont de relatiile (2.3.69) si (2.3.72), solutia (2.3.73) devine:

$$u(r,t) = \frac{1}{r} \left[\bar{F}_3(k) \cdot \sin kr + \bar{F}_4(k) \cdot \cos kr \right] \left[\bar{F}_1(k) \cdot \sin kat + \bar{F}_2(k) \cdot \cos kat \right] dk \quad (2.3.74)$$

unde constantele de integrare C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , s-au exprimat prin k , sub forma:

$$C_1 = \bar{F}_1(k) \quad ; \quad C_2 = \bar{F}_2(k) \quad (2.3.75)$$

$$C_3 = \bar{F}_3(k) \quad ; \quad C_4 = \bar{F}_4(k) \quad (2.3.76)$$

Cu notatia $kat = \psi$, deci $k = \frac{\psi}{a \cdot t}$ (2.3.77)

se poate scrie:

$$\bar{F}_i(k) = \frac{1}{a \cdot t} \bar{F}_i(\psi) = F_i(\psi) \quad (2.3.78)$$

unde $i = 1, \dots, 4$ si $dk = (1/at)d\psi$

De asemenea daca se noteaza:

$$s = \frac{t}{t \cdot d} \quad (2.3.79)$$

unde td reprezinta durata impulsului exercitat de organul de lucru asupra solului, functia deplasarii $u(r,t)$ exprimata de relatia (2.3.74) devine:

$$u(r,t) = \frac{1}{a \cdot t \cdot r} \left\{ [F_3(\psi) \sin \frac{\psi r}{a \cdot t} + F_4(\psi) \cos \frac{\psi r}{a \cdot t}] [F_1(\psi) \sin \psi s + F_2(\psi) \cos \psi s] \right\} d\psi \quad (2.3.80)$$

Constantele de integrare $F_1(\psi)$, $F_2(\psi)$, $F_3(\psi)$, $F_4(\psi)$ se exprima functie de $\psi = k \cdot a \cdot t$ si se determina impunandu-se conditiile initiale. De exemplu, daca se admite pentru tensiunea normala, σ , in zona de contact dintre organul de lucru si sol (in etapa in care organul de lucru a atins pozitia extrema si se deplaseaza in sensul in care se indeparteaza de sol) conform rezultatelor prezentate in lucrarea [B₁], o lege de variatie in functie de timp data de relatia (2.3.81) si reprezentata in figura 2.3.9.

$$\sigma_2(t) = \sigma_0 \left(1 - \frac{t-t_a}{t \cdot d} \right)^n \quad (2.3.81)$$

unde exponentul n are valori cuprinse intre 2 si 4, rezulta pentru $r = r_0$

$$\begin{cases} t = t_a \Rightarrow \sigma_0 = \sigma_{\max} \\ t = t_a + td \Rightarrow \sigma_0 = 0 \end{cases} \quad (2.3.82)$$

Celelalte conditii la limita se exprima punand conditia ca in zona de contact dintre scula si sol, componenta deplasarii solului $u(r,t)$, pe directia verticala, sa fie identica cu componenta deplasarii pe aceeaasi directie a sculei vibratoare, data de relatia (2.3.83):

$$u = \frac{r_3}{r_2} y(t) \quad (2.3.83)$$

unde:

r_2 , r_3 reprezinta bratele sculei vibratoare in jurul punctului de articulatie;

$y(t)$ - legea de variatie a cutitului vertical data de relatia (2.1.1).

Componenta deplasarii dupa normala la suprafata de contact cu scula de lucru este data de expresia (2.3.80), care s-a dedus acceptand pentru tensiunea normala σ (cu aceeași orientare) o distributie uniforma pe sectiunea transversala a masei de sol (aflata in interactiune cu scula) de forma tronconica. Acceptarea acestei ipoteze simplificatoare, conduce la elaborarea unui model aproximativ de calcul, pentru a carui rezolvare s-a impus integrarea ecuatiei diferentiale (2.3.63). Solutia analitica exprimata de relatia (2.3.80) este valabila numai daca se accepta conditia (2.3.64).

Studiul analitic al interactiunii dintre organele de scarificare vibratoare si sol, a permis determinarea formei si dimensiunilor masei de sol supusa prelucrării. Utilizarea insa a expresiilor analitice de forma (2.3.80) pentru calculul deplasărilor din masa de sol supusa prelucrării, este laborioasa, desi s-au acceptat in calcule o serie de ipoteze simplificatoare.

Un studiu complet al problemei stării de tensiune si deformatie, in care sa se tina cont si de sollicitarea in domeniul plastic al solului, se poate face numai printr-o metoda numerica de calcul.

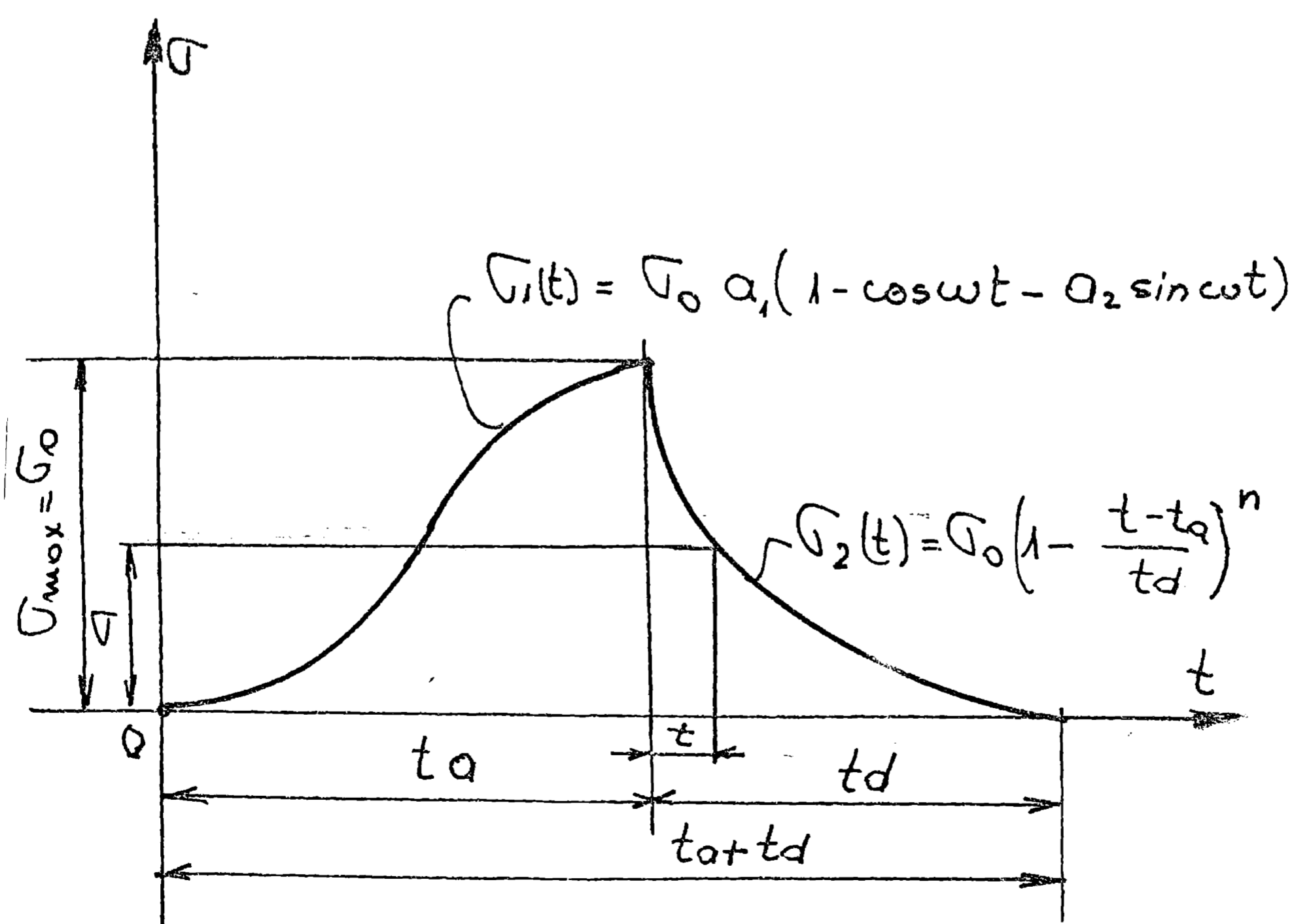


Fig.2.3.9.- Dependenta tensiunii σ in functie de timp la contactul direct dintre scula si sol.

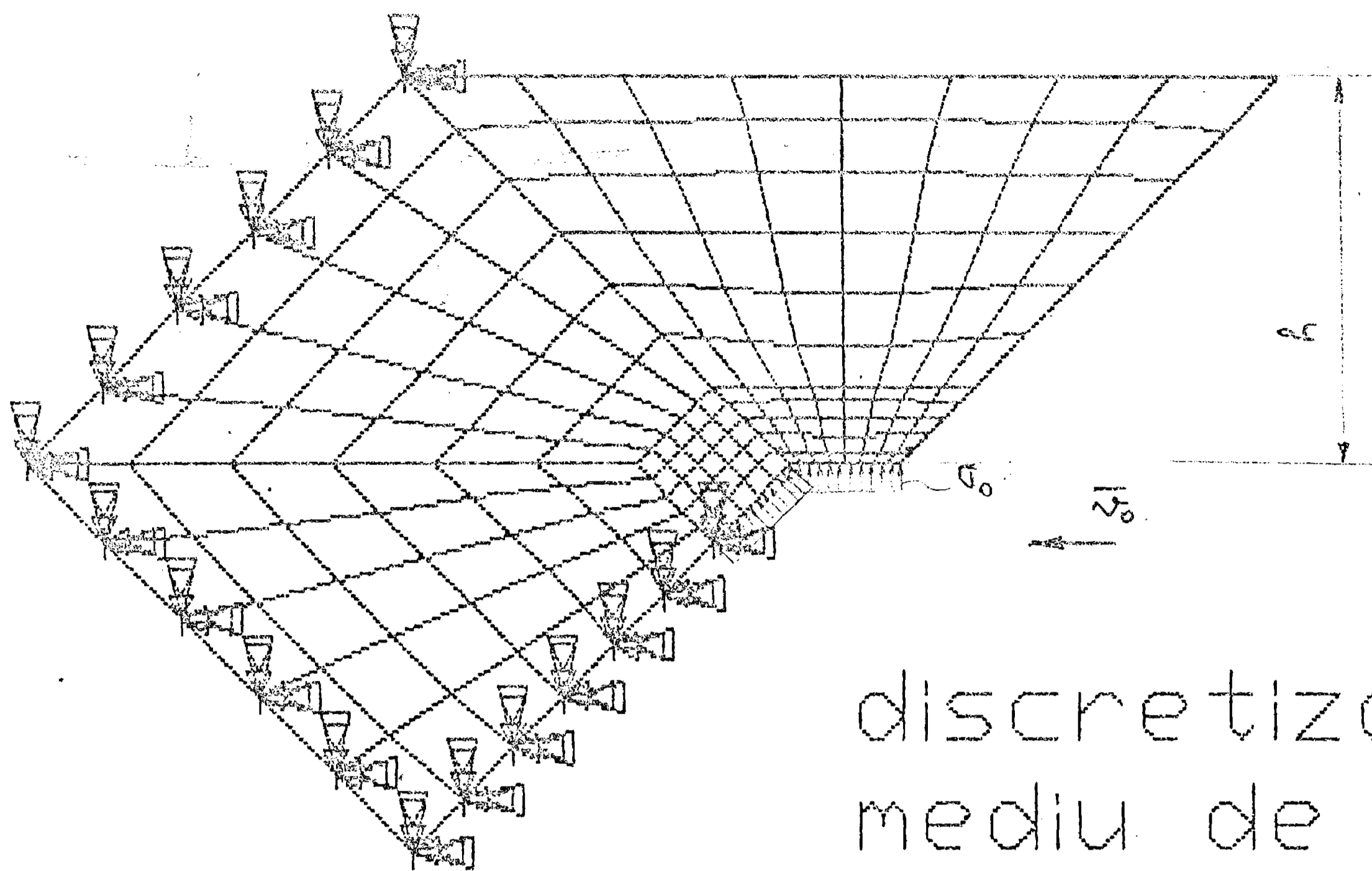
2.3.4. Calculul numeric in domeniul elastic al starii de tensiune si deformatie in masa de sol supusa prelucrarii.

Studiul starii de tensiune si deformatie din solul supus prelucrarii cu organ de scarificare vibrator, s-a efectuat prin metoda elementelor finite, adoptand modelul de calcul si discretizarea din figura 2.3.10.a. In acest model s-a luat in considerare solul situat deasupra si in fata organului de lucru. In alegerea modelului de calcul s-a tinut cont de faptul ca intre scula de lucru si sol se dezvolta o tensiune normala σ_0 reprezentata pe model in zonele in care se face contactul direct cu solul. De asemenea s-a tinut seama ca pentru nodurile situate pe contur, la distanta mare in fata sculei, in sensul sau de deplasare, deplasările liniare si unghiulare sunt nule. Din aceste considerente pentru aceste noduri s-au introdus blocaje pentru toate cele sase grade de libertate.

Pentru suprafetele situate la partea superioara a solului si suprafetele din spatele sculei de lucru in zona prelucrata (suprafetele care delimiteaza solul aflat in interactiune cu scula de restul masei de sol), nu s-au impus conditii pentru nici un fel de deplasare.

Avand in vedere ca in timpul procesului de lucru deplasările solului sunt nule dupa directia axei z, care reprezinta normala la planul longitudinal in care se deplaseaza si executa miscarea de oscilatie scula vibratoare, studiul starii de tensiune si deformatie s-a facut in ipoteza acceptarii starii plane de deformatie. Aceasta ipoteza a permis alegerea unor elemente finite de tip patrulater izoparametrice cu patru noduri pe element si cu doua grade de libertate pe nod. Gradele de libertate, considerate marimi necunoscute, sunt deplasările u si v, reprezentand componentele deplasărilor in sistemul de axe ortogonal xOy, figura 2.3.10.a.

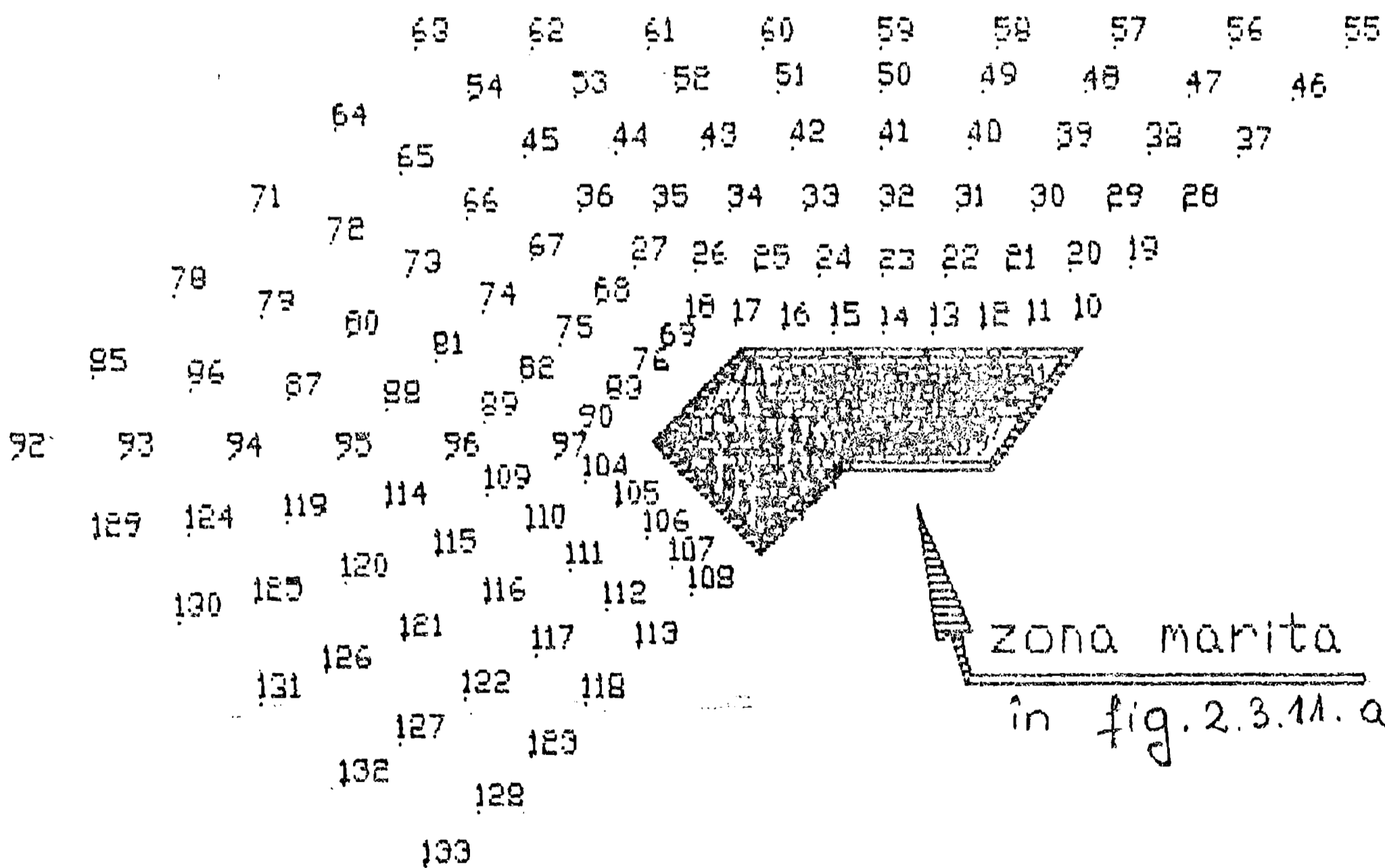
Reteaua de elemente finite utilizate s-a realizat cu pas variabil, cu o retea mai densa in zona de interes si anume cea a contactului dintre scula si sol. Modelul cu numerotarea nodurilor este reprezentat in figura 2.3.10.b. Pentru identificarea nodurilor din zona cu o retea mai densa de elemente finite, in figura 2.3.11.a s-a reprezentat numerotarea nodurilor din aceasta zona, la o scara marita.



discretizare
mediu de
lucru



a)



numerotare noduri model

b)

Fig.2.3.10. - Modelul de calcul pentru analiza cu elemente finite.

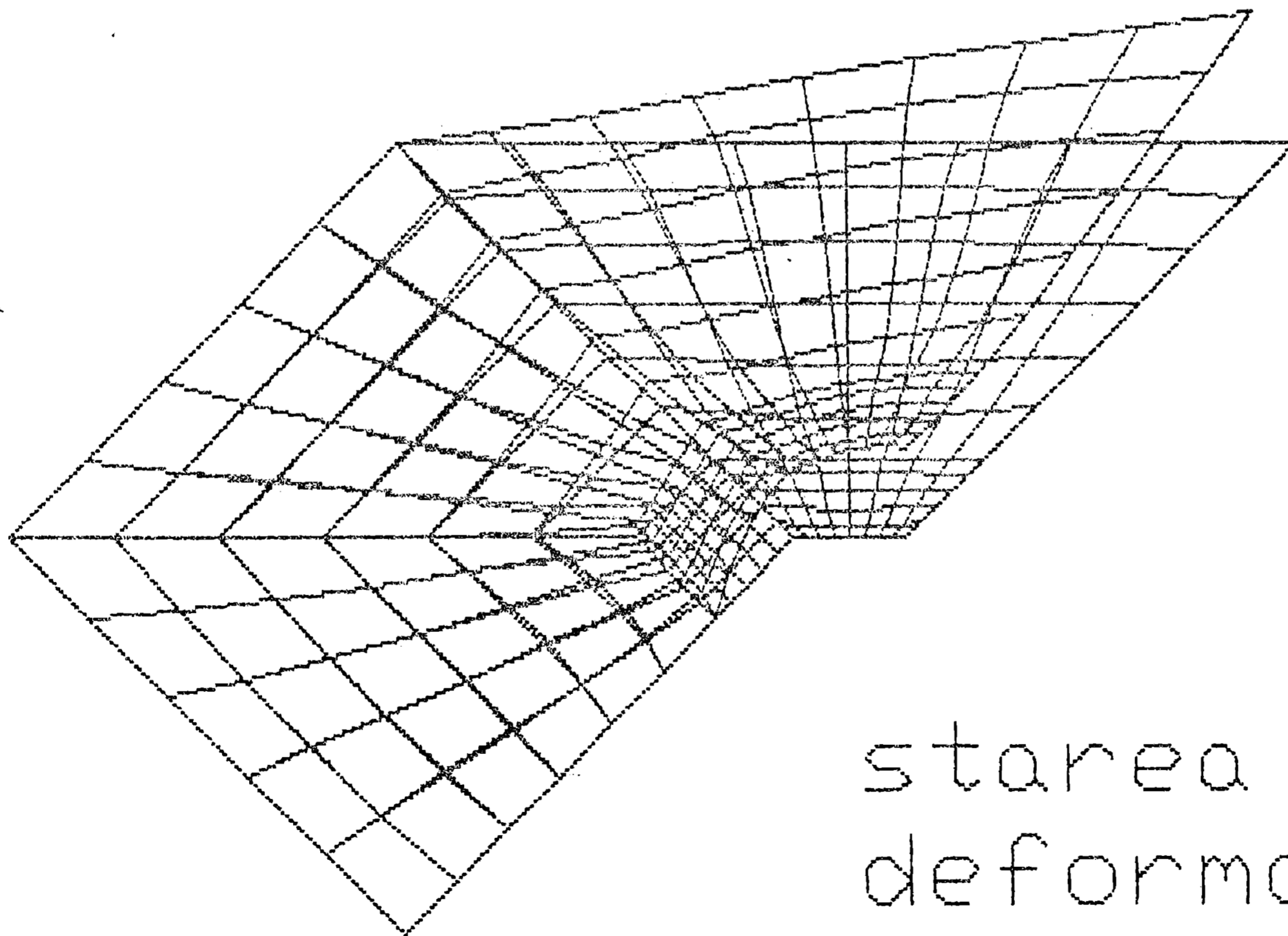
	9	8	7	6	5	4	3	2	1
70	138	198	197	196	195	194	193	192	191
77	143	137	190	189	188	187	186	185	184
84	148	142	136	132	161	180	179	178	177
91	153	147	141	135	174	173	172	171	170
98	158	152	146	140	134	166	165	164	163
99	157	151	145	139					
100	156	150	144						
101	155	149							
102	154								
103									

numerotare noduri
model in zona
marita



a)

CASEI 1



NXMN = 58
NYMN = 72
NZMN = 1
NRMN = 1
(26815.64844)
NXMX = 106
NYMX = 55
NZMX = 1
NRMX = 55
(44218.25781)
x10⁴ [mm]

starea
deformata



b)

Fig.2.3.11.

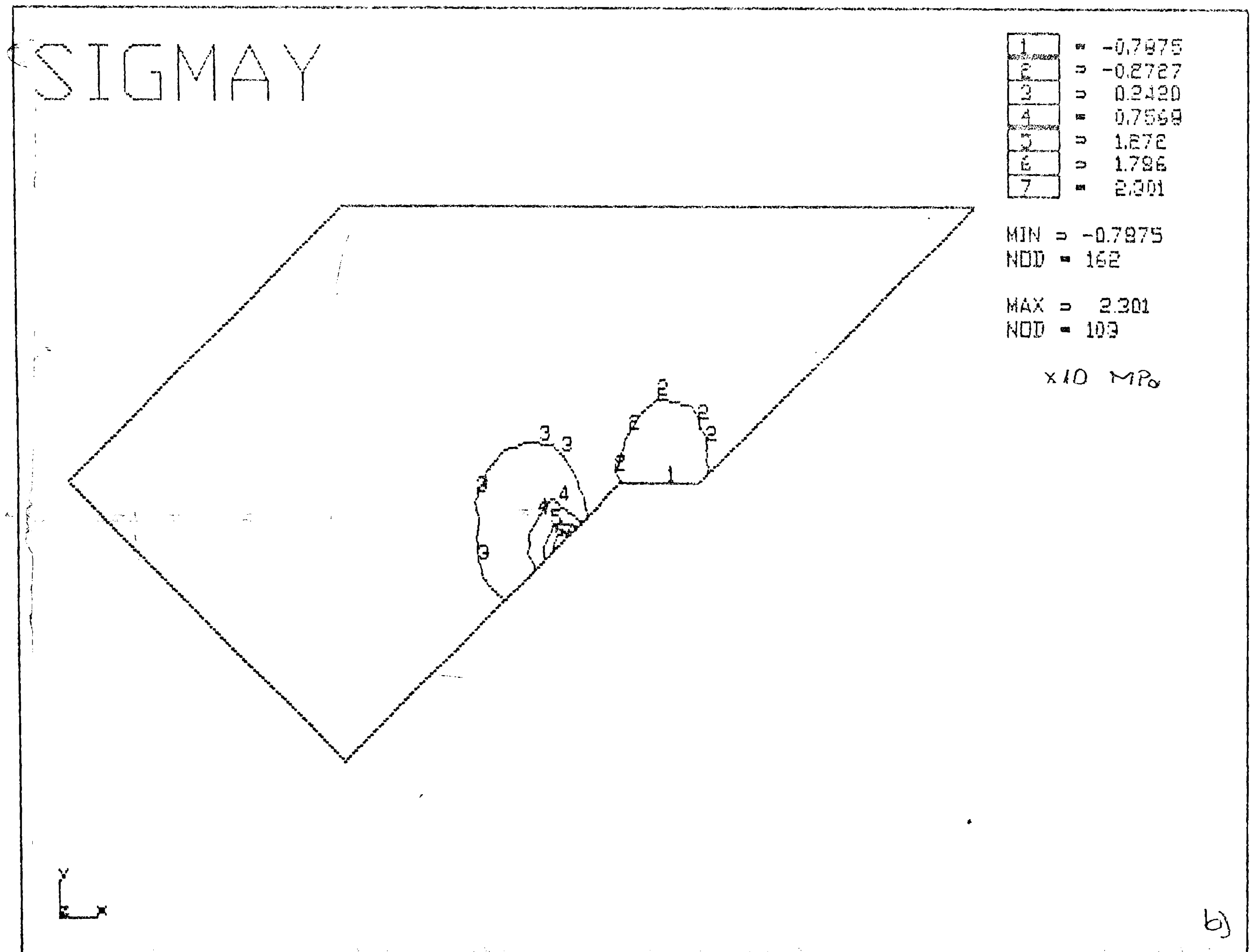
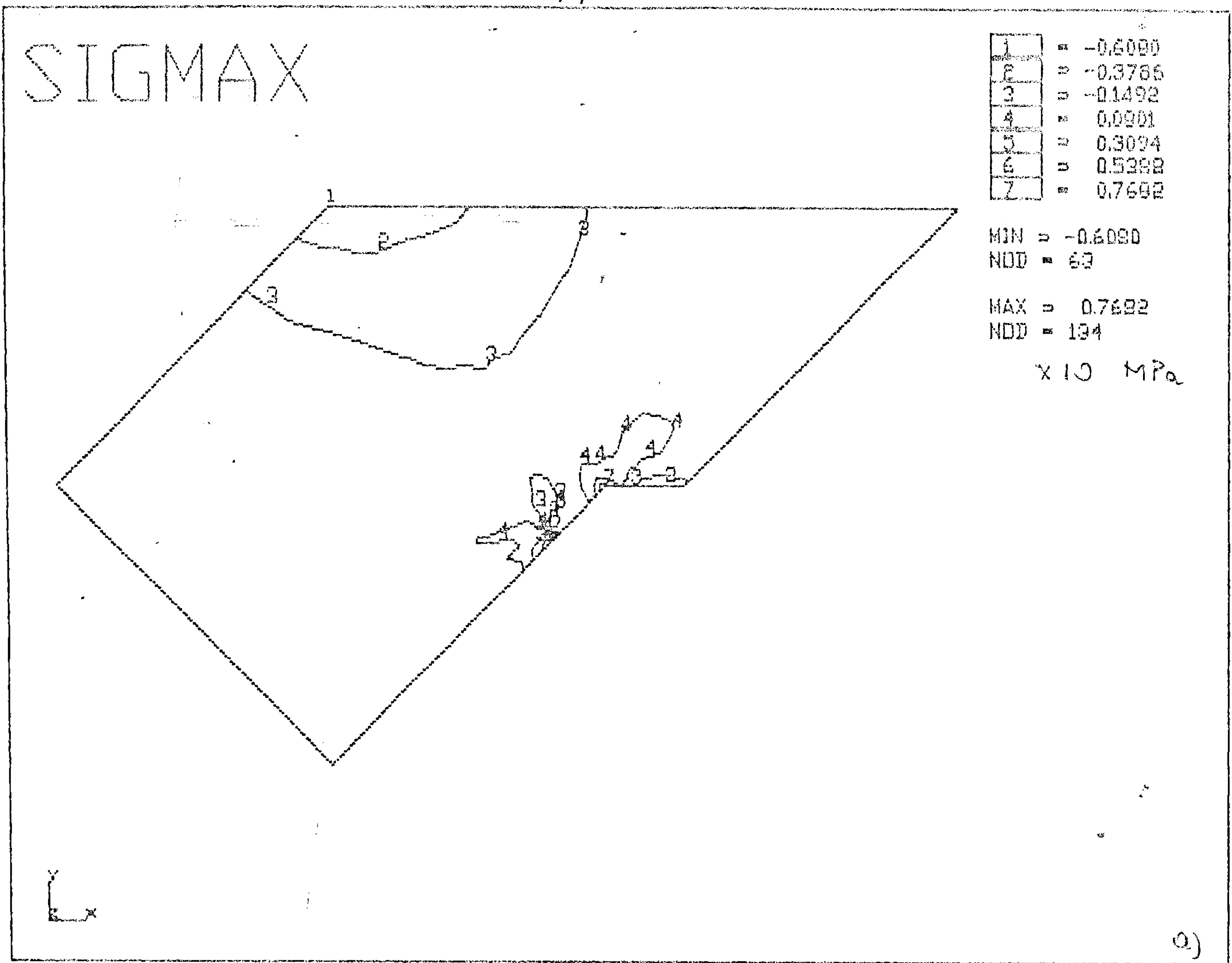
In urma calculelor efectuate in domeniul elastic cu un program utilitar de analiza cu elemente finite din familia programelor COSMOS/M, admitand la nivelul contactului dintre scula si sol tensiunea $\sigma_0 = 0,08 \text{ N/mm}^2$, determinata analitic, s-au obtinut toate componentele tensorului tensiune si tensorului deformatie din nodurile elementelor finite, precum si in centrul fiecarui element. Instructiunile specifice utilizate pentru introducerea datelor initiale in cadrul modului de preprocesare al programului de calcul, precum si cateva din valorile numerice obtinute, sunt prezentate in anexa 1.a si 1.b.

Rezultatele obtinute in acest mod sunt importante pentru cunoasterea starii de tensiune si deformatie in masa de sol supusa prelucrarii in prima faza a solicitarii, corespunzatoare deformarii elastice a solului. In figura 2.3.11.b s-a reprezentat modelul geometric, in stare deformata, pentru valorile maxime ale deformatiilor rezultante.

Modul de distributie al starii de tensiune si deformatie din masa de sol la interactiunea cu scula vibratoare, este prezentat sintetic in figurile 2.3.12., 2.3.13., 2.3.14., 2.3.15., 2.3.16., 2.3.17.

In figurile 2.3.12., 2.3.13., 2.3.14., 2.3.15., s-au reprezentat modurile de distributie al curbelor de egala tensiune din masa de sol supusa prelucrarii, in jurul zonei de contact cu scula de lucru. Pentru fiecare din aceste variatii ale curbelor de egala tensiune, se specifica pe figura, tipul de tensiune, precum si legenda pentru valorile tensiunilor care corespund celor sapte trepte de tensiune, numerotate in ordine crescatoare de la unu la sapte.

Din analiza distributiei tensiunilor normale σ , in jurul zonei de contact dintre scula si sol, conform reprezentarii grafice din figurile 2.3.12 si 2.3.13 se remarca in mod deosebit pentru componenta σ_x o distributie similara cu distributie acceptata pentru tensiunea normala in paragraful 2.3.1. la constituirea sistemului de ecuatii diferentiale (2.3.27). O distributie similara se regaseste pentru tensiunile principale $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, precum si a tensiunii echivalente calculate dupa teoria energiei specifice modificatoare de forma (teoria Von Mises), reprezentate in figurile 2.3.14, 2.3.15 unde:



- Fig. 2.3.12.

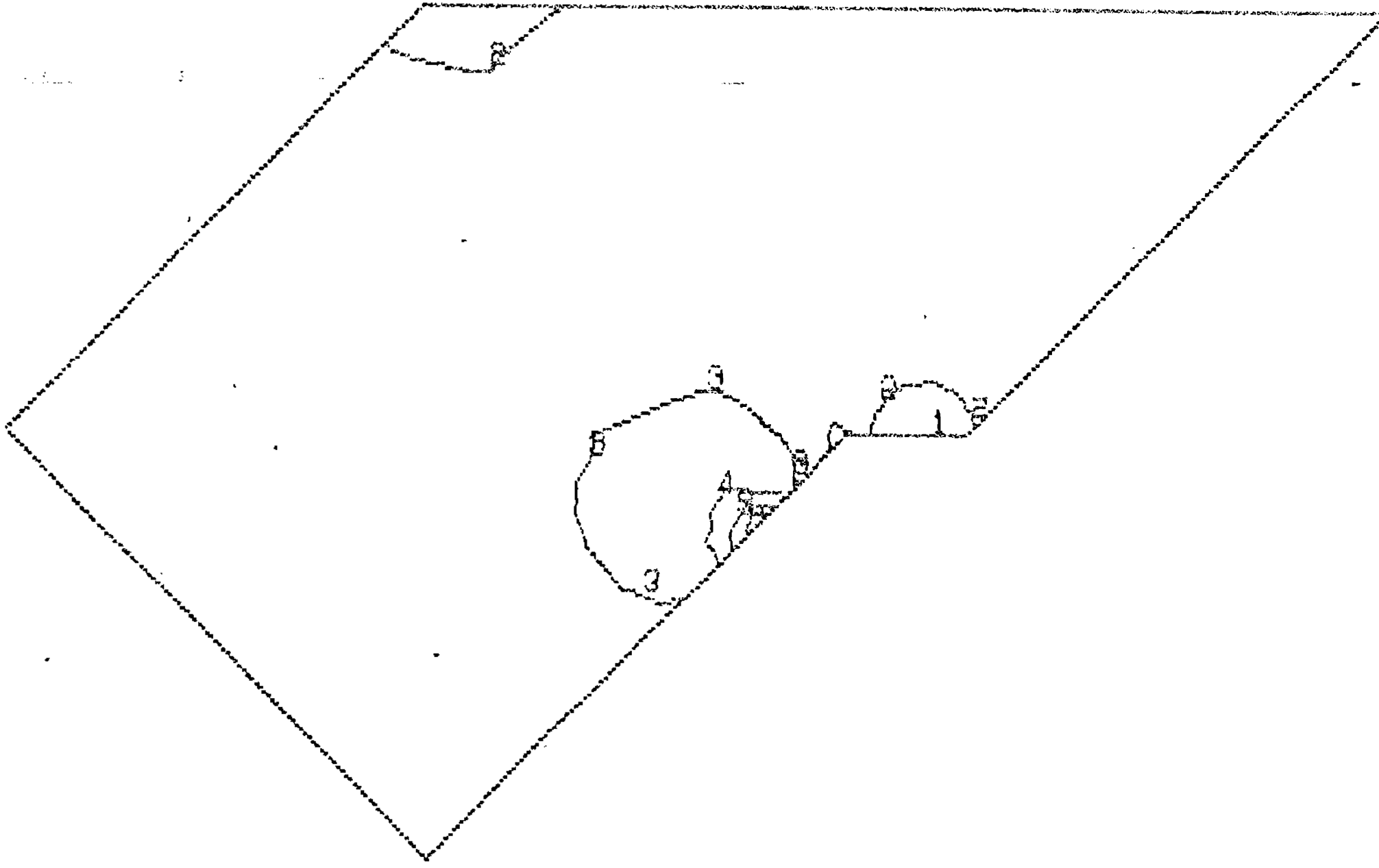
SIGMAZ

1	=	-0.5001
2	=	-0.1249
3	=	0.0502
4	=	0.2254
5	=	0.4006
6	=	0.5758
7	=	0.7510

MIN = -0.2001
 NOD = 161

MAX = 0.7510
 NOD = 103

x10 MPa



a)

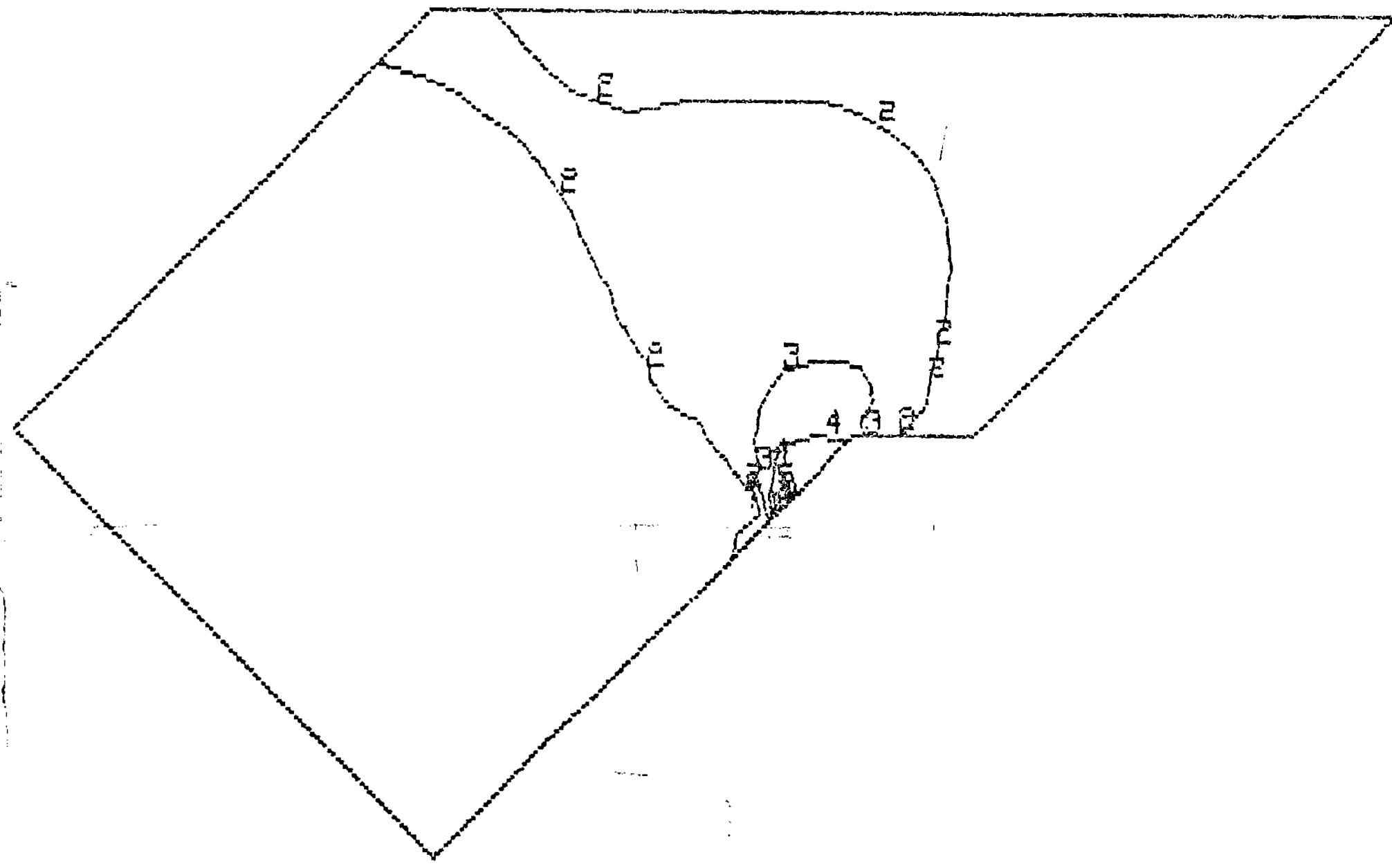
TAUXY

1	=	-0.1937
2	=	0.0907
3	=	0.2753
4	=	0.6590
5	=	0.9443
6	=	1.229
7	=	1.513

MIN = -0.1937
 NOD = 102

MAX = 1.513
 NOD = 154

x10 MPa



b)

Fig.2.3.13.

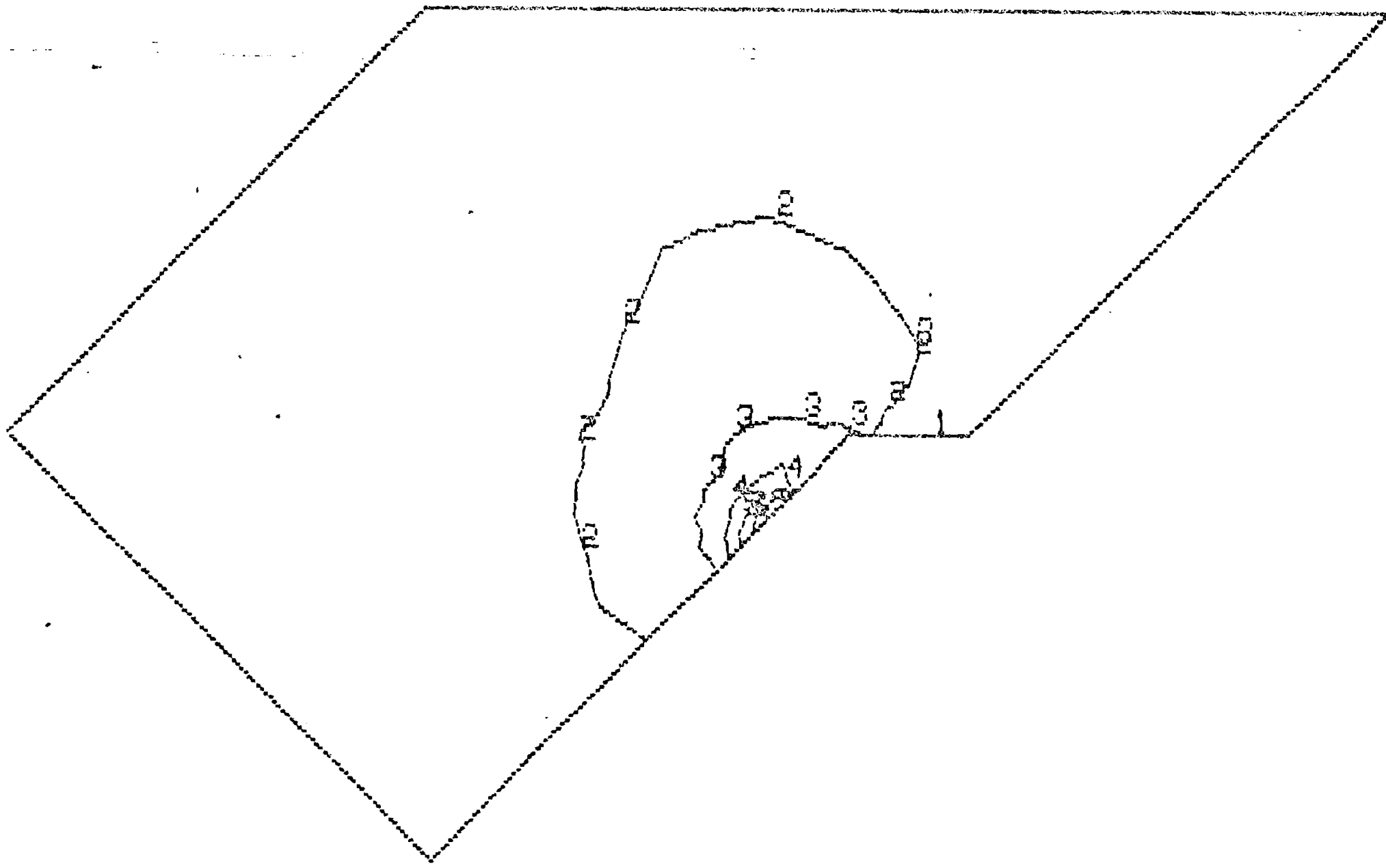
PRINC1

1	=	-0.2001
2	=	0.1329
3	=	0.6068
4	=	1.059
5	=	1.512
6	=	1.965
7	=	2.418

MIN = -0.2001
NOD = 161

MAX = 2.418
NOD = 154

x 10 MPa



a)

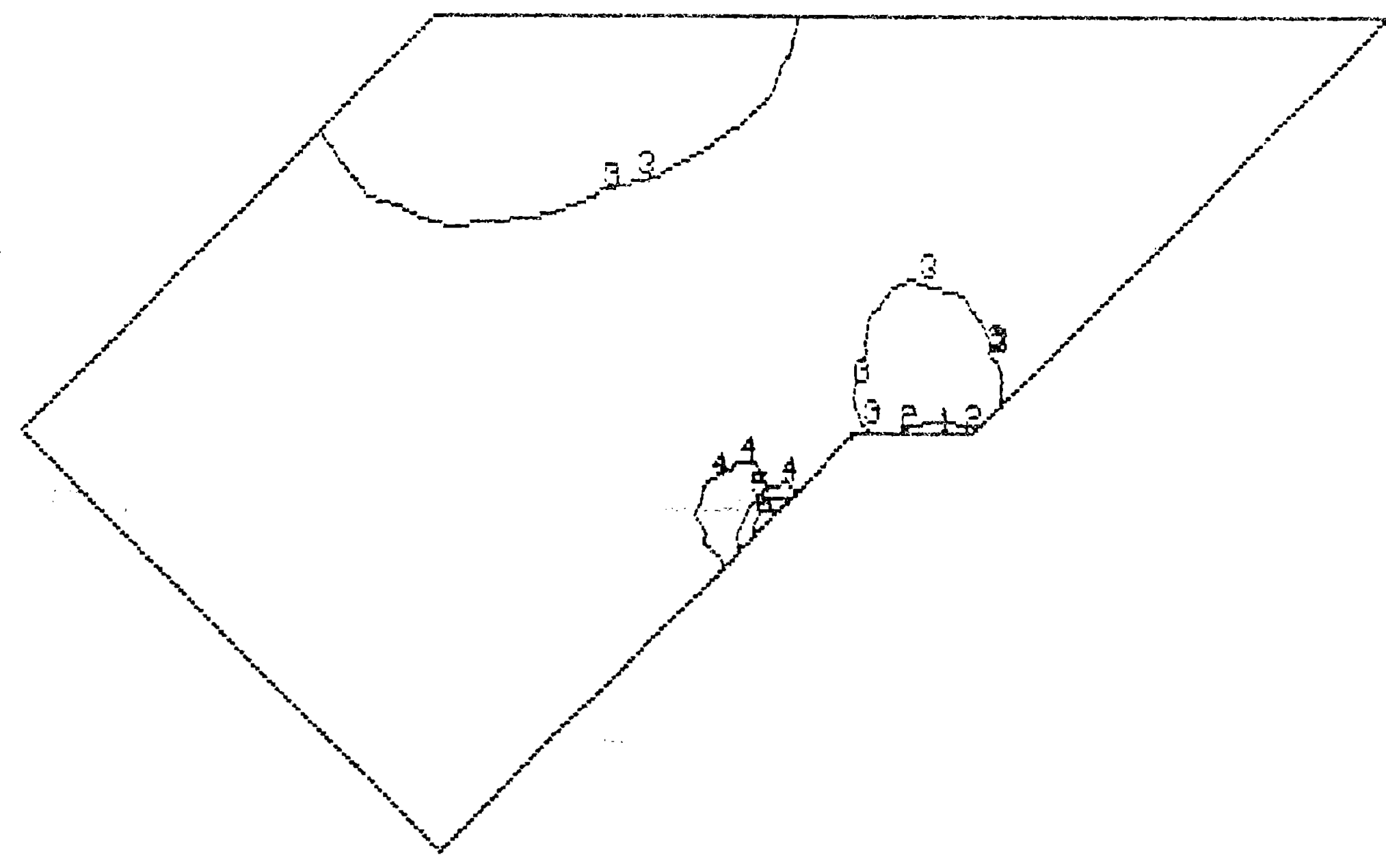
PRINC2

1	=	-0.4428
2	=	-0.2446
3	=	-0.0455
4	=	0.1526
5	=	0.3527
6	=	0.5519
7	=	0.7510

MIN = -0.4428
NOD = 161

MAX = 0.7510
NOD = 103

x 10 MPa



b)

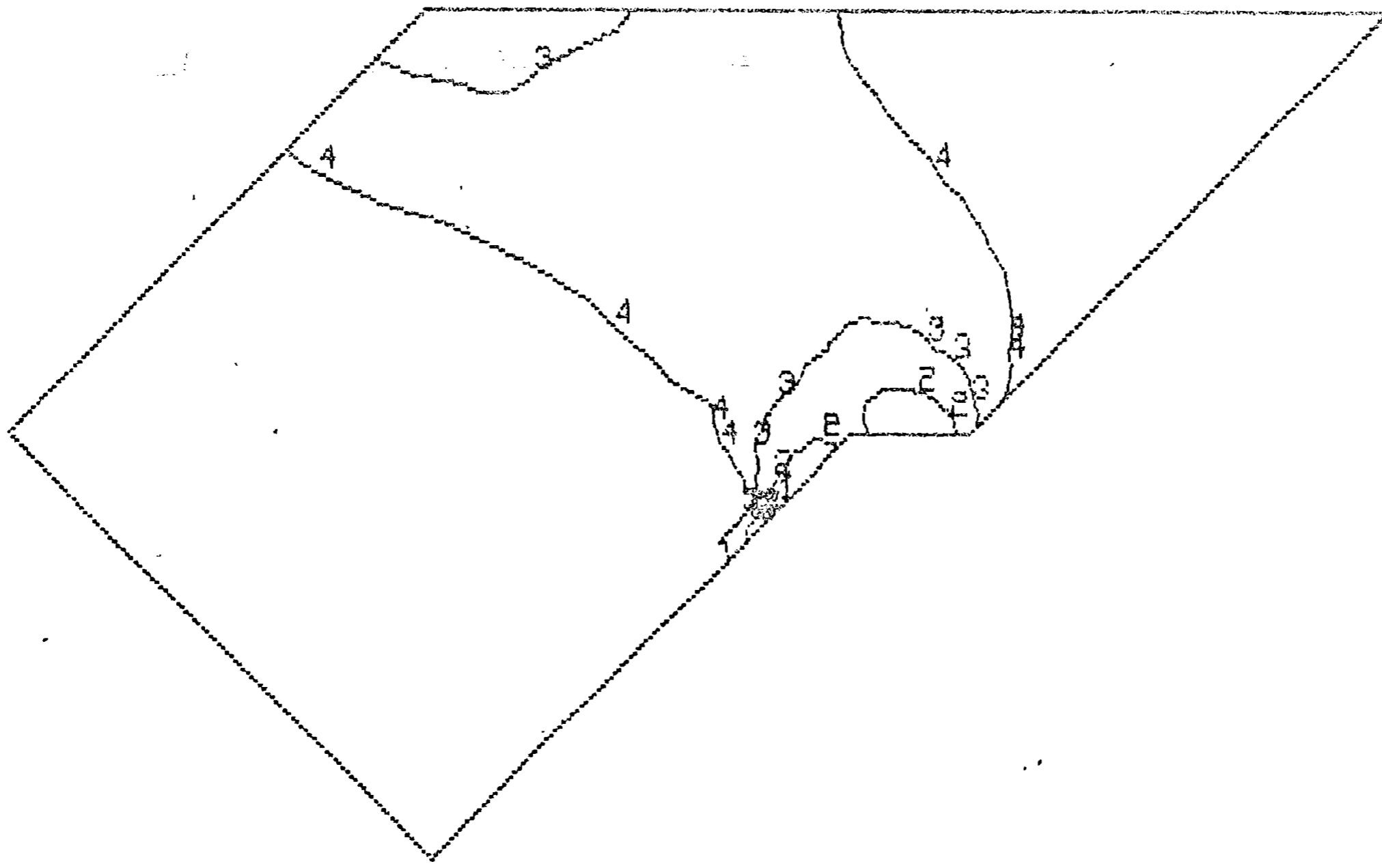
Fig.2.3.14.

PRINC3

1	=	-0.9211
2	=	-0.6597
3	=	-0.2984
4	=	-0.1970
5	=	0.1243
6	=	0.2957
7	=	0.6470

MIN = -0.9211
 NOD = 154

MAX = 0.6470
 NOD = 109



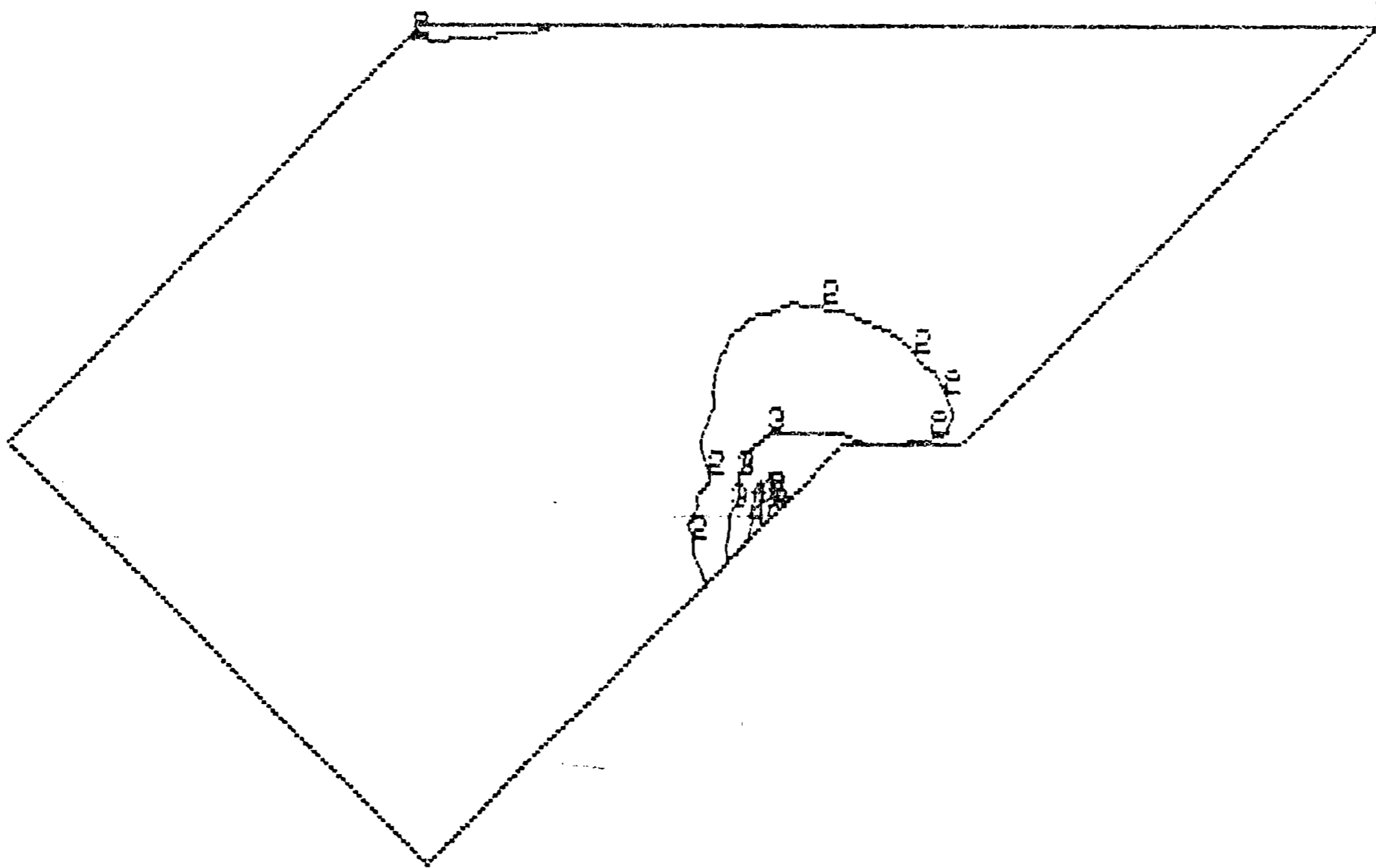
a)

VON MISES

1	=	0.0001
2	=	0.4861
3	=	0.9721
4	=	1.459
5	=	1.944
6	=	2.430
7	=	2.916

MIN = 0.0001
 NOD = 55

MAX = 2.916
 NOD = 154



b)

Fig. 2.3.15

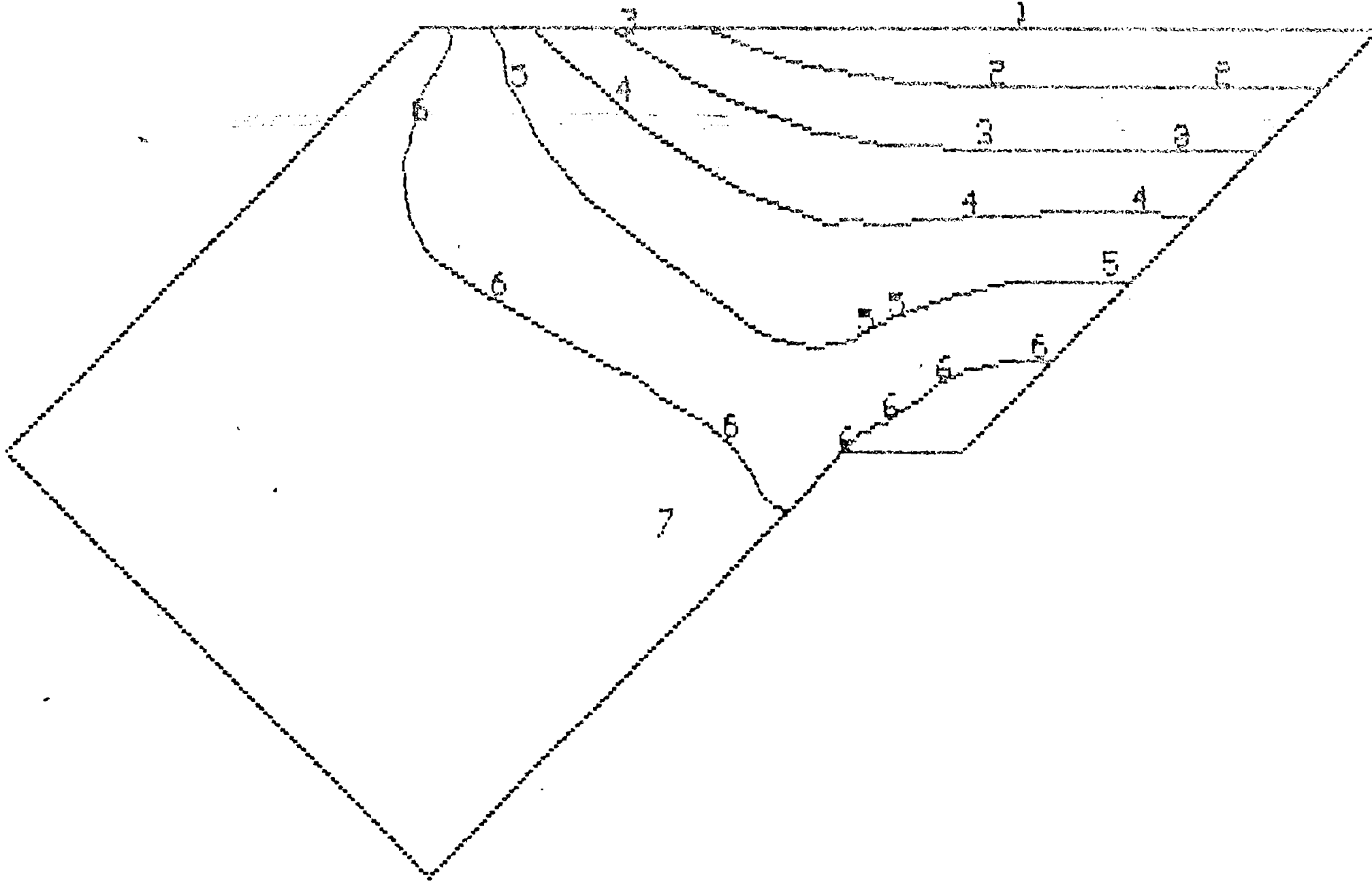
deplasari X

1	=	-14005
2	=	-11479
3	=	-8952
4	=	-6425
5	=	-3898
6	=	-1272
7	=	1155

MIN = -14005
NOD = 58

MAX = 1155.1
NOD = 106

$\times 10^4$ [mm]



a)

CASE 1

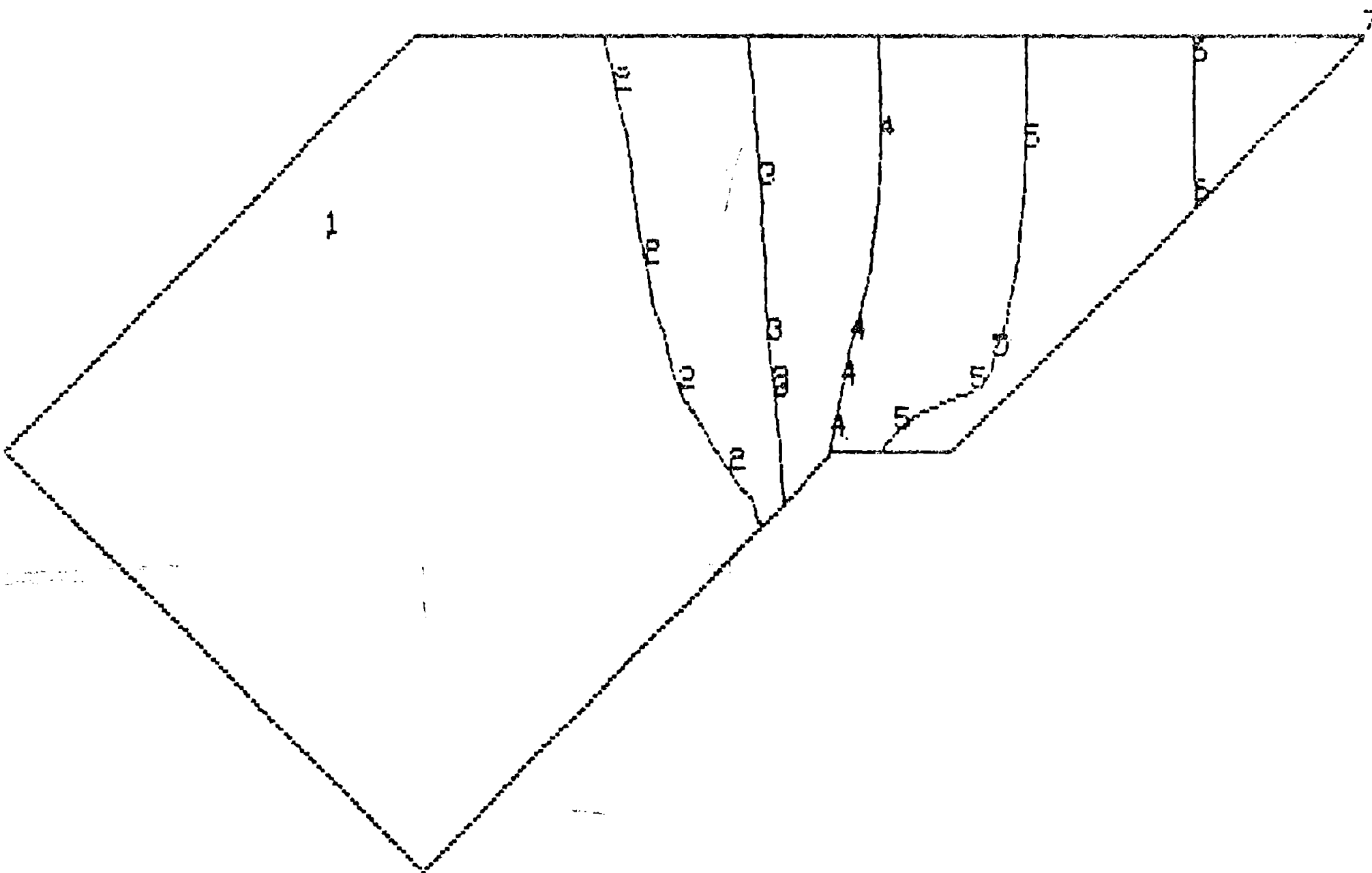
deplasari Y

1	=	-220.74
2	=	6814
3	=	19849
4	=	29984
5	=	27919
6	=	24954
7	=	41988

MIN = -220.74
NOD = 72

MAX = 41988
NOD = 55

$\times 10^4$ [mm]



b)

Fig.2.3.16

CASE: 1

rezultanta deplasarii

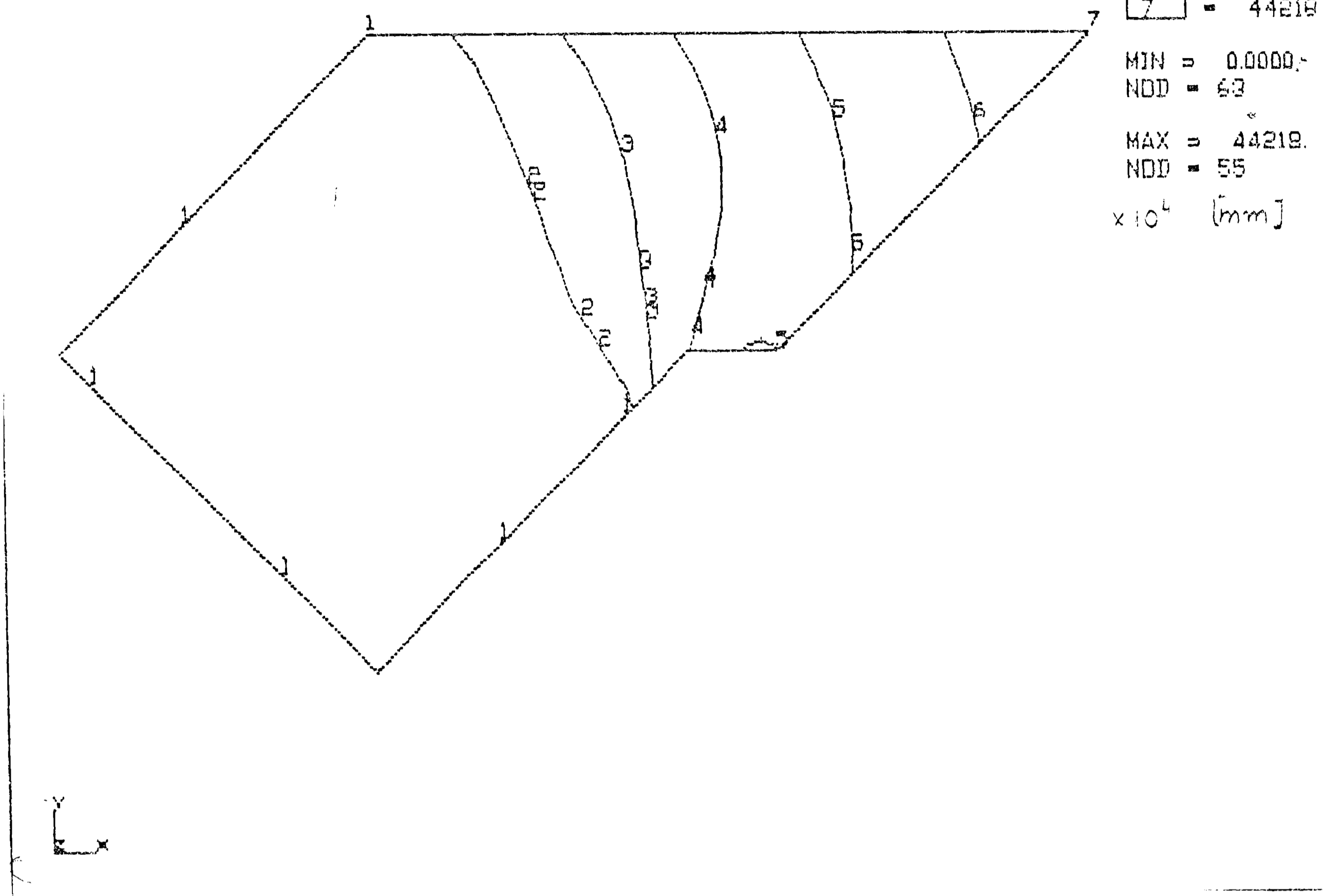


Fig.2.3.17

$$\sigma_{\text{ech(Von Mises)}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \quad (2.3.84)$$

Calcululele numerice efectuate, evidentiaza faptul ca tensiunile maxime care se dezvolta in timpul procesului de lucru sunt localizate la nivelul varfului cutitului inclinat, care constituie o zona in care se produce concentrarea puternica a tensiunilor. Din analiza diagramelor de distributie a tensiunii tangentiale τ_{xy} care se dezvolta in masa de sol datorita interactiunii cu scula de lucru, fig.2.3.13, se remarca existenta unor directii care traverseaza masa de sol din zona de contact cu scula pana la suprafata, pentru care tensiunea tangentiala inregistreaza aceleasi valori. Aceste directii care se modifica continuu, constituie de fapt directiile dupa care se va produce forfecarea si alunecarea solului in timpul procesului de prelucrare a solului.

Din analiza distributiei componentelor deplasarii u,

v și deplasării rezultanta $\sqrt{u^2 + v^2}$, din masa de sol supusă prelucrării prezentate în figurile 2.3.16 și 2.3.17 se confirmă de asemenea aceeași distribuție acceptată în elaborarea modelului analitic de calcul prezentat la paragraful 2.3.1. Pentru deplasarea rezultanta a solului, fig. 2.3.16, se evidențiază existența unor direcții orientate radial dinspre zona de contact a sculei cu solul spre suprafața superioară a solului. Aceste direcții ale deplasărilor rezultante, indică încă din faza de sollicitare din domeniul elastic prezenta unor deformații mai pronunțate după anumite direcții în masa de sol supusă prelucrării, după care se va produce fenomenul de curgere și apoi fenomenul de rupere. Întrucât după aceleași direcții se remarcă prezenta tensiunilor tangențiale cu o distribuție asemănătoare, se poate trage concluzia că pentru solul supus prelucrării, factorul determinant în producerea ruperii, îl are prezenta tensiunilor tangențiale maxime.

Aceste rezultate de calcul obținute prin adoptarea unui model aproximativ, confirmă pe de o parte unele ipoteze de calcul acceptate anterior, iar pe de altă parte modelul în sine este confirmat de determinările experimentale efectuate privind distribuția stării de tensiune și deformatie din masa de sol supusă prelucrării, utilizând o scula care execută o mișcare vibratorie în planul vertical longitudinal, după care scula se deplasează.

Analiza stării de tensiune și deformatie din masa de sol aflată în interacțiune cu scula de scarificare, vibratoare, în domeniul elastic de sollicitare a solului, reprezintă o etapă necesară în cercetarea fenomenului studiat, dar nu și suficientă. Concluziile obținute din această analiză și prezentate anterior, confirmă pe de o parte modelul teoretic prezentat în paragraful 2.3.1, iar pe de altă parte, se pune în evidență modul de distribuție al stării de tensiune și deformatie a solului în stadiul elastic de sollicitare. În acest mod se evidențiază fenomenul de concentrare al tensiunilor la nivelul zonei de atac al cutitului precum și modul de deformare a solului. Fenomenul de concentrare al tensiunilor în zona de atac a cutitului, favorizează apariția unei zone de plastifiere, care va constitui zona de amorsare a fisurilor în sol. Studiul complet al problemei trebuie să ia în considerare și stadiul de sollicitare în domeniul plastic când are loc pe lângă apariția fisurilor în sol, o dislocare a solului precum și maruntirea sa.

2.3.5. Calculul numeric in domeniul elasto-plastic al starii de tensiune si deformatie in masa de sol, supusa prelucrării.

Pentru calculul stării de tensiune și deformație în domeniul elasto-plastic, pentru solul aflat în interacțiune cu scula de lucru, adoptăm același model de discretizare cu cel utilizat pentru calcul în domeniul elastic, fig.2.3.10 și 2.3.11. Calculul în domeniul plastic se poate face numai dacă se cunoaște curba caracteristică, $\sigma = f(\epsilon)$, obținută pe cale experimentală, pentru materialul studiat. În fig.2.3.18 se prezintă curba caracteristică pentru sol, (dependența între tensiunea normală σ și deformația specifică ϵ), în condițiile unor sollicitări succesive în trepte, conform cu lucrarea [T9]. Sollicitarea în trepte, utilizată la determinarea dependenței dintre tensiunea normală σ și deformația specifică ϵ , modelează sollicitarea reală din timpul procesului tehnologic de lucru utilizând scule vibratoare.

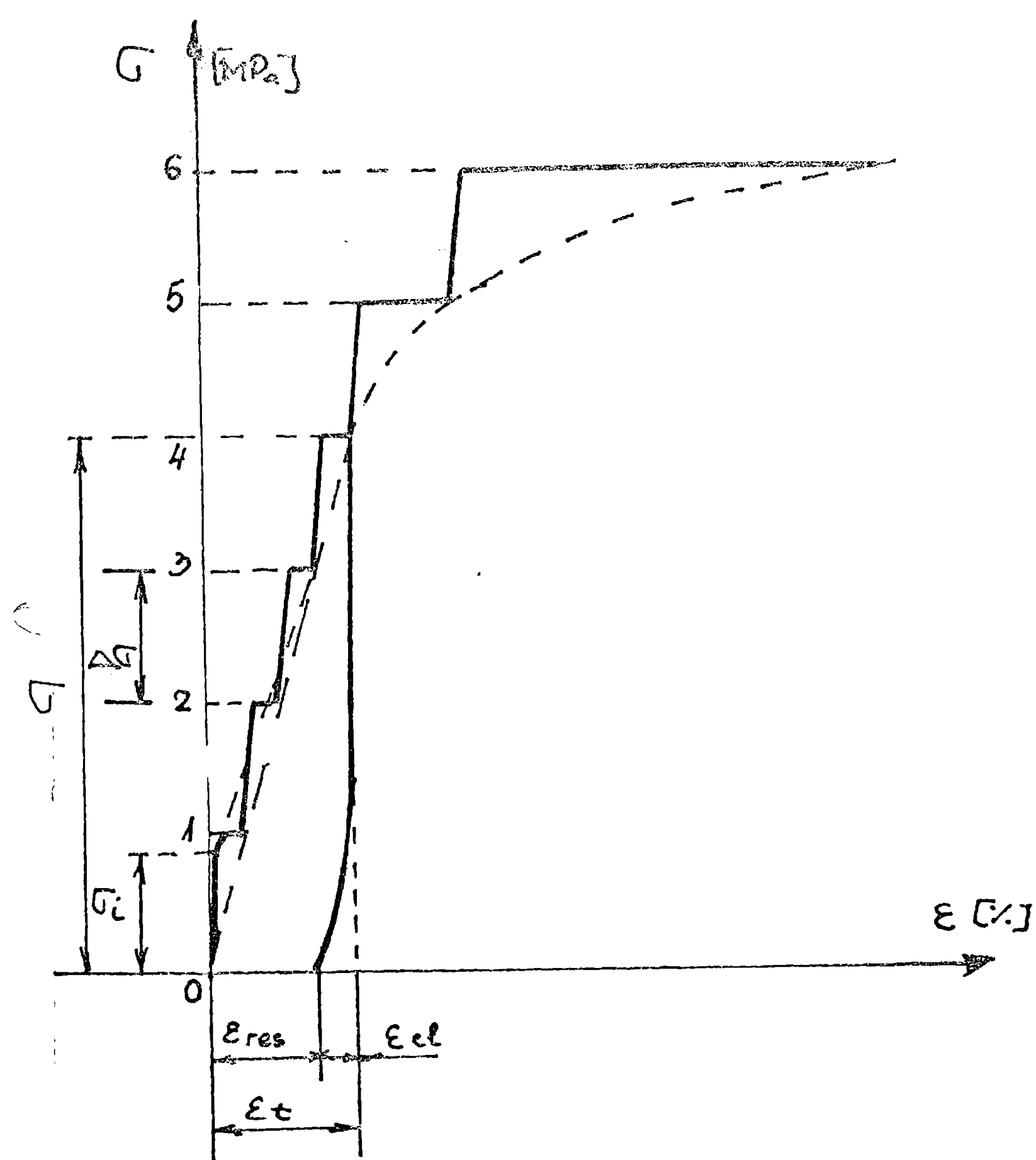


Fig.2.3.18.- Dependența între tensiunea normală σ și deformația specifică ϵ pentru solul supus unor sollicitări în trepte.

Având în vedere dificultățile deosebite legate de utilizarea în calcule a curbei caracteristice reale, s-a utilizat diagrama caracteristică schematizată, prezentată în fig.2.3.19. La schematizarea cu întărire adoptată, panta dreptei AB, $\text{tg. } \beta = E_p$, reprezintă modulul de plasticitate al solului.

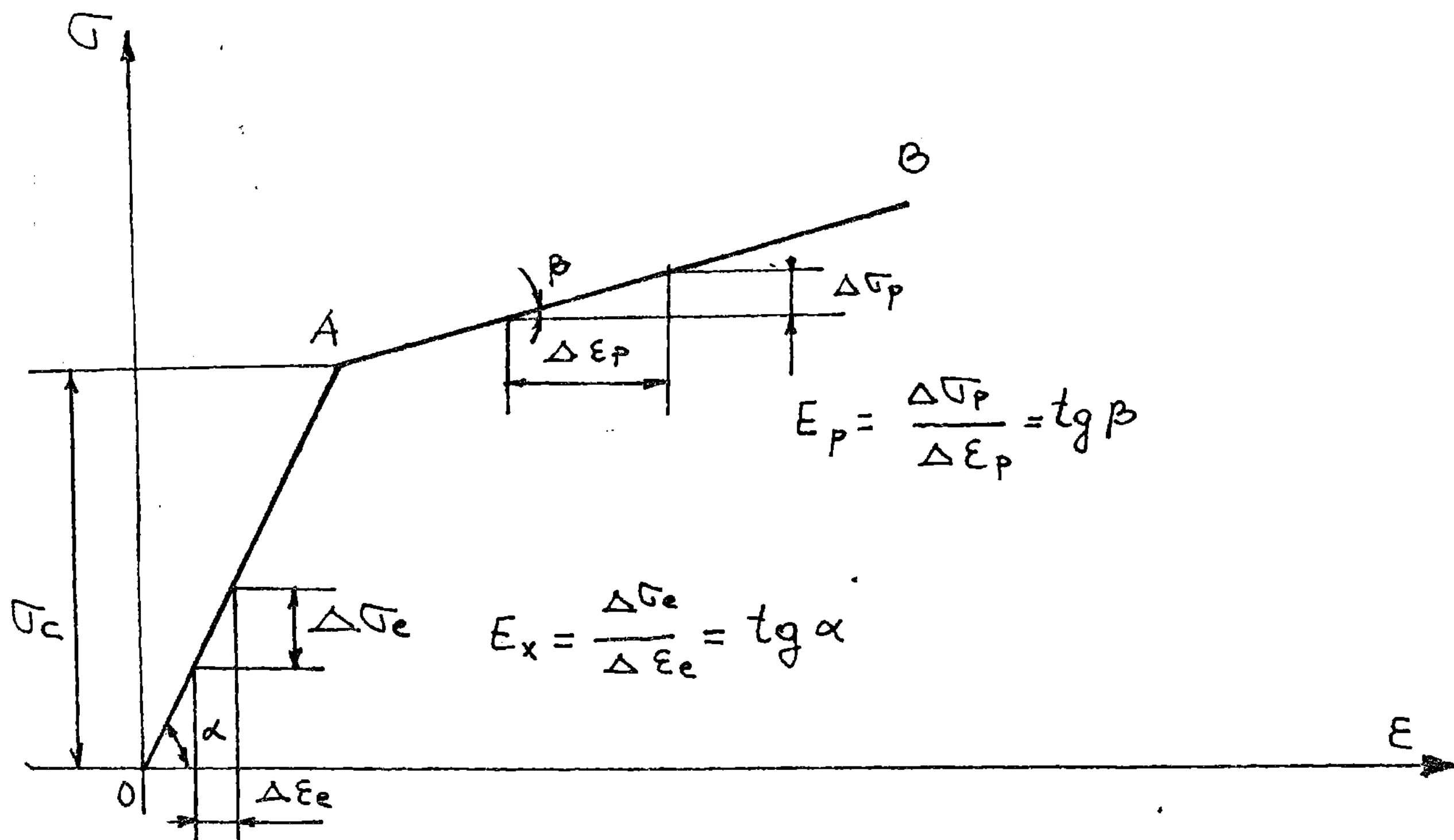


Fig.2.3.19. - Curba caracteristică schematizată.

Intre modulul de elasticitate E_x al solului, reprezentand panta dreptei OA, $\text{tg } \alpha = E_x$, unde punctul A de pe curba caracteristica reprezinta limita de curgere si modulul de plasticitate E_p , s-a admis raportul $E_x / E_p = 4$, conform datelor experimentale prezentate in lucrarea [T9] ..

Pentru variatia presiunii normale la contactul dintre scula si sol, se utilizeaza schematizarea prezenta in figura 2.3.20, care s-a trasat pe baza legii de miscare a cutitului inclinat. S-a considerat ca presiunea normala dintre scula si sol este proportionala cu pozitia sculei in timpul miscarii de rotatie oscilatorie. Perioada de sollicitare pentru masa de sol aflata in interactiune cu scula de lucru, este $T = t_a + t_d$ [s], calculata ca o suma intre timpul t_a pentru care presiunea de la valoarea zero la valoarea maxima si timpul t_d , de descarcare, pentru care presiunea scade de la valoarea maxima la valoarea zero. Calculul starii de tensiune si deformatie in domeniul elasto-plastic, din masa de sol, s-a facut pentru timpul t_a , in care presiunea dintre scula si sol creste de la valoarea zero la valoarea maxima. In aceste conditii s-a calculat starea de tensiune si deformatie pentru opt valori succesive ale presiunii e-

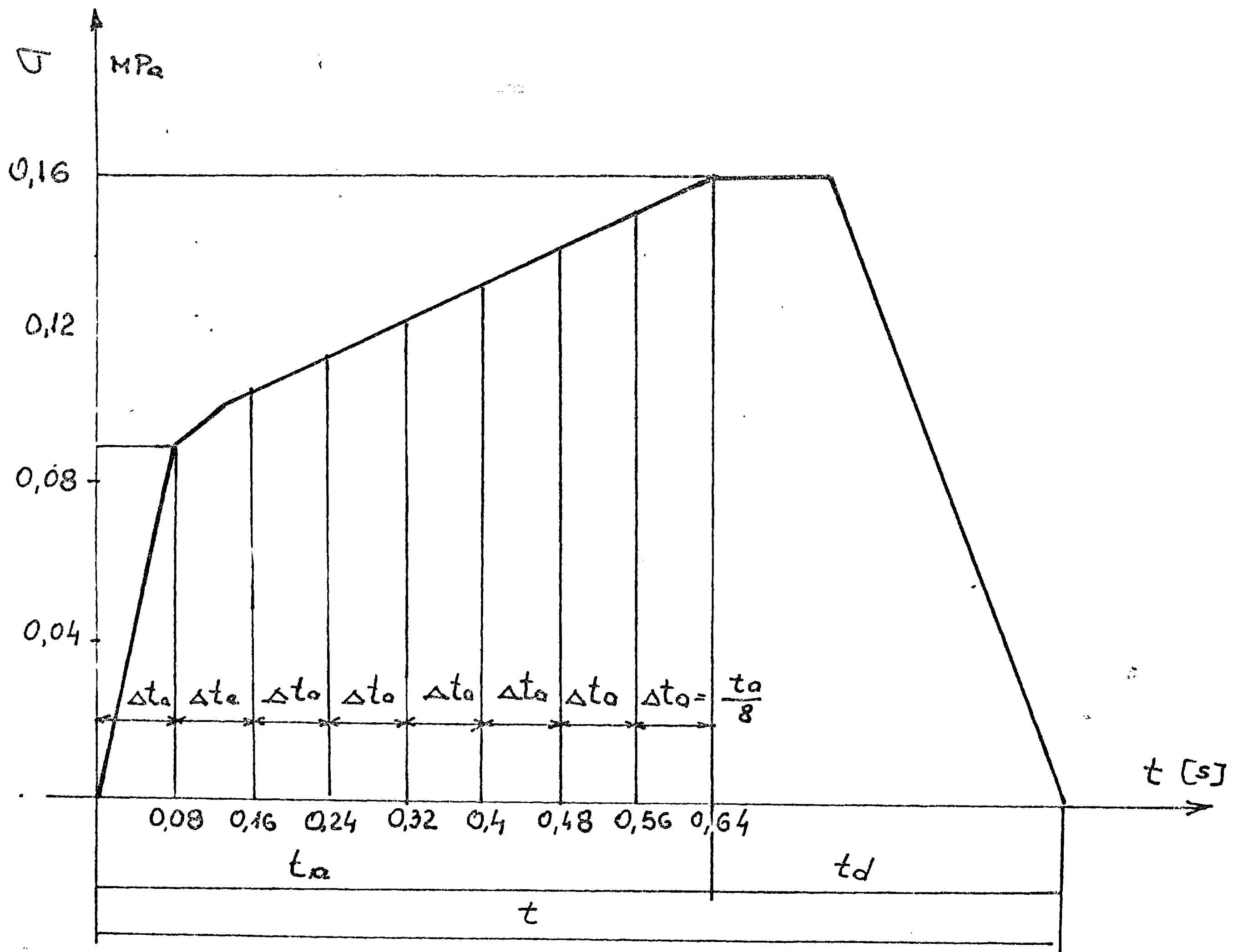


Fig.2.3.20. - Variatia schematizata pentru presiunea normala la contactul cu scula de lucru.

xercitate de scula, corespunzatoare cresterii timpului, cu pasul constant, $\Delta t_a = t_a / 8$ [s]. Aceste fractiuni de timp notate cu Δt_a , reprezinta de fapt fractiuni din perioada T a ciclului de sollicitare.

Intrucat deformatiile solului dupa directiile perpendiculare pe planul vertical in care se deplaseaza scula, pot fi neglijate, modelul de calcul cu elemente finite in domeniul plastic s-a elaborat in baza particularitatilor specifice starii plane de deformatie. Atat pentru generarea geometriei cat si pentru calculul propriu zis prin metoda elementelor finite in regim nolinear, s-a utilizat programul COSMOS/M. Instructiunile specifice legate de introducerea datelor sunt prezentate in anexa l.c.

In acest mod s-a redus considerabil volumul de calcul in comparatie cu utilizarea unor elemente finite tridimensionale, specifice starii triaxiale de sollicitare si deformatie. Rezultatele

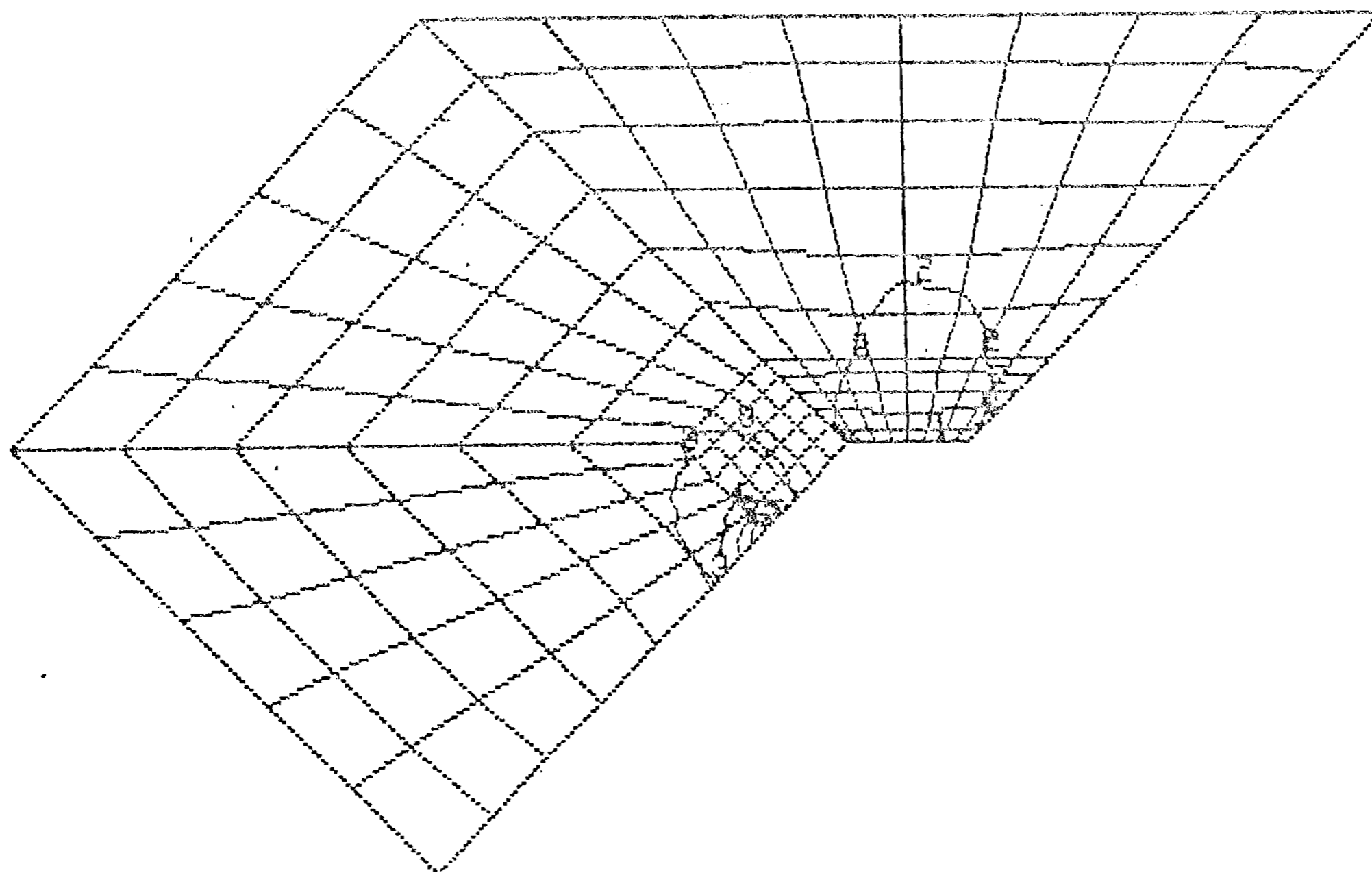
SIGMAY

1	=	-0.7617
2	=	-0.1947
3	=	0.3722
4	=	0.9392
5	=	1.506
6	=	2.072
7	=	2.640

MIN = -0.7617
 NOD = 161

MAX = 2.640
 NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 1

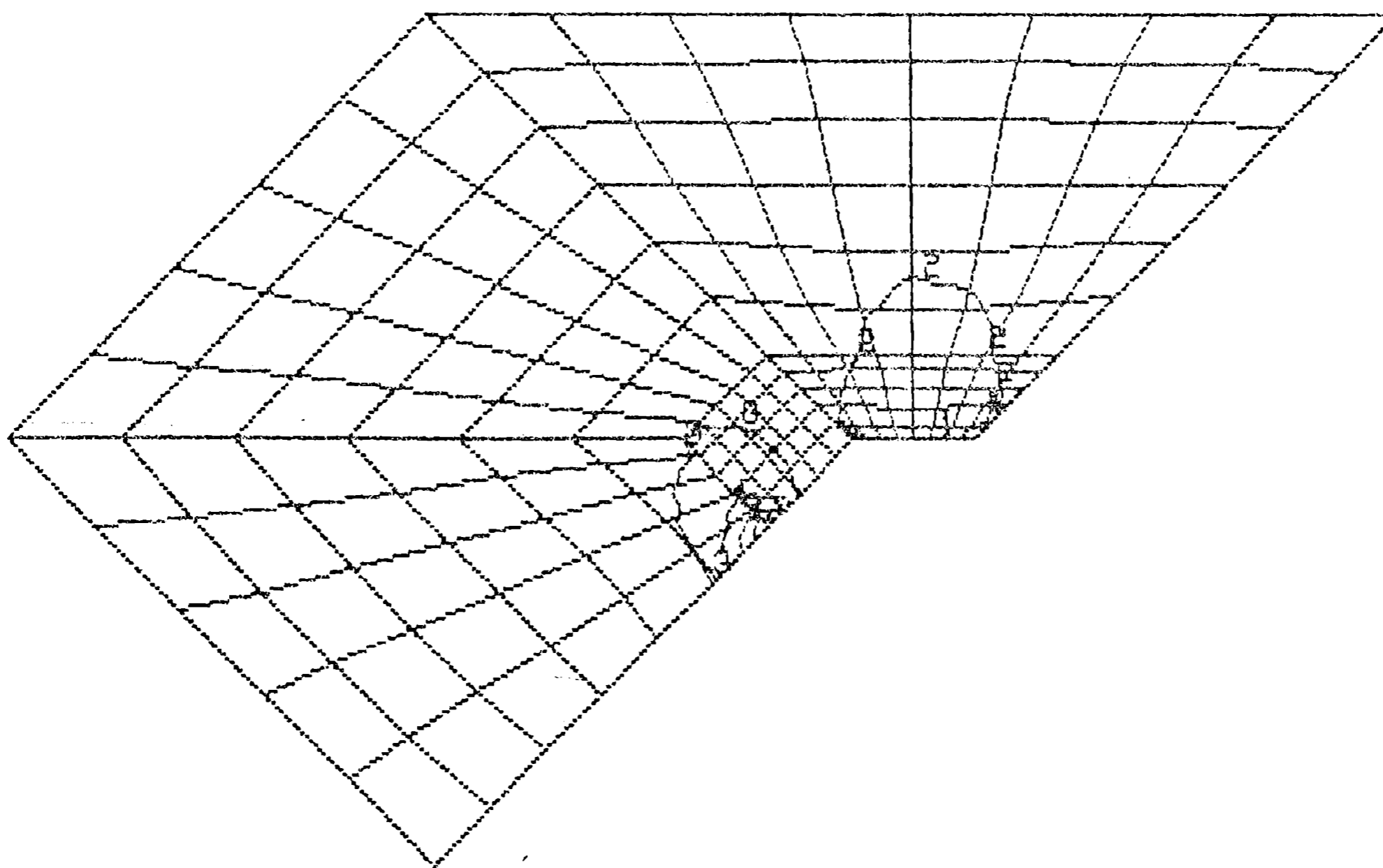
SIGMAY

1	=	-0.8464
2	=	-0.2164
3	=	0.4125
4	=	1.044
5	=	1.674
6	=	2.304
7	=	2.934

MIN = -0.8464
 NOD = 161

MAX = 2.934
 NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 2

Fig.2.3.21. - Distributia tensiunii normale pentru timpul $t_1 = t_a/8$ si $t_2 = t_a/4$.

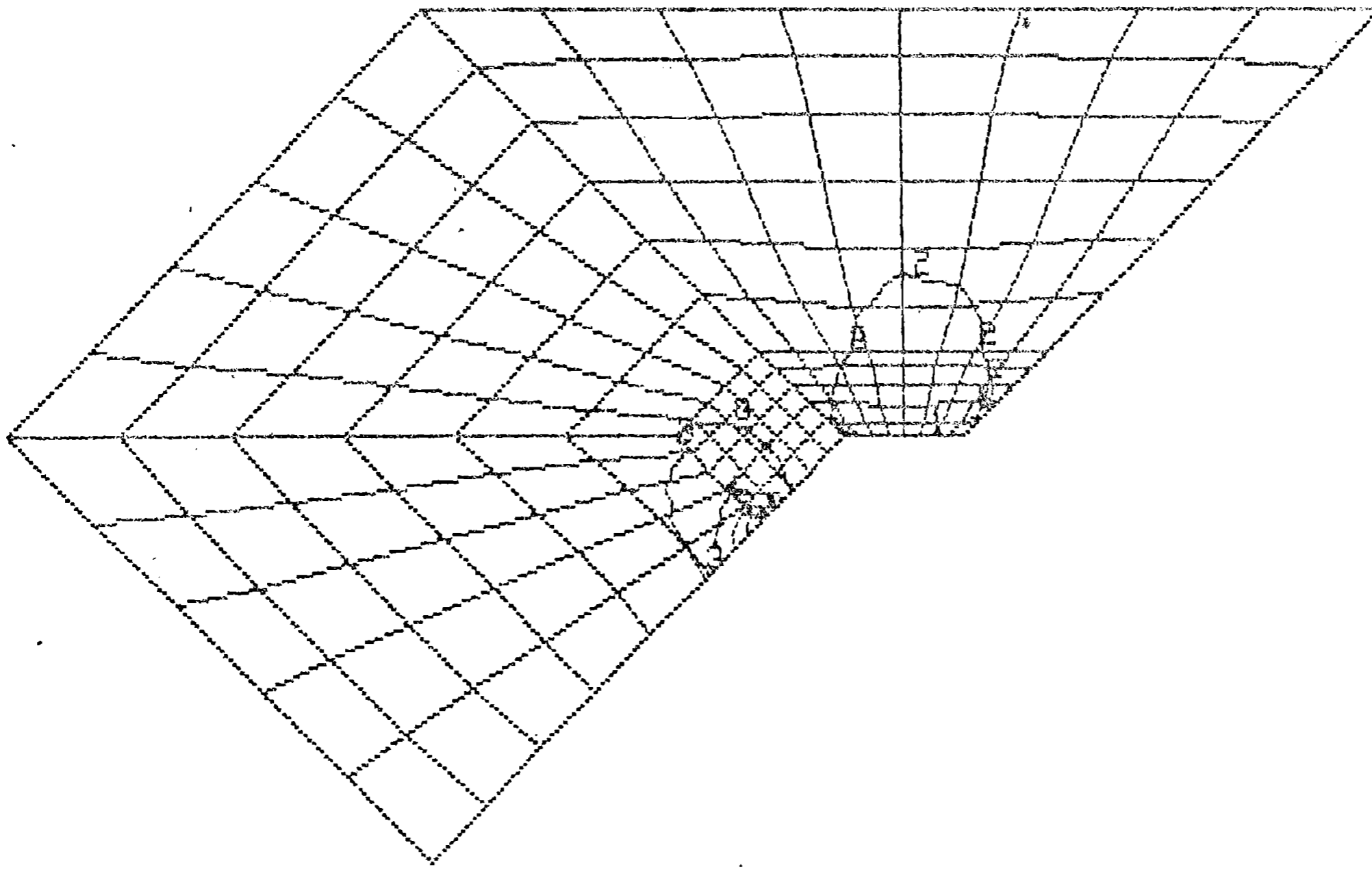
SIGMAY

1	=	-0.9310
2	=	-0.2380
3	=	0.4549
4	=	1.142
5	=	1.841
6	=	2.524
7	=	3.227

MIN = -0.9310
NOD = 161

MAX = 3.227
NOD = 103

x 10 [MPa]



timp 3

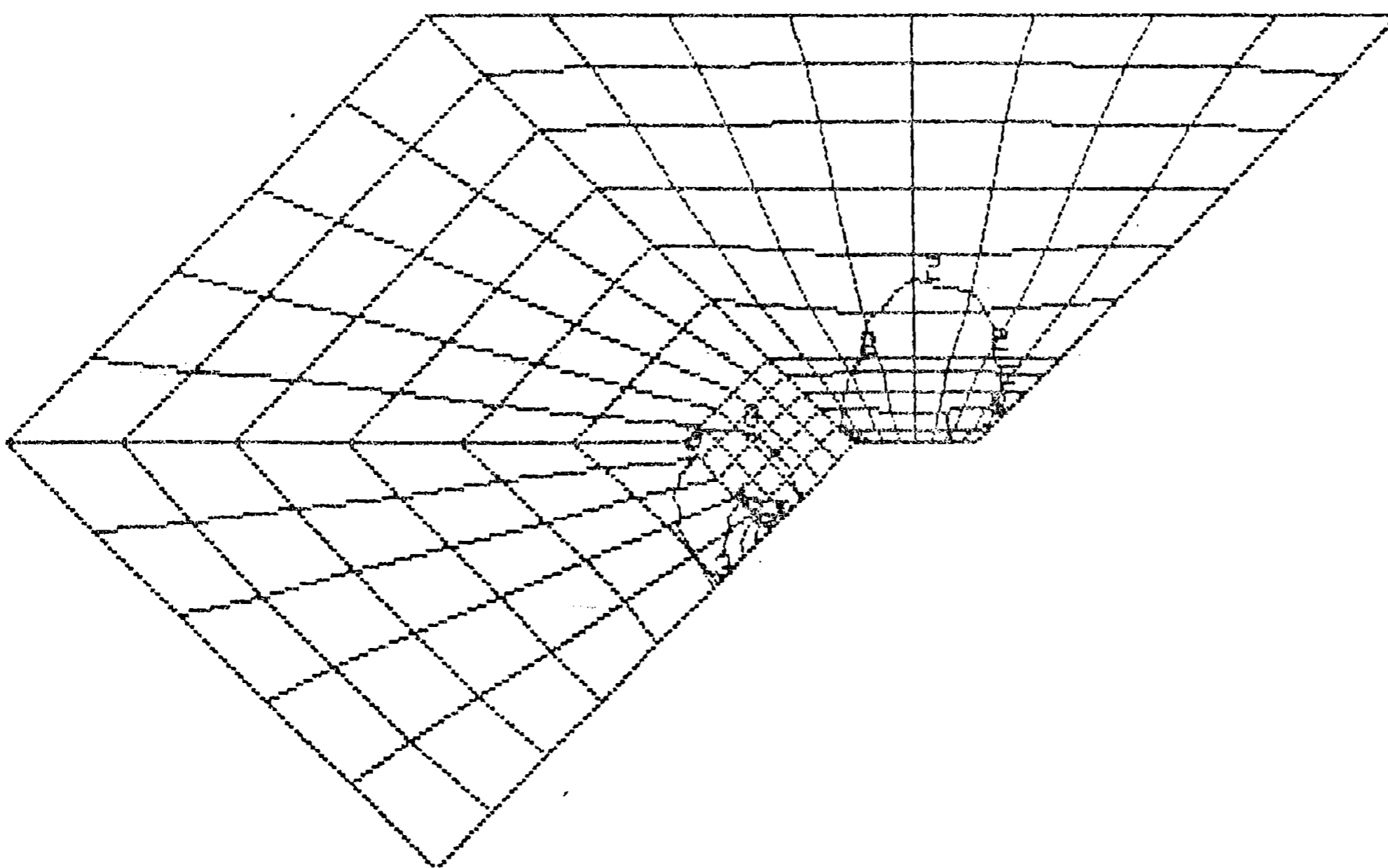
SIGMAY

1	=	-1.016
2	=	-0.2397
3	=	0.4962
4	=	1.252
5	=	2.008
6	=	2.764
7	=	3.520

MIN = -1.016
NOD = 161

MAX = 3.520
NOD = 103

x 10 [MPa]



timp 4

Fig.2.3.22. - Distributia tensiunii normale σ_y pentru timpul $t_0 = 3/8 t_1$ si $t_1 = y$

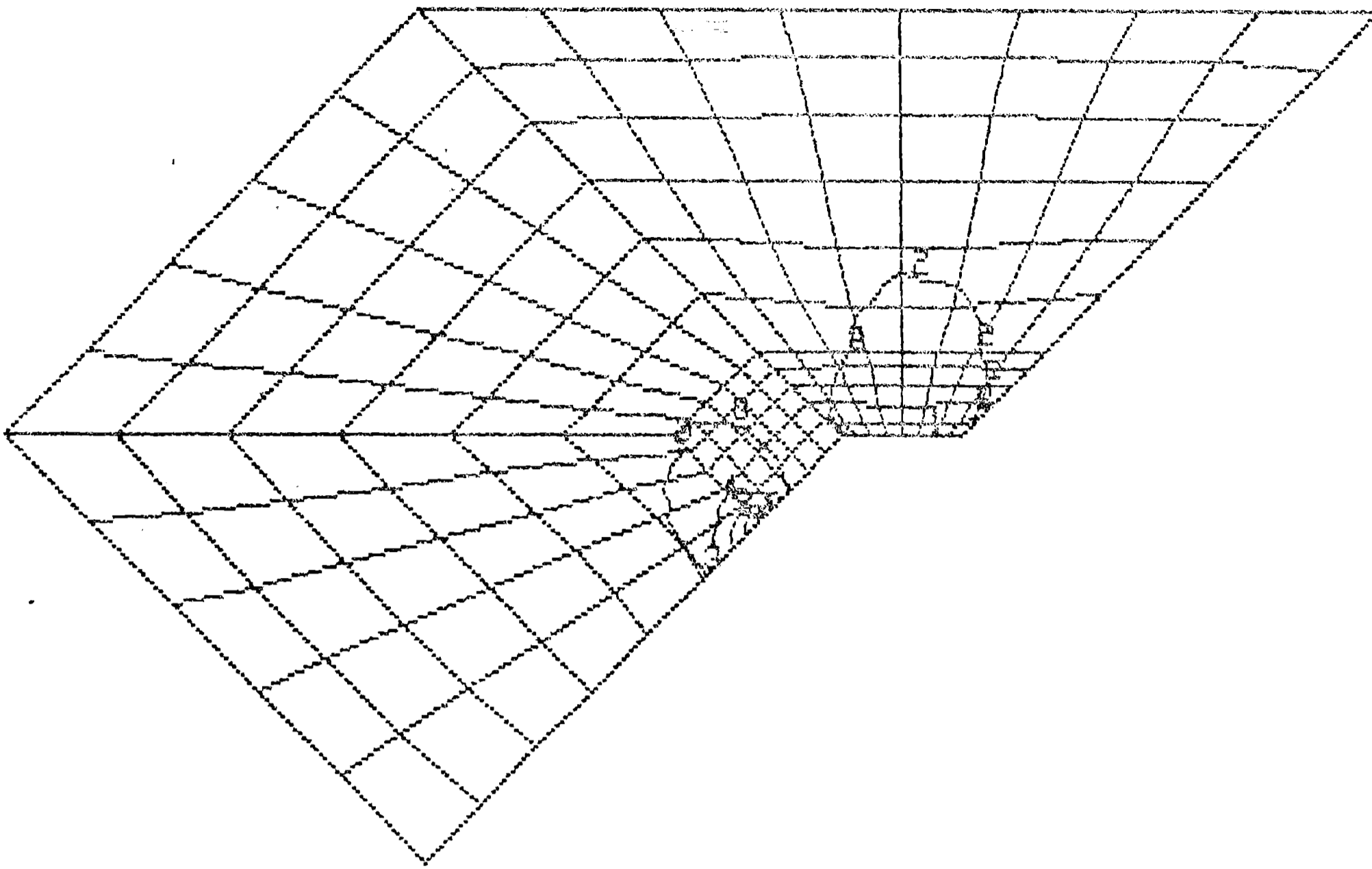
SIGMAY

1	=	-1.100
2	=	-0.2813
3	=	0.5376
4	=	1.387
5	=	2.176
6	=	2.995
7	=	3.814

MIN = -1.100
NOD = 161

MAX = 3.814
NOD = 103

x 10 [MPa]



timp 5

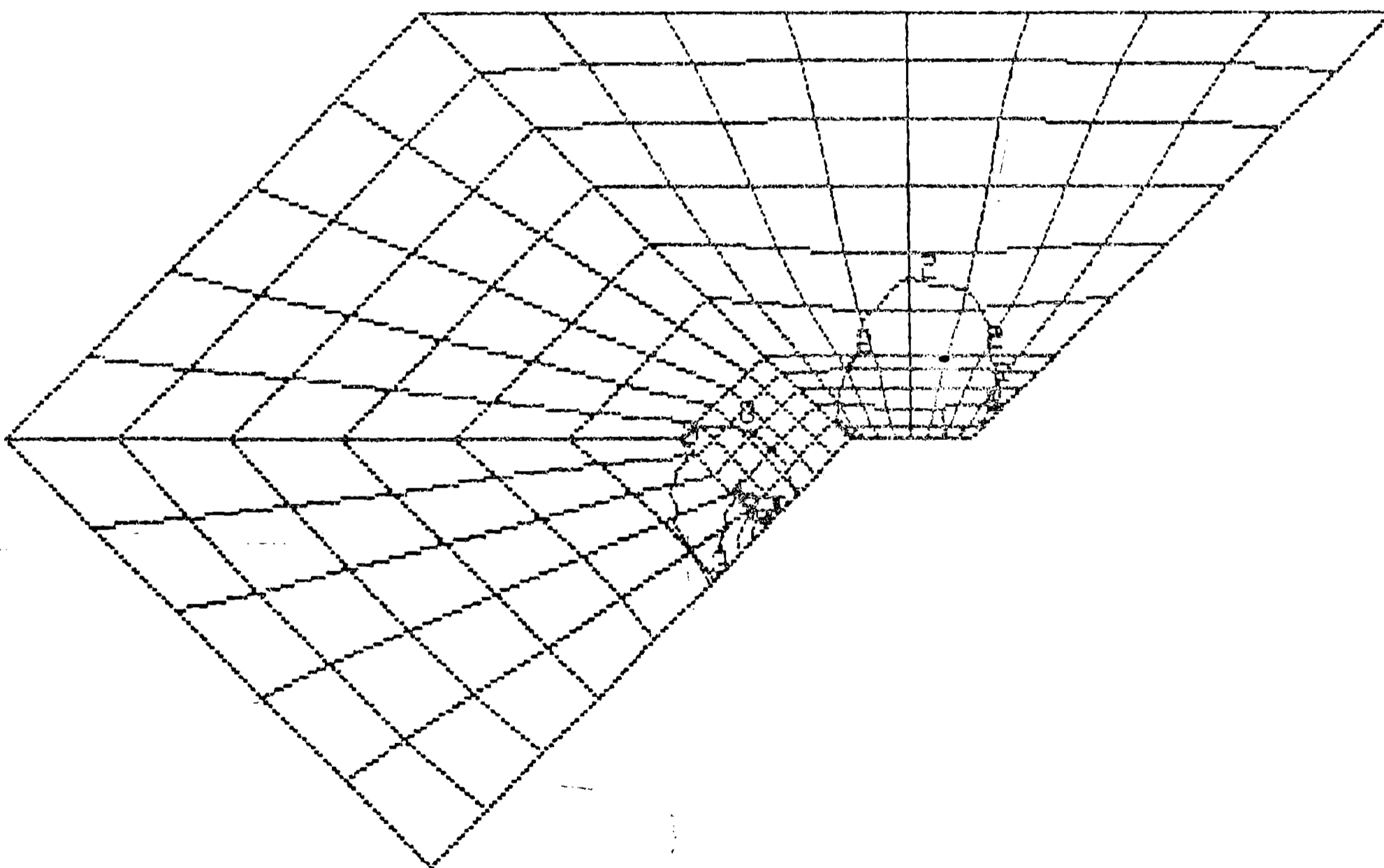
SIGMAY

1	=	-1.185
2	=	-0.3030
3	=	0.5790
4	=	1.461
5	=	2.343
6	=	3.225
7	=	4.107

MIN = -1.185
NOD = 161

MAX = 4.107
NOD = 103

x 10 [MPa]



timp 6

Fig.2.3.23 - Distributia tensiunii normale σ_y pentru timpul $t_5 = 5/8 t_a$ si $t_6 = 3/4 t_a$.

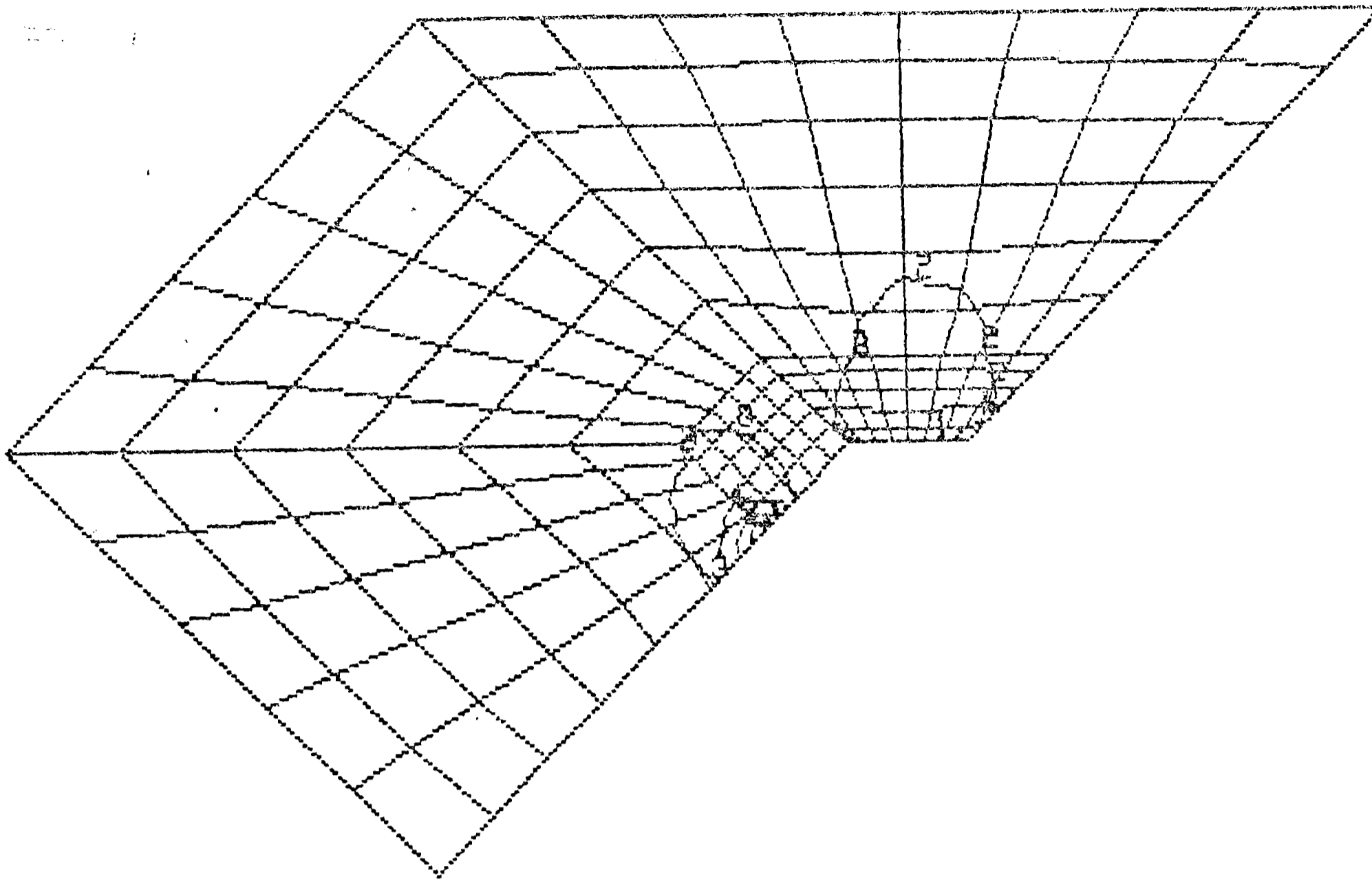
SIGMAY

1	=	-1.270
2	=	-0.3846
3	=	0.6203
4	=	1.565
5	=	2.510
6	=	3.455
7	=	4.400

MIN = -1.270
 NOD = 161

MAX = 4.400
 NOD = 109

x 10 [MPa]



tmp 7

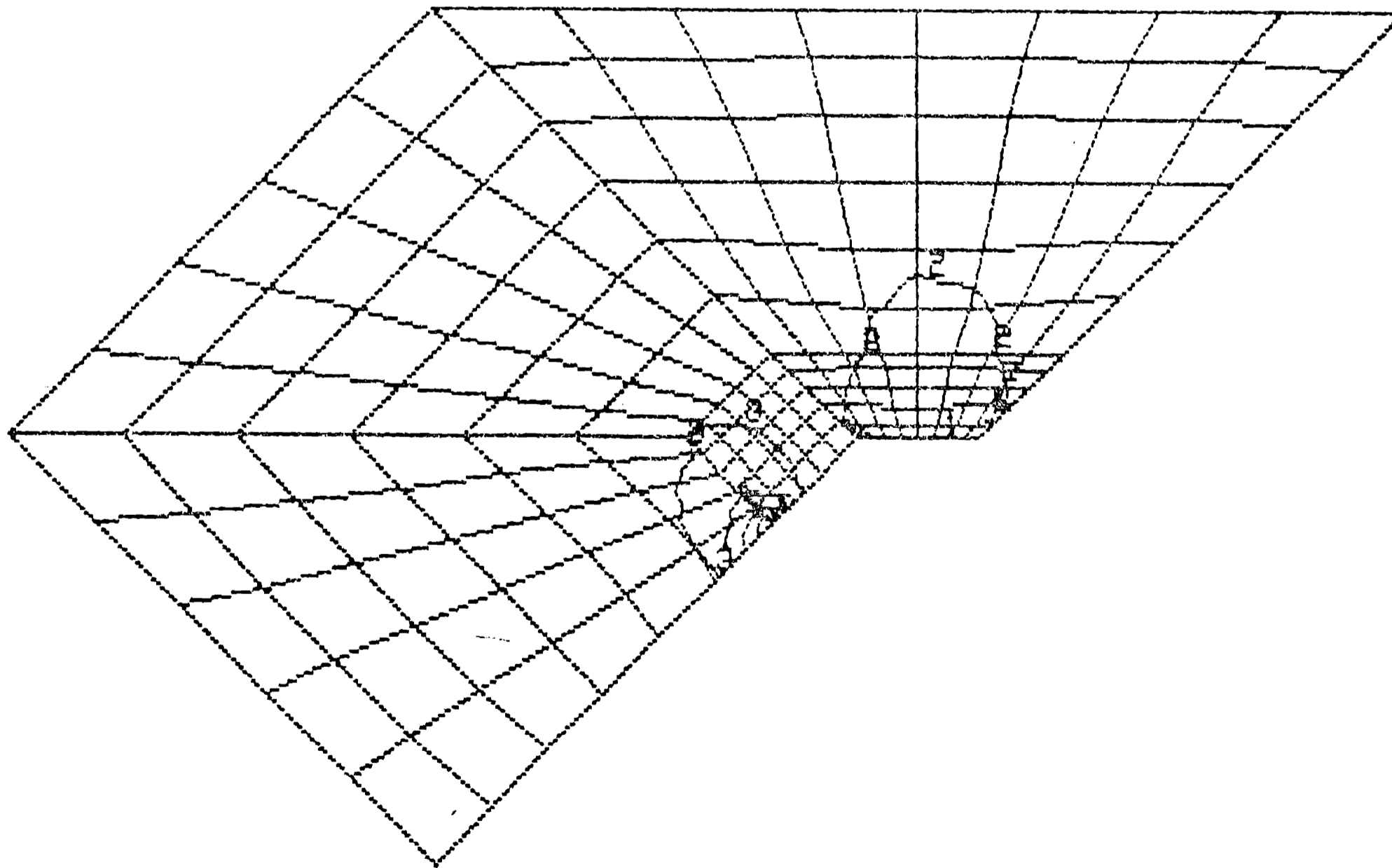
SIGMAY

1	=	-1.254
2	=	-0.3462
3	=	0.6617
4	=	1.670
5	=	2.678
6	=	3.686
7	=	4.694

MIN = -1.254
 NOD = 161

MAX = 4.694
 NOD = 109

x 10 [MPa]



tmp 8

Fig.2.3.24.-- Distributia tensiunii normale σ_y pentru timpul $t_7 = 7/8 t_a$ si $t_8 = t_a$.

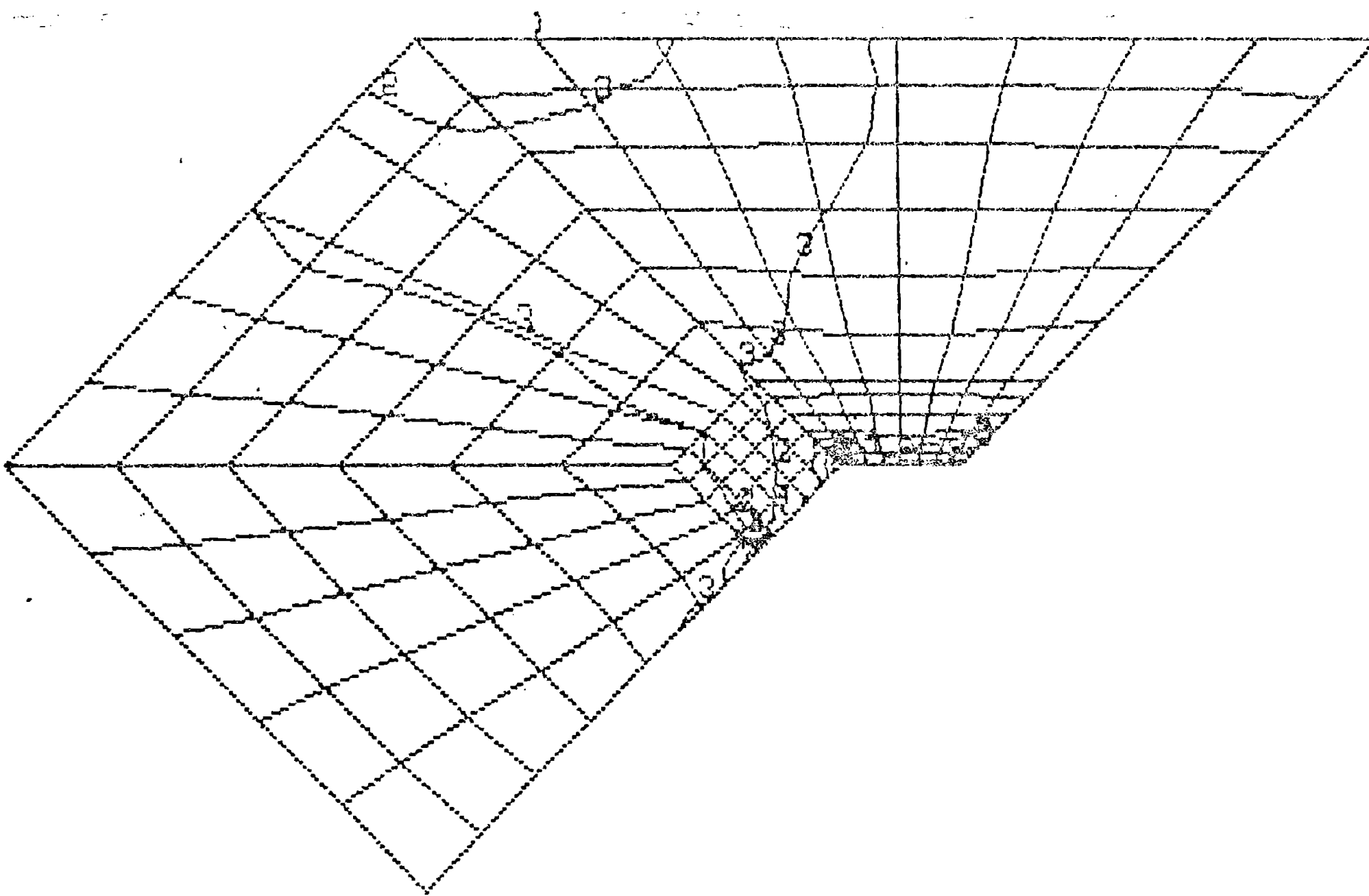
SIGMAX

1	=	-0.4975
2	=	-0.2838
3	=	-0.0740
4	=	0.1376
5	=	0.3493
6	=	0.5611
7	=	0.7728

MIN = -0.4975
NOD = 62

MAX = 0.7728
NOD = 134

x 10 [MPa]



timp 1

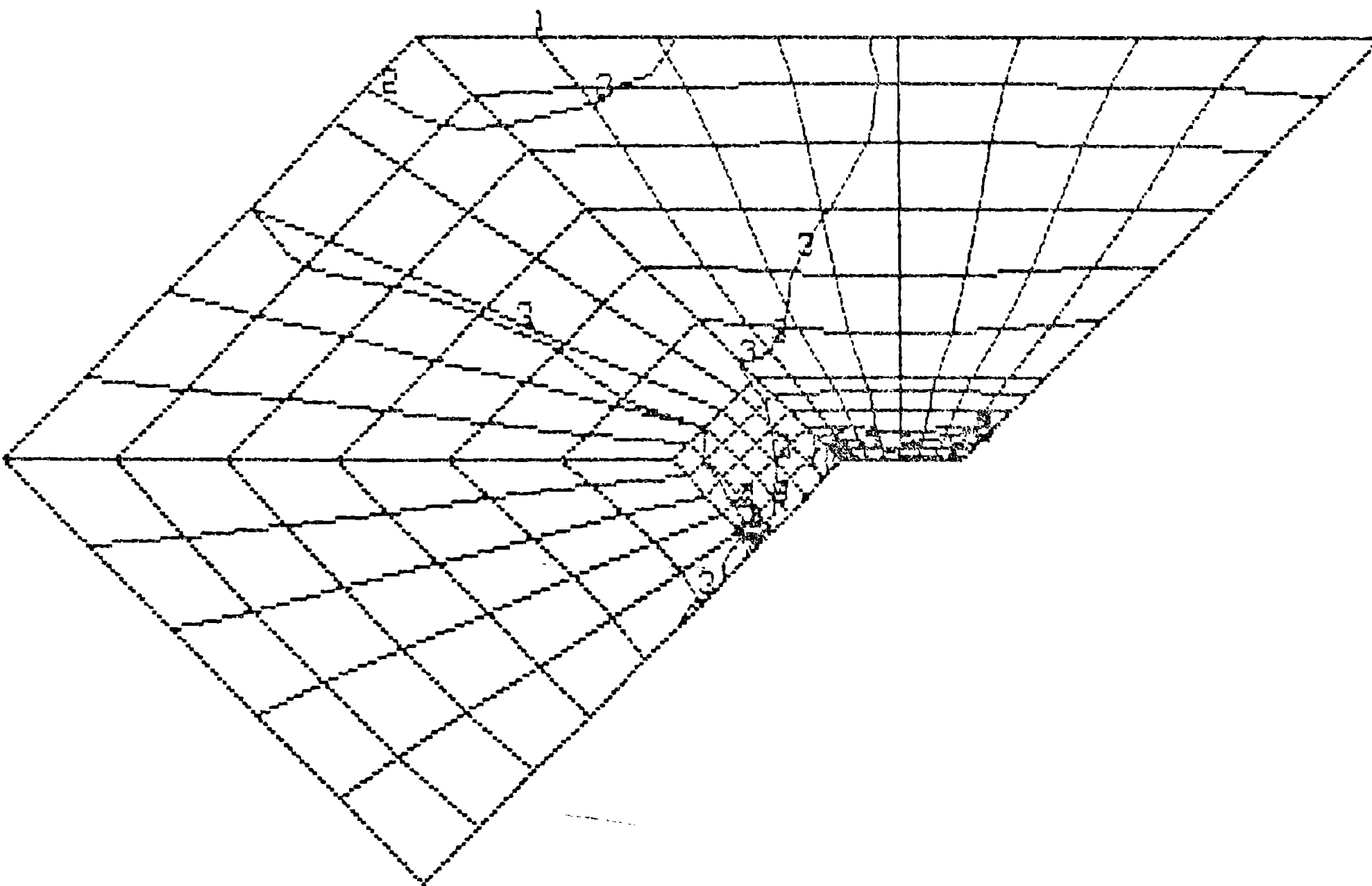
SIGMAX

1	=	-0.9844
2	=	-0.5080
3	=	-0.1312
4	=	0.2447
5	=	0.6211
6	=	0.9975
7	=	1.374

MIN = -0.9844
NOD = 62

MAX = 1.374
NOD = 134

x 10 [MPa]



timp 8

Fig. 2.3.25. - Distributia tensiunii normale σ_x pentru: $t_1 = t_a/8$ si $t_8 = t_a$

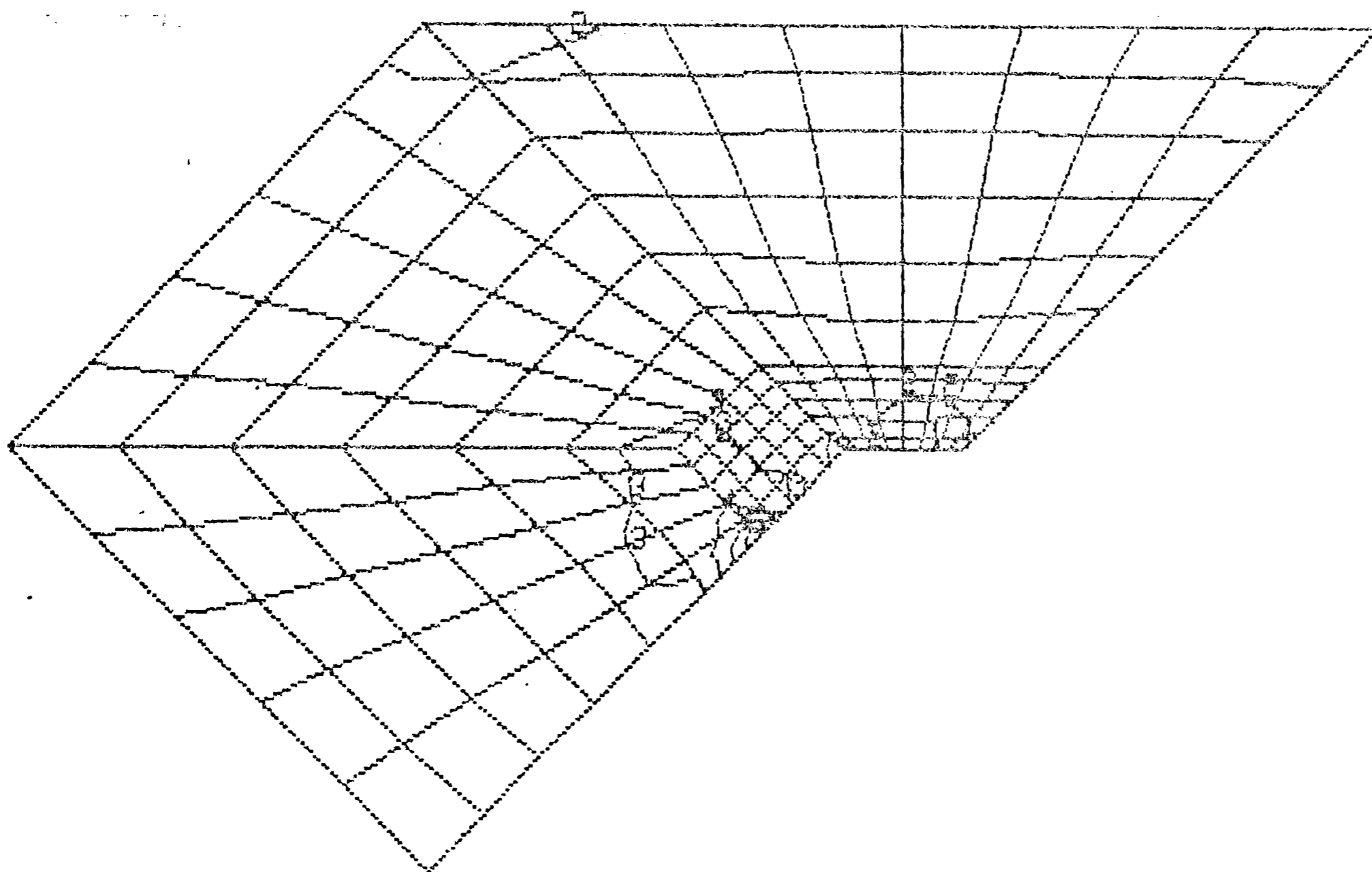
SIGMAZ

1	=	-0.2855
2	=	-0.1038
3	=	0.0859
4	=	0.2415
5	=	0.4171
6	=	0.5929
7	=	0.7695

MIN = -0.2855
NOD = 161

MAX = 0.7695
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 1

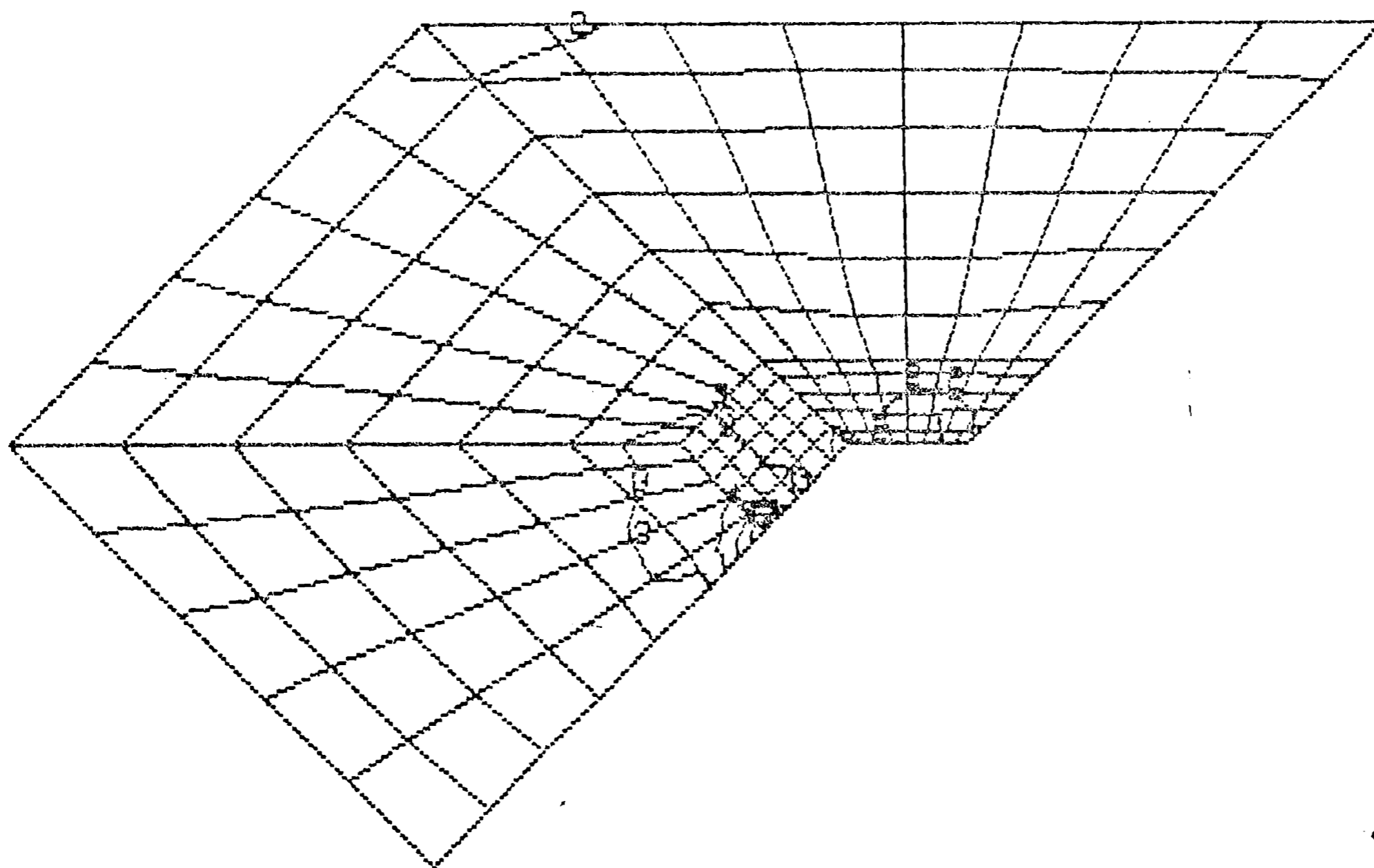
SIGMAZ

1	=	-0.5076
2	=	-0.1953
3	=	0.1170
4	=	0.4293
5	=	0.7416
6	=	1.054
7	=	1.366

MIN = -0.5076
NOD = 161

MAX = 1.366
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 8

Fig.2.3.26. - Distributia tensiunii normale pentru: $t_1 = t_a/8$ si $t_8 = t_a$

σ_z

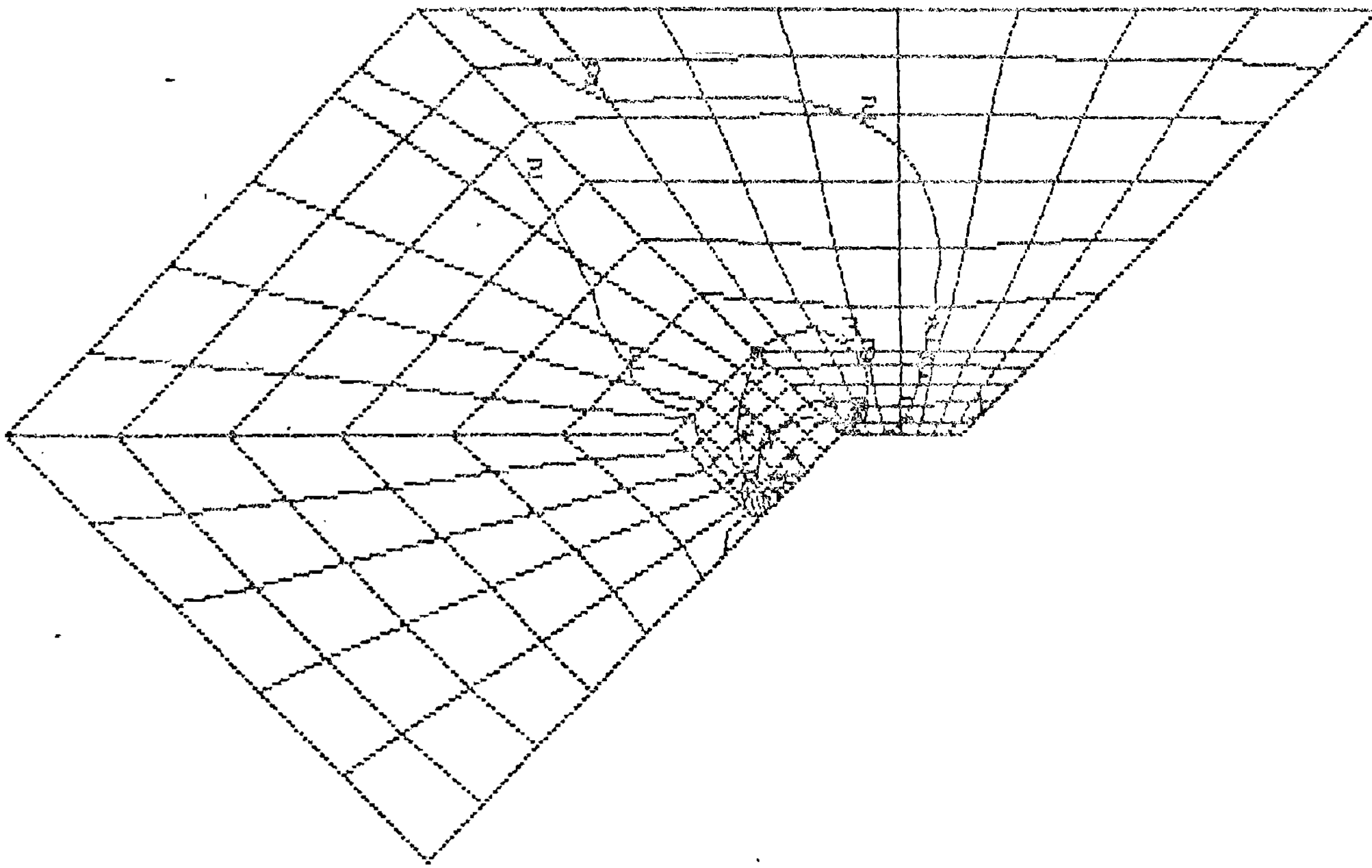
TAUXY

1	=	-0.1324
2	=	0.0783
3	=	0.2995
4	=	0.5005
5	=	0.7113
6	=	0.9225
7	=	1.134

MIN = -0.1324
 NOD = 167

MAX = 1.134
 NOD = 154

x 10 [MPa]



L

tmp1

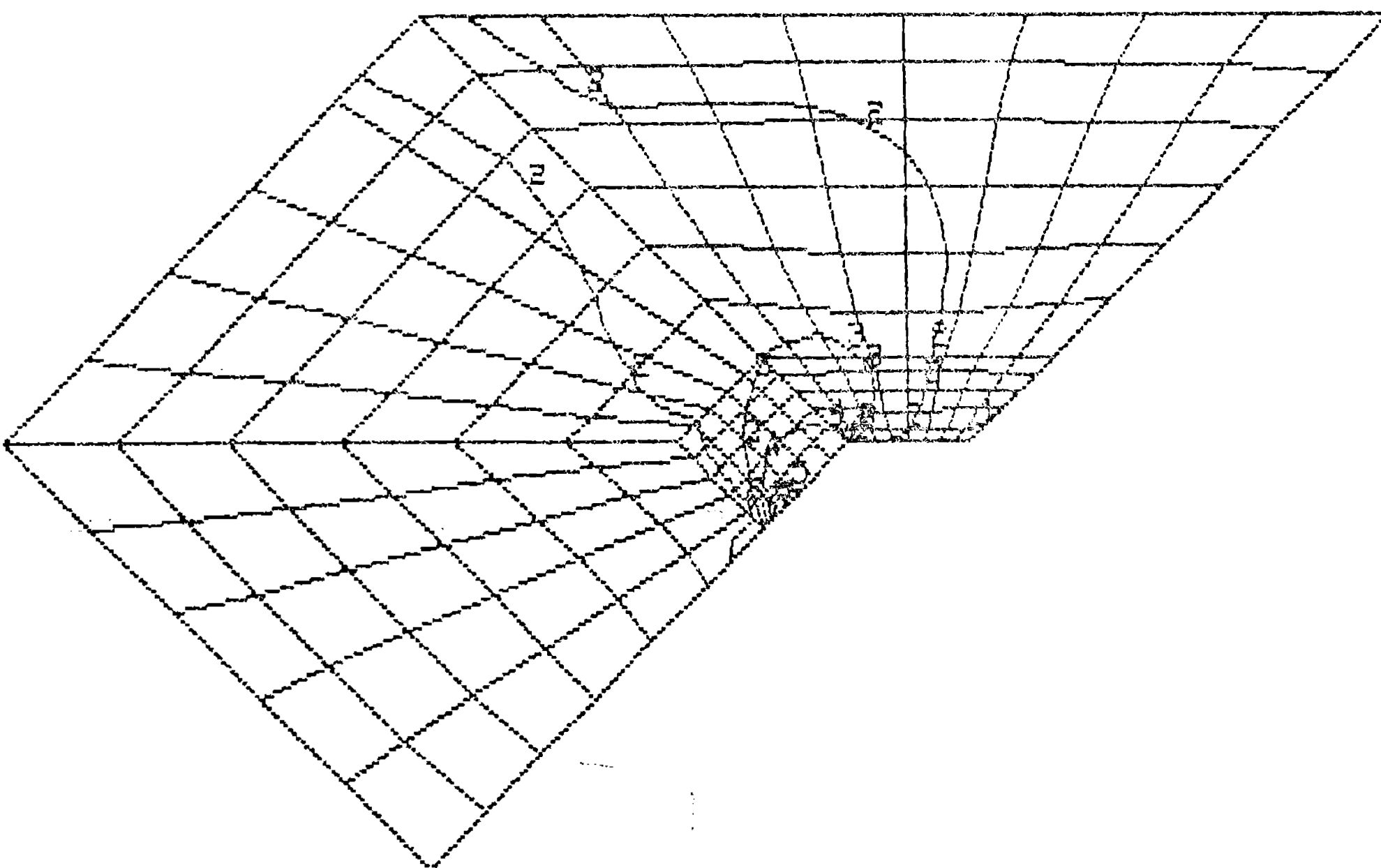
TAUXY

1	=	-0.2354
2	=	0.1336
3	=	0.5147
4	=	0.8958
5	=	1.265
6	=	1.640
7	=	2.015

MIN = -0.2354
 NOD = 167

MAX = 2.015
 NOD = 154

x 10 [MPa]



L

tmp 8

Fig.2.3.27. - Distributia tensiunii tangeniale τ_{xy} pentru: $t_1 = t_a/8$ si $t_8 = t_a$

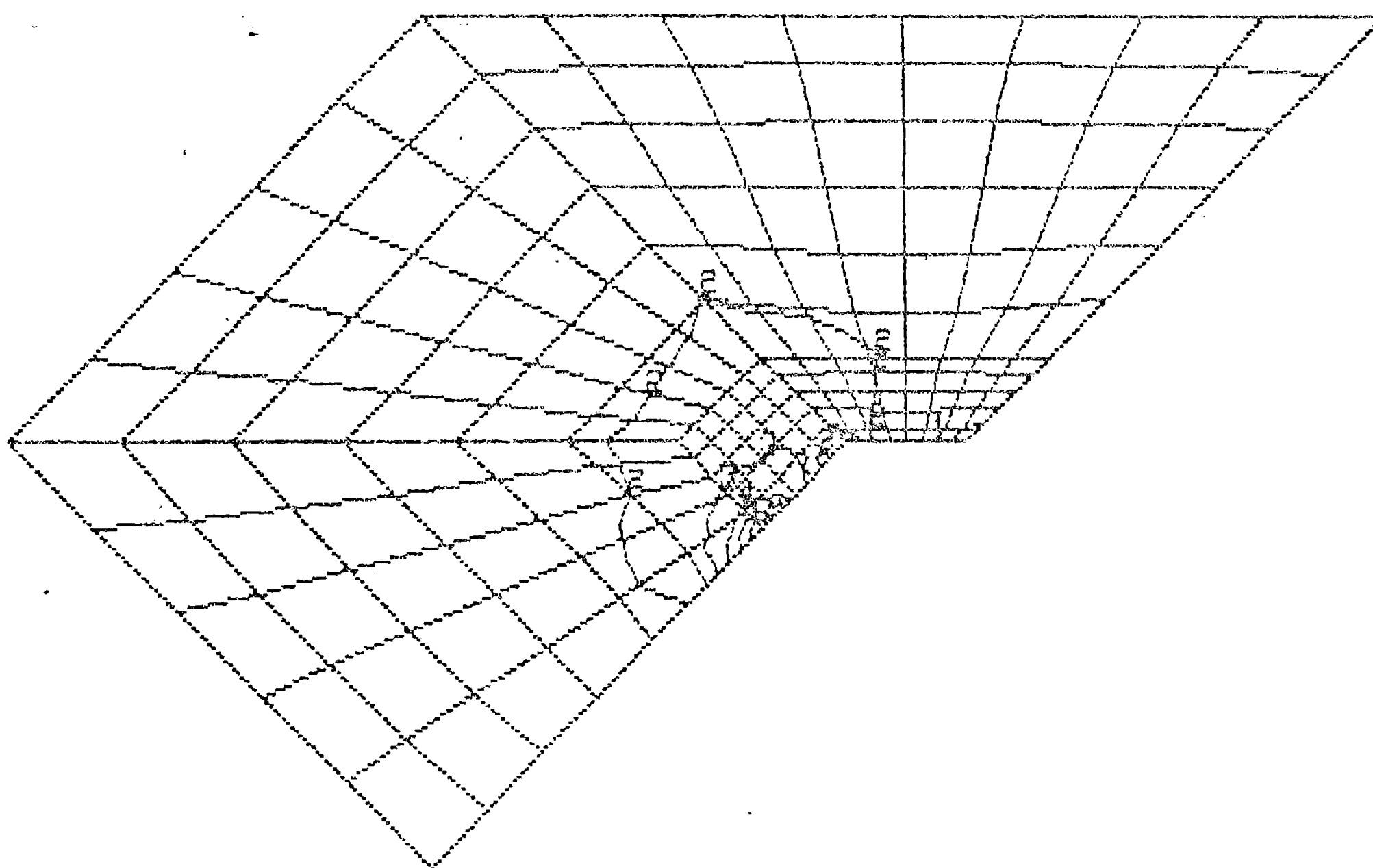
PRINC1

1	=	-0.2955
2	=	0.2057
3	=	0.6991
4	=	1.191
5	=	1.684
6	=	2.178
7	=	2.669

MIN = -0.2955
NOD = 161

MAX = 2.669
NOD = 103

x10 [MPa]



tmp 1

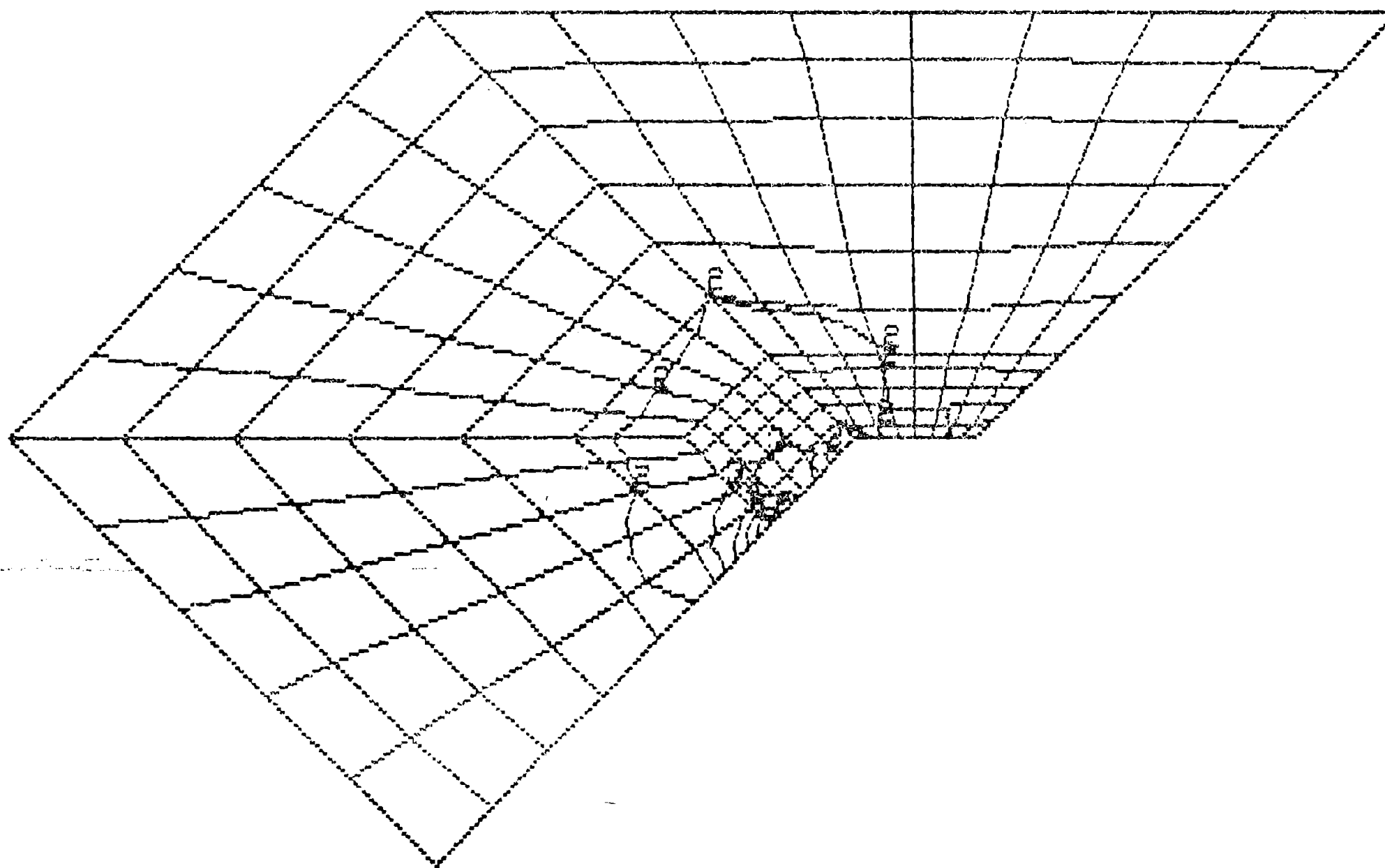
PRINC1

1	=	-0.3172
2	=	0.2297
3	=	0.7767
4	=	1.324
5	=	1.871
6	=	2.419
7	=	2.965

MIN = -0.3172
NOD = 161

MAX = 2.965
NOD = 103

x10 [MPa]



tmp 2

Fig.2.3.28. - Distributia tensiunii normale principale σ_1 pentru: $t_1 = t_a/8$ si $t_2 = t_a/4$

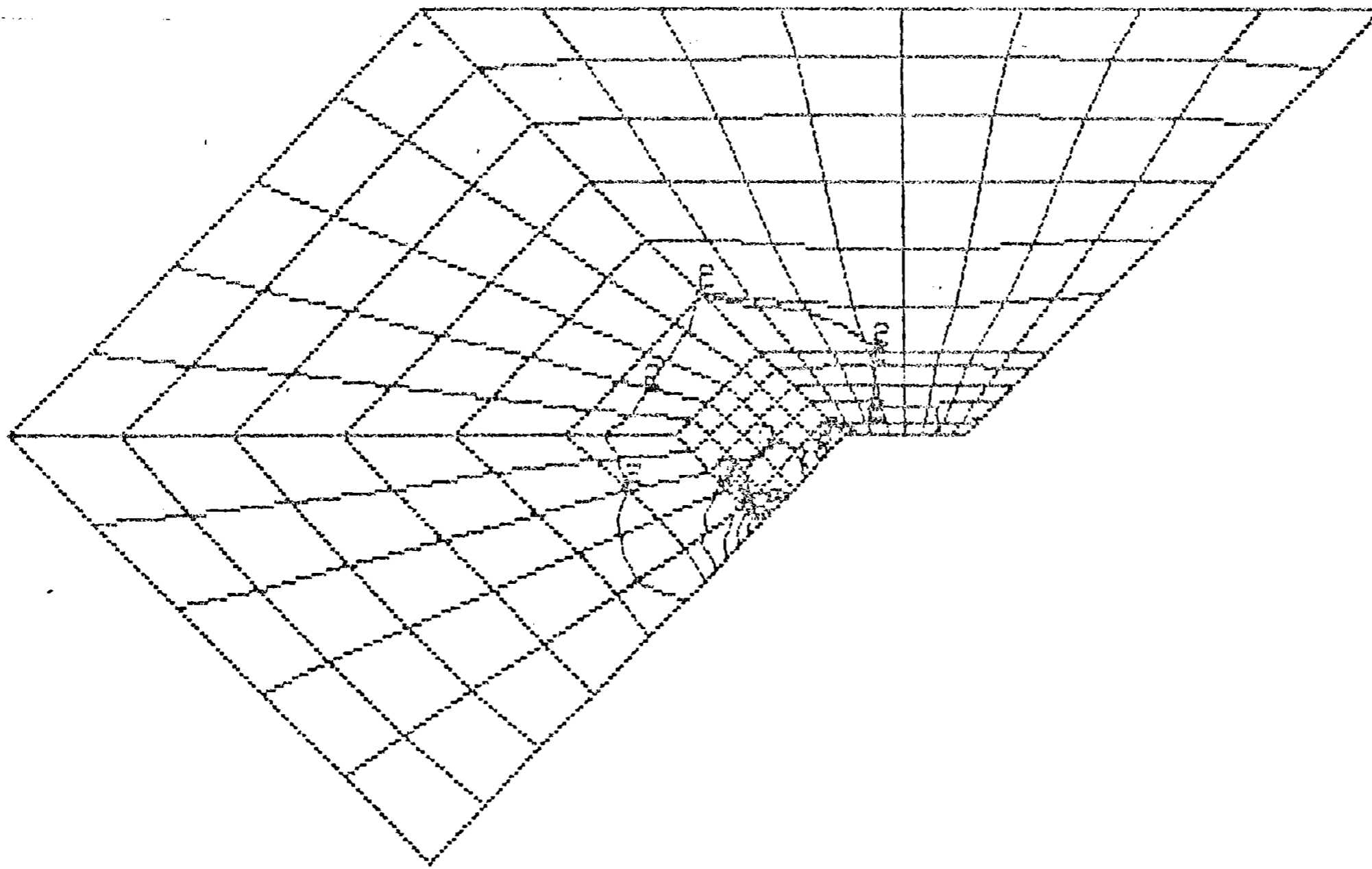
PRINC1

1	=	-0.2490
2	=	0.2327
3	=	0.2544
4	=	1.456
5	=	2.056
6	=	2.660
7	=	3.261

MIN = -0.2490
NOD = 161

MAX = 3.261
NOD = 103

X10 [MPa]



tmp 3

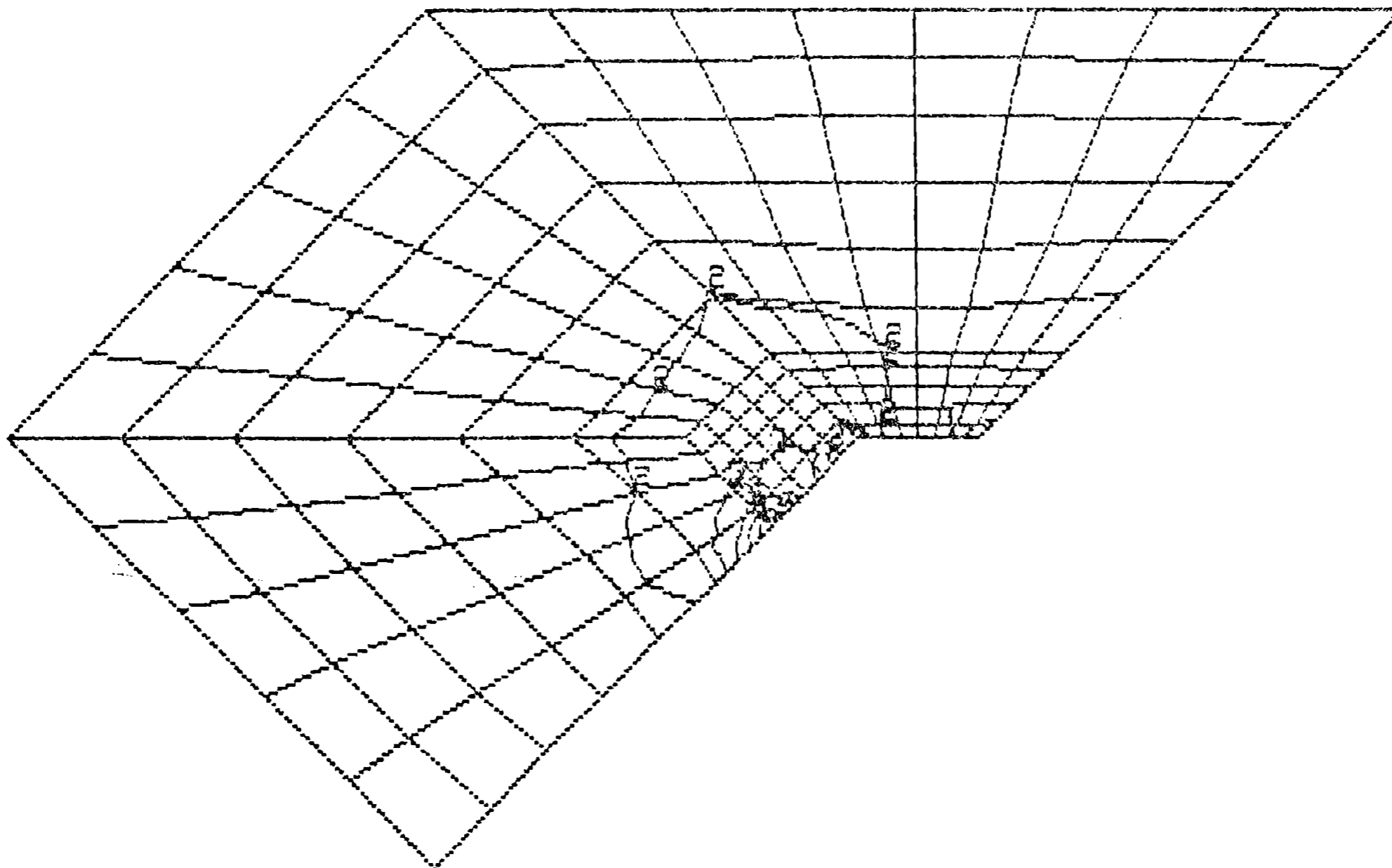
PRINC1

1	=	-0.3907
2	=	0.2757
3	=	0.9321
4	=	1.589
5	=	2.245
6	=	2.901
7	=	3.558

MIN = -0.3907
NOD = 161

MAX = 3.558
NOD = 103

X10 [MPa]



tmp 4

Fig.2.3.29. - Distributia tensiunii normale principale σ_1 pentru: $t_3 = 3t_a/8$ si $t_4 = t_a/2$

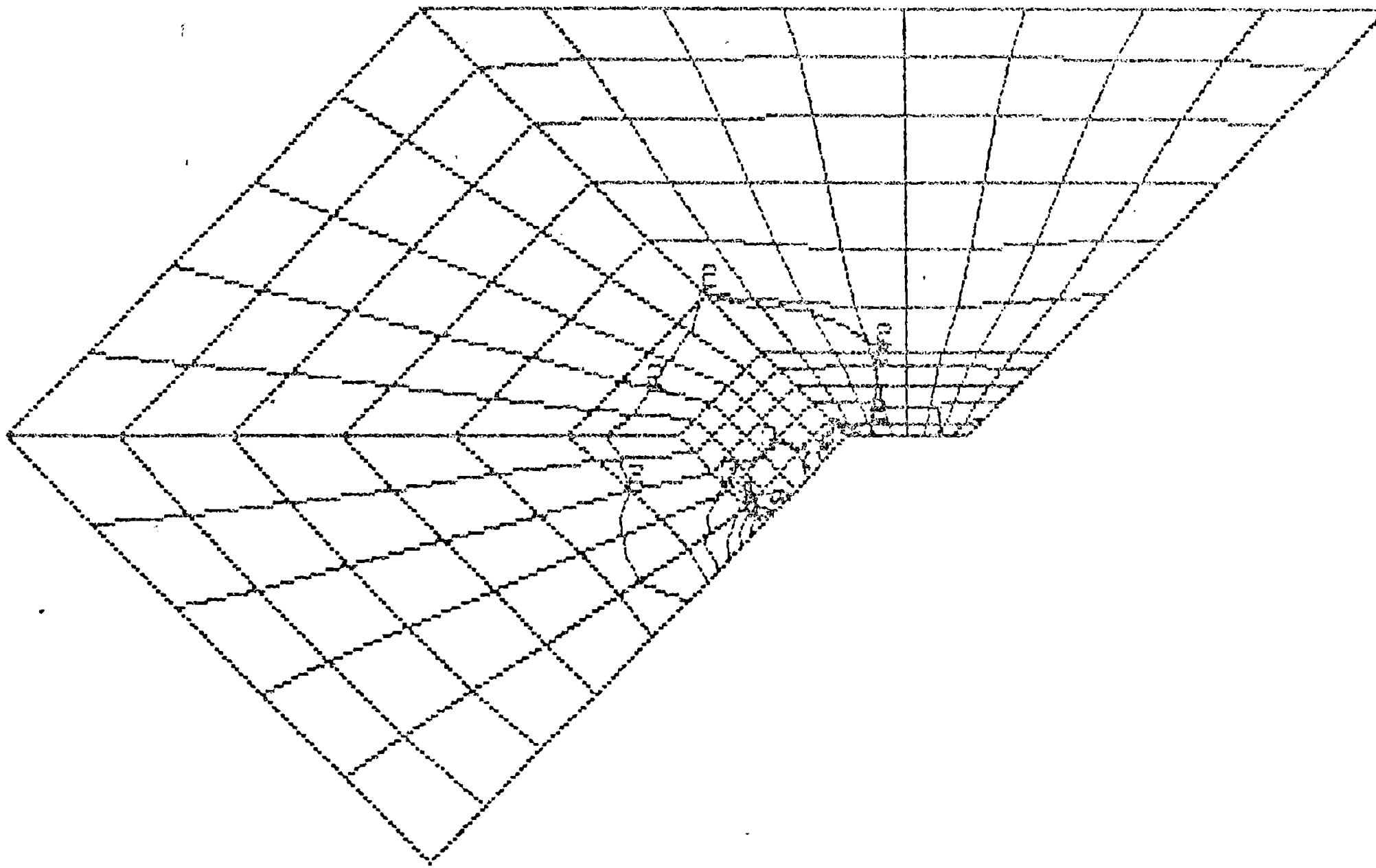
PRINC1

1	=	-0.4124
2	=	0.2986
3	=	1.010
4	=	1.721
5	=	2.432
6	=	3.143
7	=	3.854

MIN = -0.4124
NOD = 161

MAX = 3.854
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 5

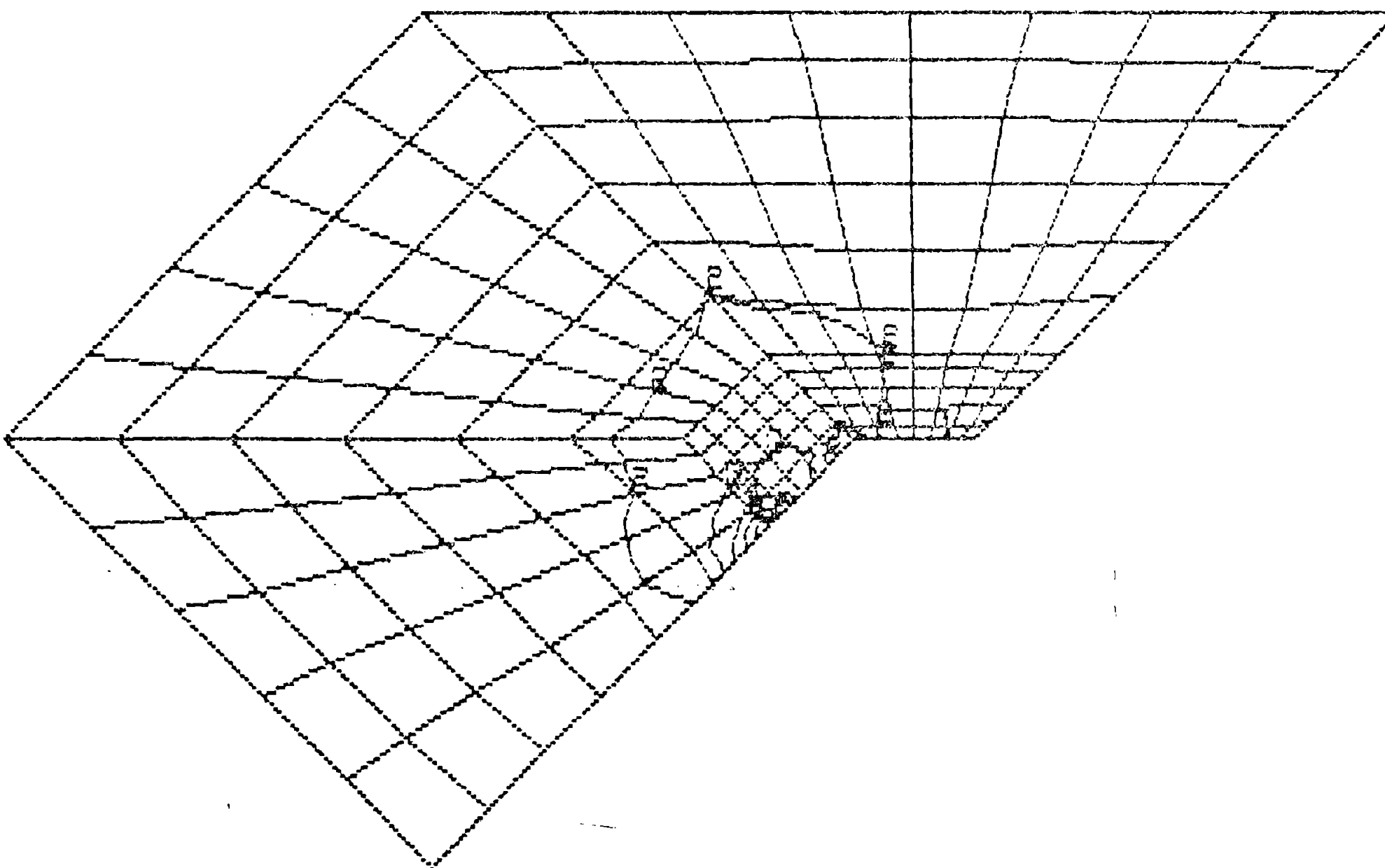
PRINC1

1	=	-0.4441
2	=	0.3216
3	=	1.099
4	=	1.852
5	=	2.619
6	=	3.295
7	=	4.151

MIN = -0.4441
NOD = 161

MAX = 4.151
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 6

Fig.2.3.30. - Distributia tensiunii normale principale σ_1 pentru: $t_5 = 5t_a/8$ si $t_6 = 3t_a/4$

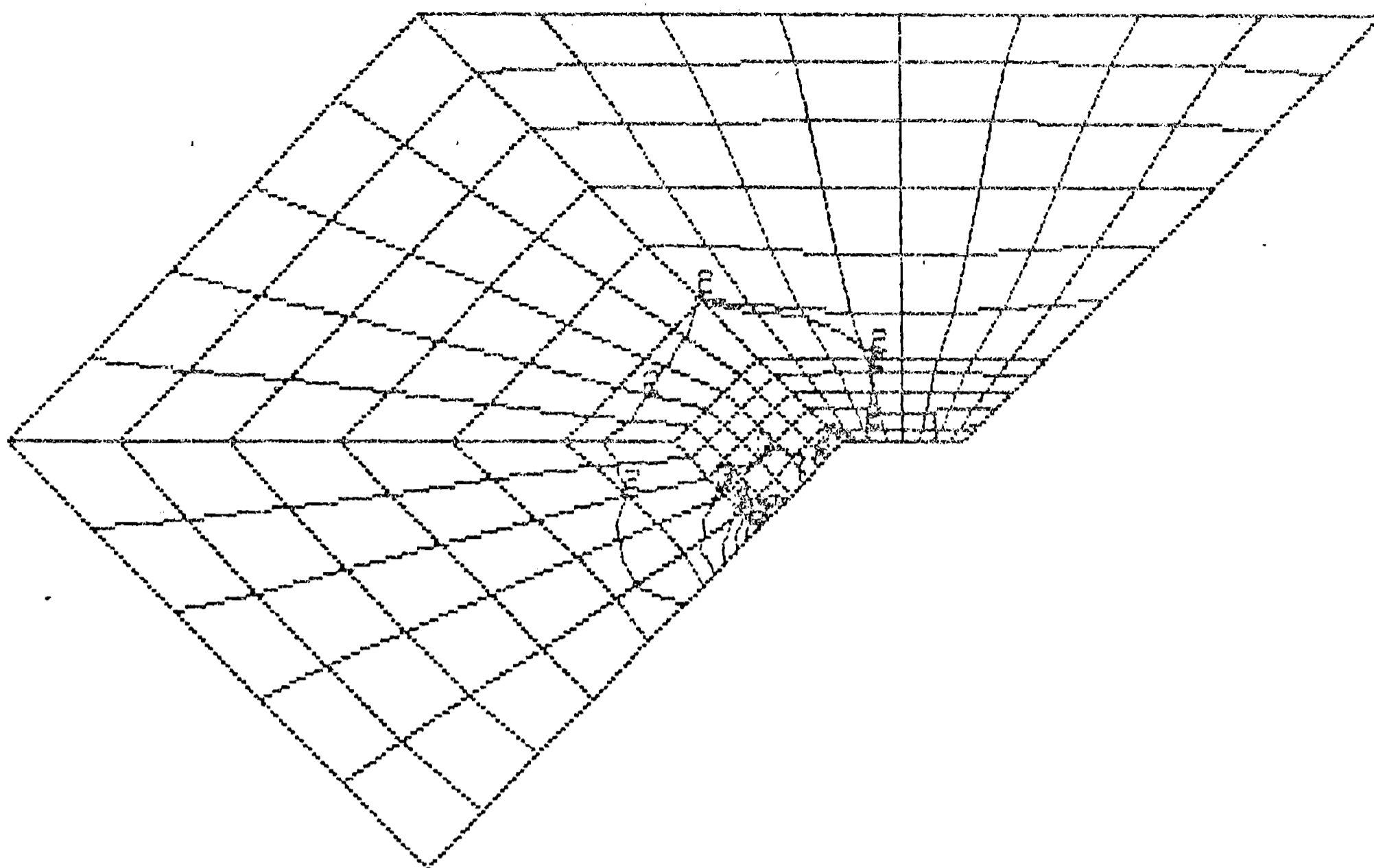
PRINC1

1	=	-0.4759
2	=	0.3446
3	=	1.185
4	=	1.906
5	=	2.606
6	=	3.227
7	=	4.447

MIN = -0.4759
NOD = 161

MAX = 4.447
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 7

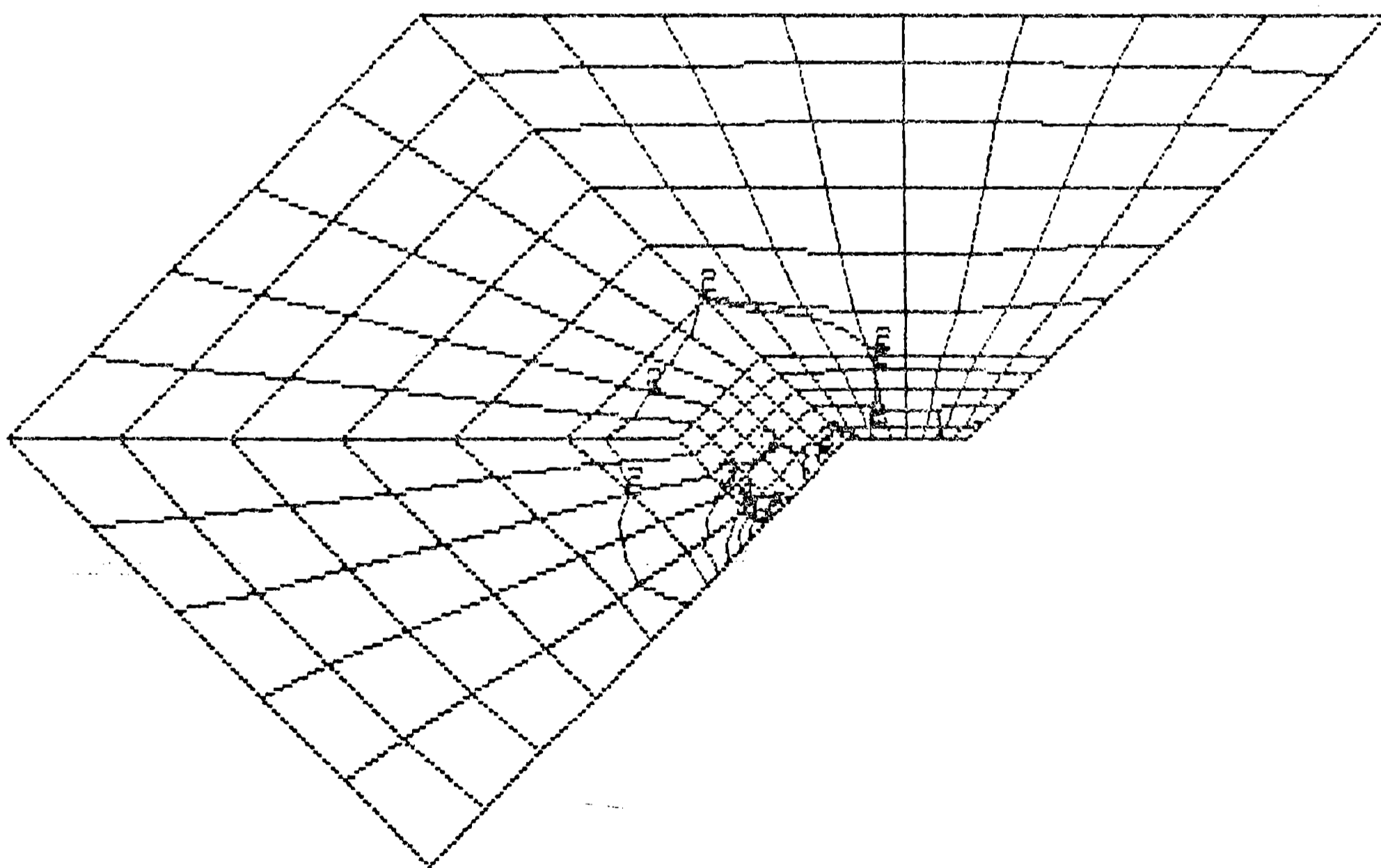
PRINC1

1	=	-0.5076
2	=	0.3676
3	=	1.243
4	=	2.118
5	=	2.993
6	=	3.869
7	=	4.744

MIN = -0.5076
NOD = 161

MAX = 4.744
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 8

Fig.2.3.31.- Distributia tensiunii normale principale σ_1 pentru: $t_7 = 7t_a/8$ si $t_8 = t_a$

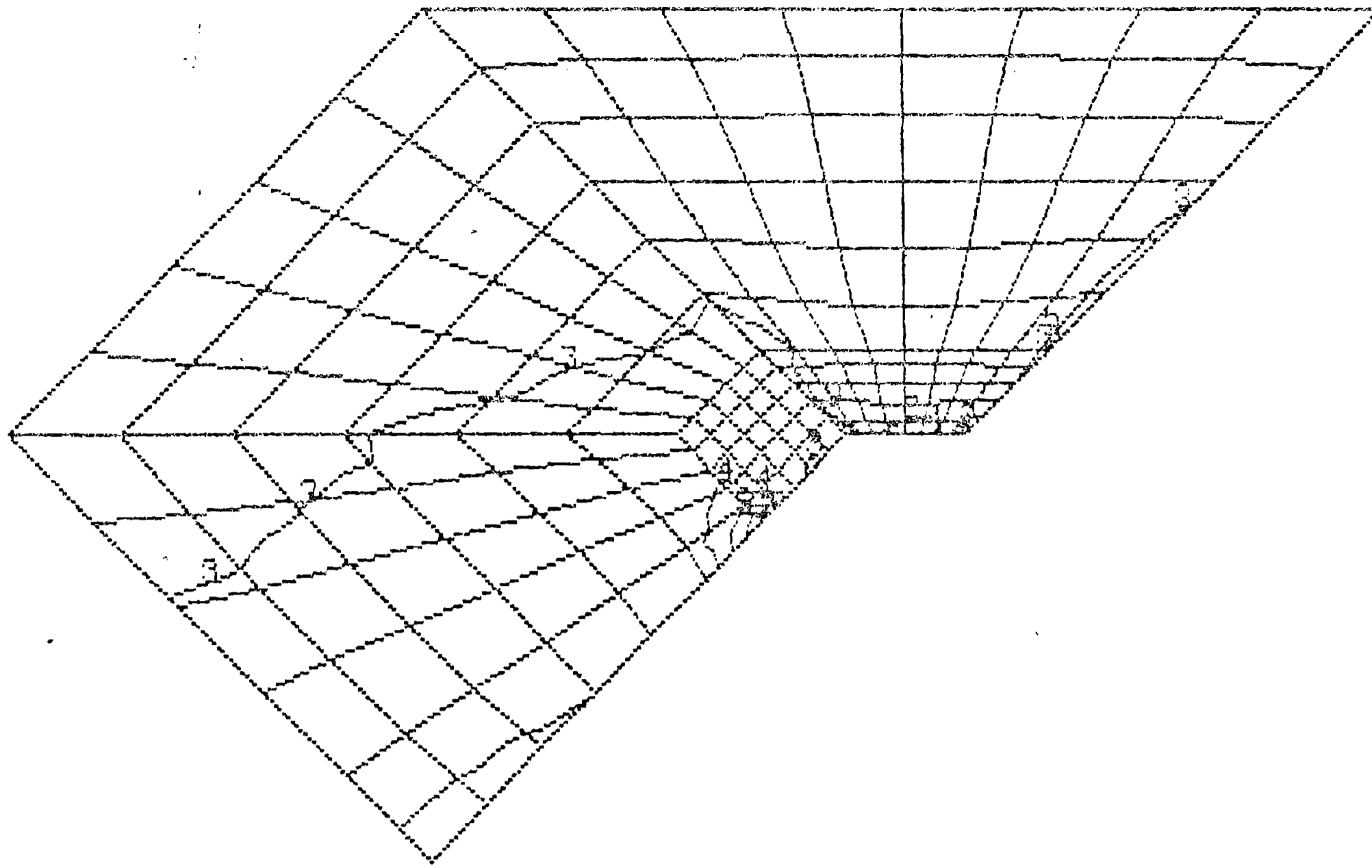
PRINC2

1	=	-0.2779
2	=	-0.1853
3	=	0.0041
4	=	0.1952
5	=	0.3683
6	=	0.5774
7	=	0.7685

MIN = -0.2779
NOD = 161

MAX = 0.7685
NOD = 103

x 10 [MPa]



timp 1

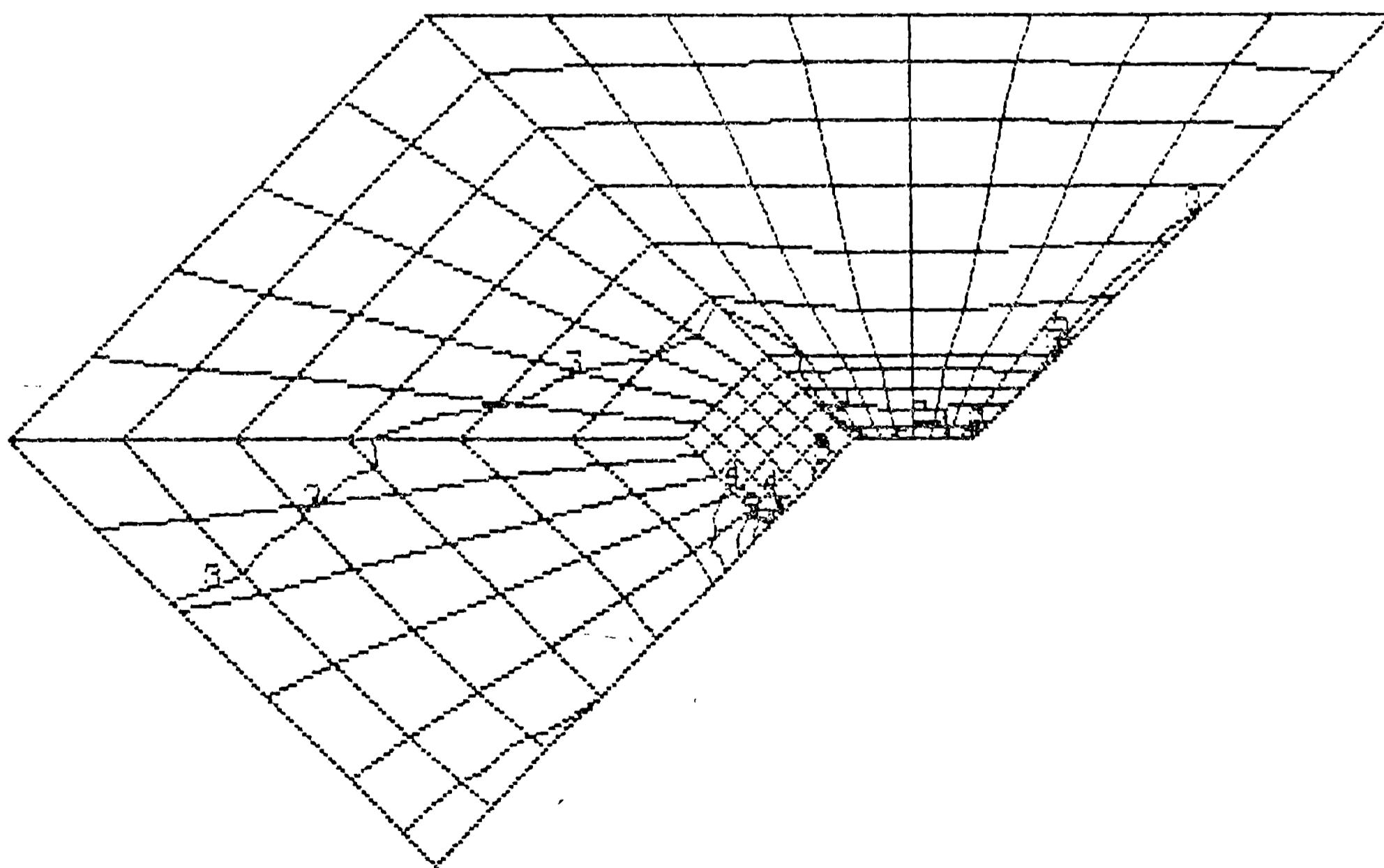
PRINC2

1	=	-0.6719
2	=	-0.3322
3	=	0.0074
4	=	0.3471
5	=	0.6656
6	=	1.027
7	=	1.366

MIN = -0.6719
NOD = 161

MAX = 1.366
NOD = 103

x 10 [MPa]



timp 8

Fig.2.3.32. - Distributia tensiunii normale principale σ_2 pentru: $t_1 = t_a/8$ si $t_8 = t_a$

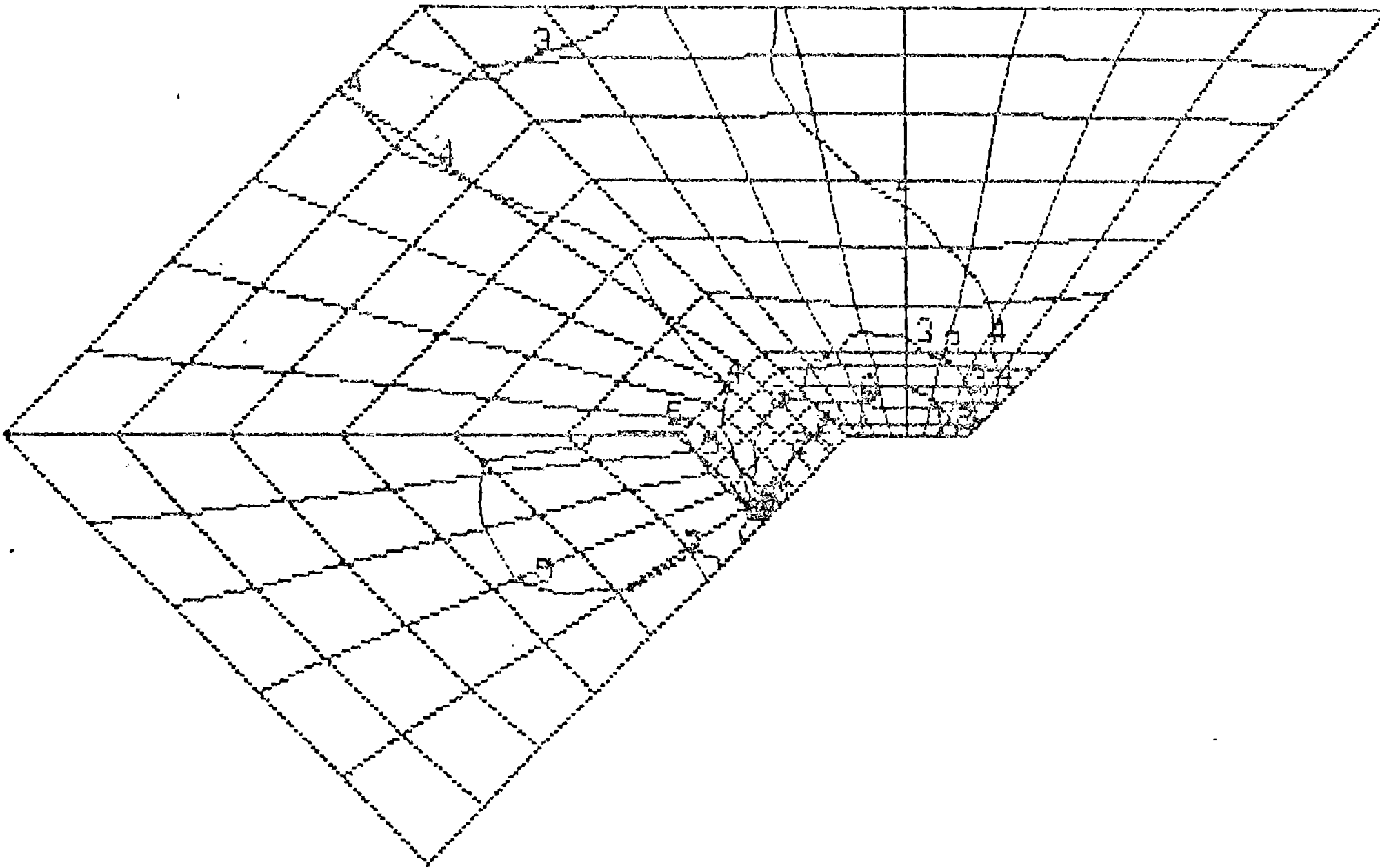
PRINC3

1	=	-0.7642
2	=	-0.3692
3	=	-0.3742
4	=	-0.1792
5	=	0.0157
6	=	0.2107
7	=	0.4057

MIN = -0.7642
NOD = 161

MAX = 0.4057
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 1

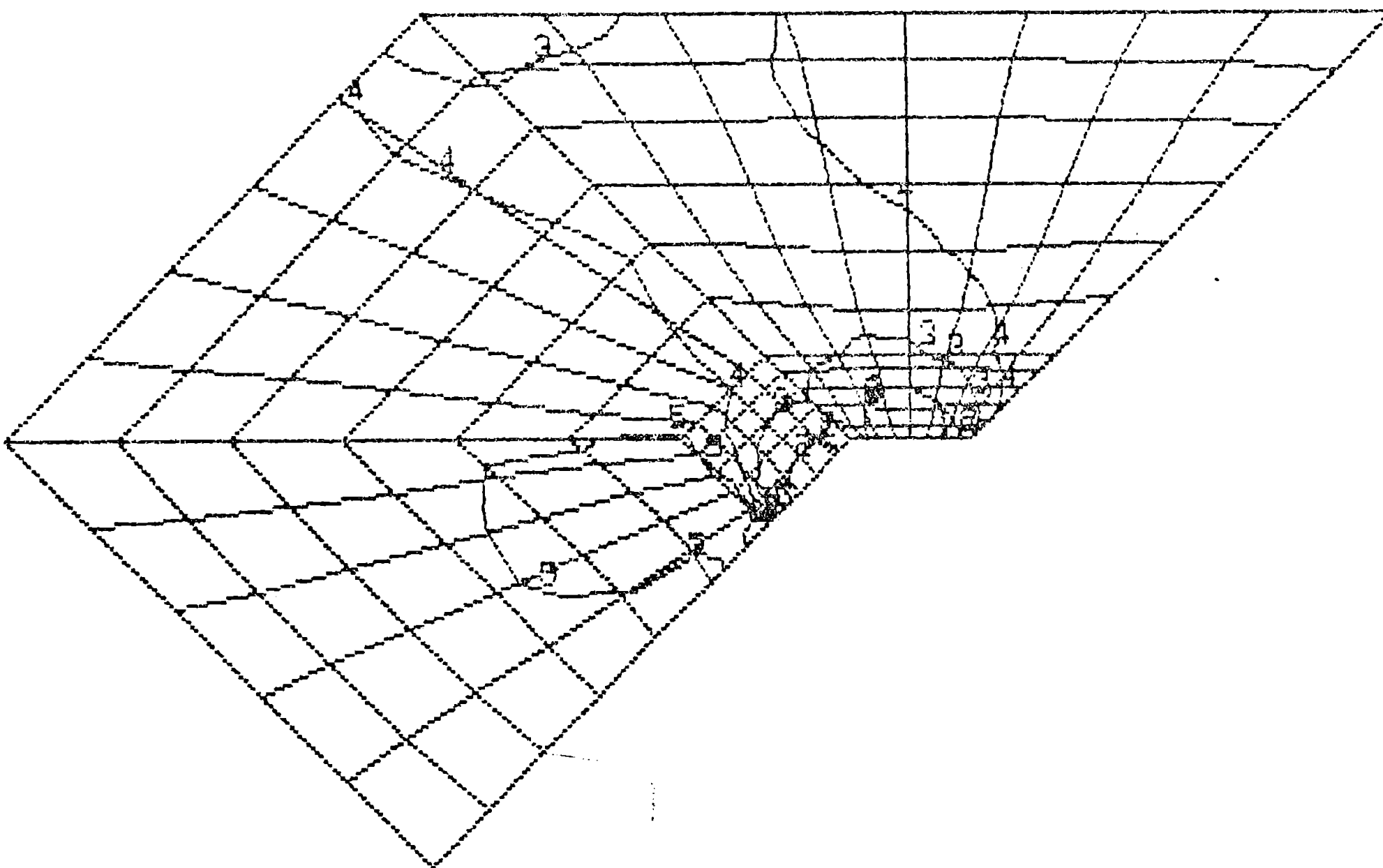
PRINC3

1	=	-1.259
2	=	-1.012
3	=	-0.6652
4	=	-0.3196
5	=	0.0280
6	=	0.3747
7	=	0.7213

MIN = -1.259
NOD = 161

MAX = 0.7213
NOD = 103

x 10 [MPa]



tmp 8

Fig.2.3.33.- Distribuția tensiunii normale principale σ_3 pentru: $t_1 = t_a/8$ și $t_8 = t_a$

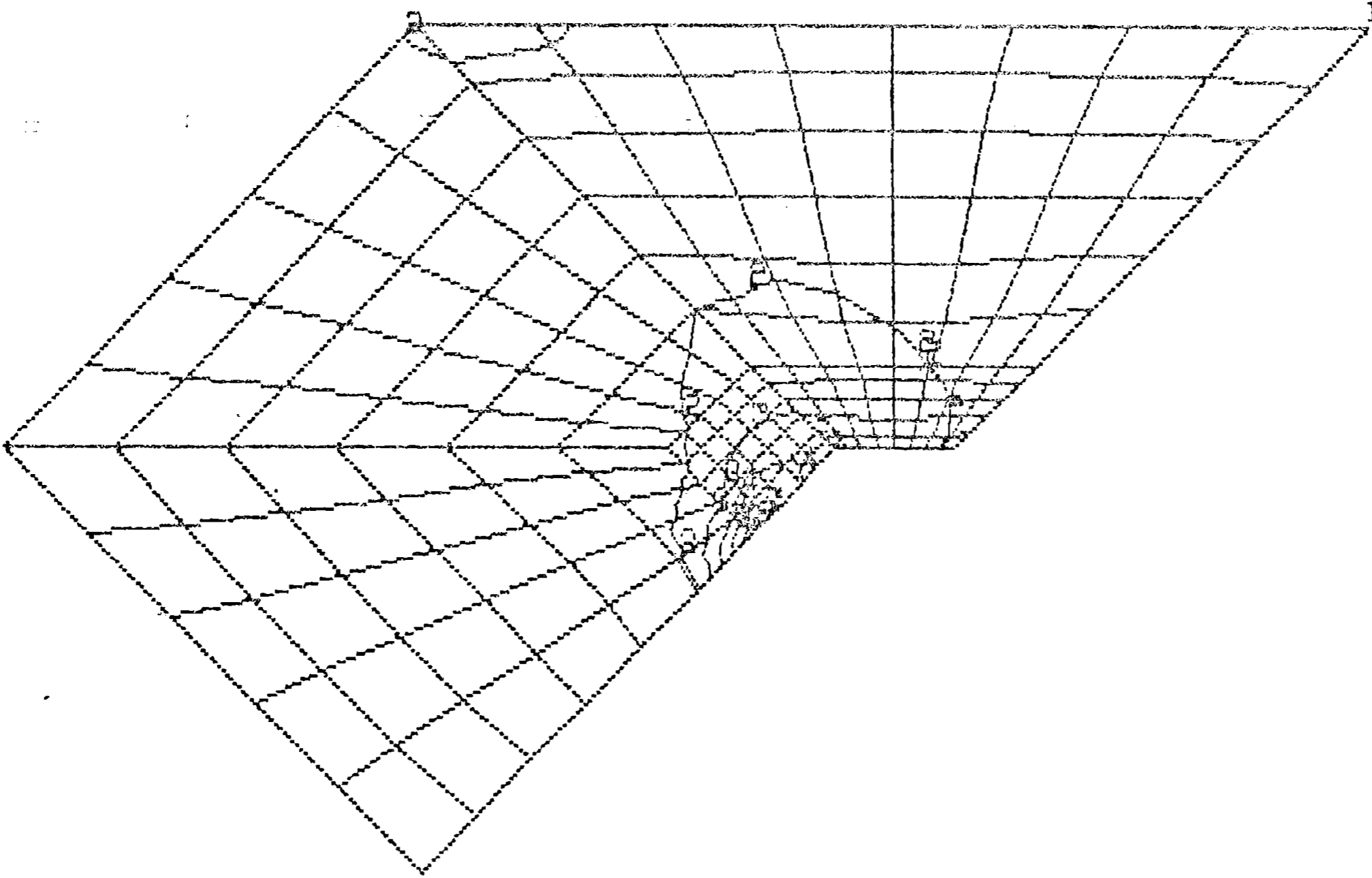
VON MISES

1	=	0.0001
2	=	0.3743
3	=	0.7485
4	=	1.123
5	=	1.497
6	=	1.871
7	=	2.245

MIN = 0.0001
 NOD = 55

MAX = 2.245
 NOD = 154

x10 [MPa]



tmp 1

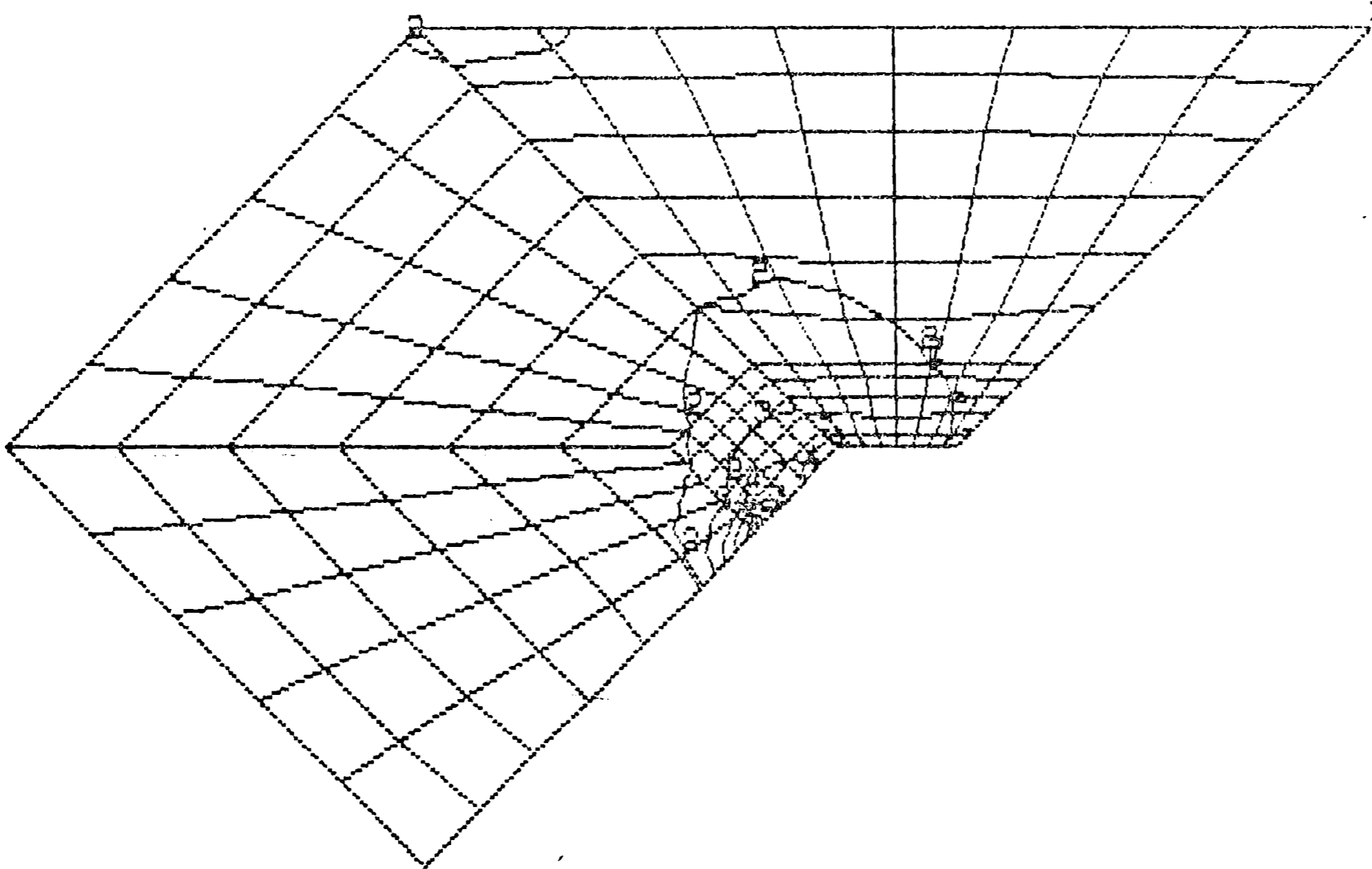
VON MISES

1	=	0.0001
2	=	0.4159
3	=	0.8317
4	=	1.247
5	=	1.663
6	=	2.079
7	=	2.495

MIN = 0.0001
 NOD = 55

MAX = 2.495
 NOD = 154

x10 [MPa]



tmp 2

Fig.2.3.34. - Distributia tensiunii echivalente, calculată după teoria energiei specifice modificatoare de formă, pentru: $t_1 = t / 8$ și $t_2 = t / 4$

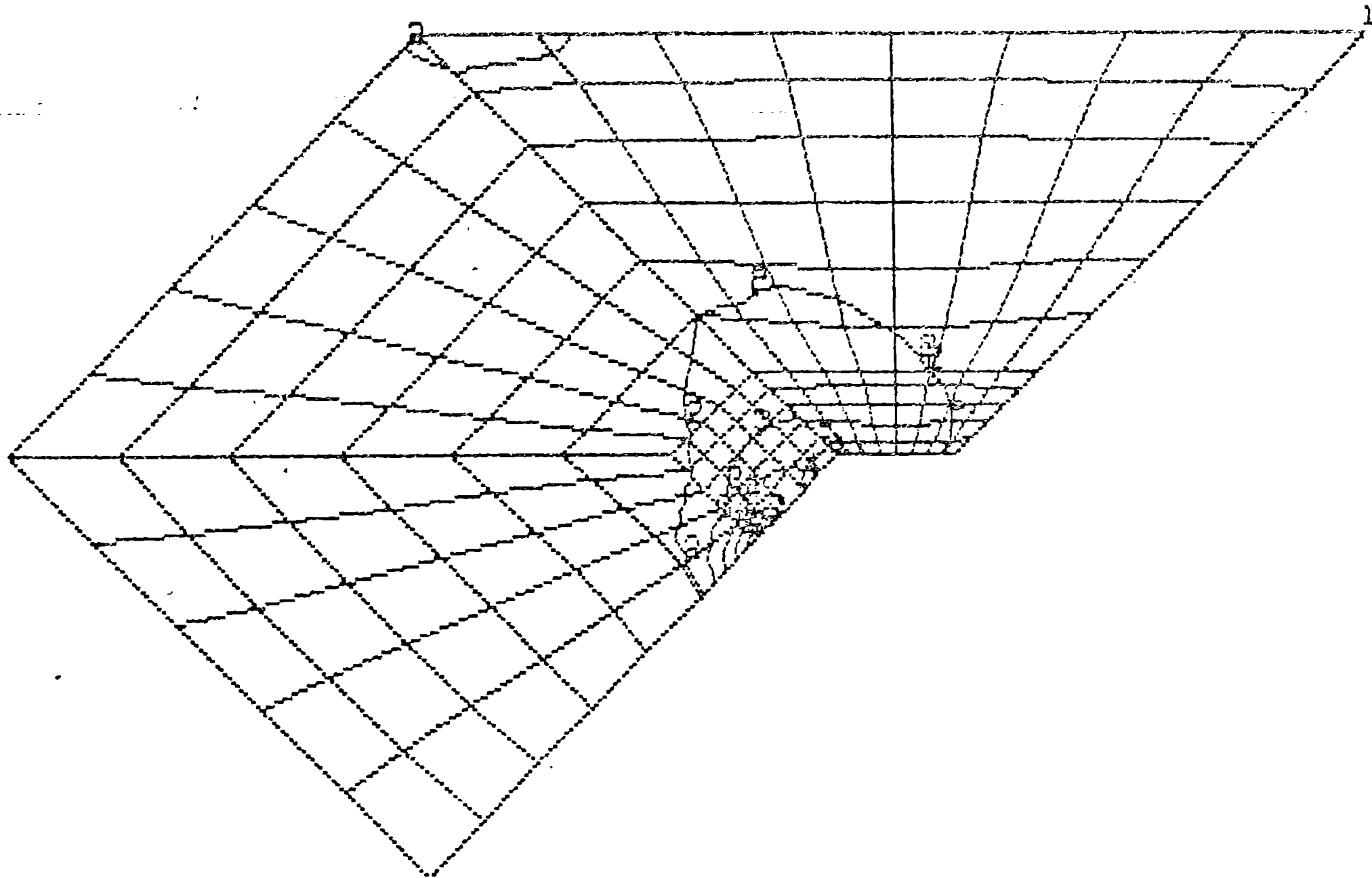
VON MISES

1	=	0.0002
2	=	0.4573
3	=	0.9148
4	=	1.372
5	=	1.830
6	=	2.287
7	=	2.744

MIN = 0.0002
 NOD = 55

MAX = 2.744
 NOD = 154

x 10 [MPa]



tmp 3

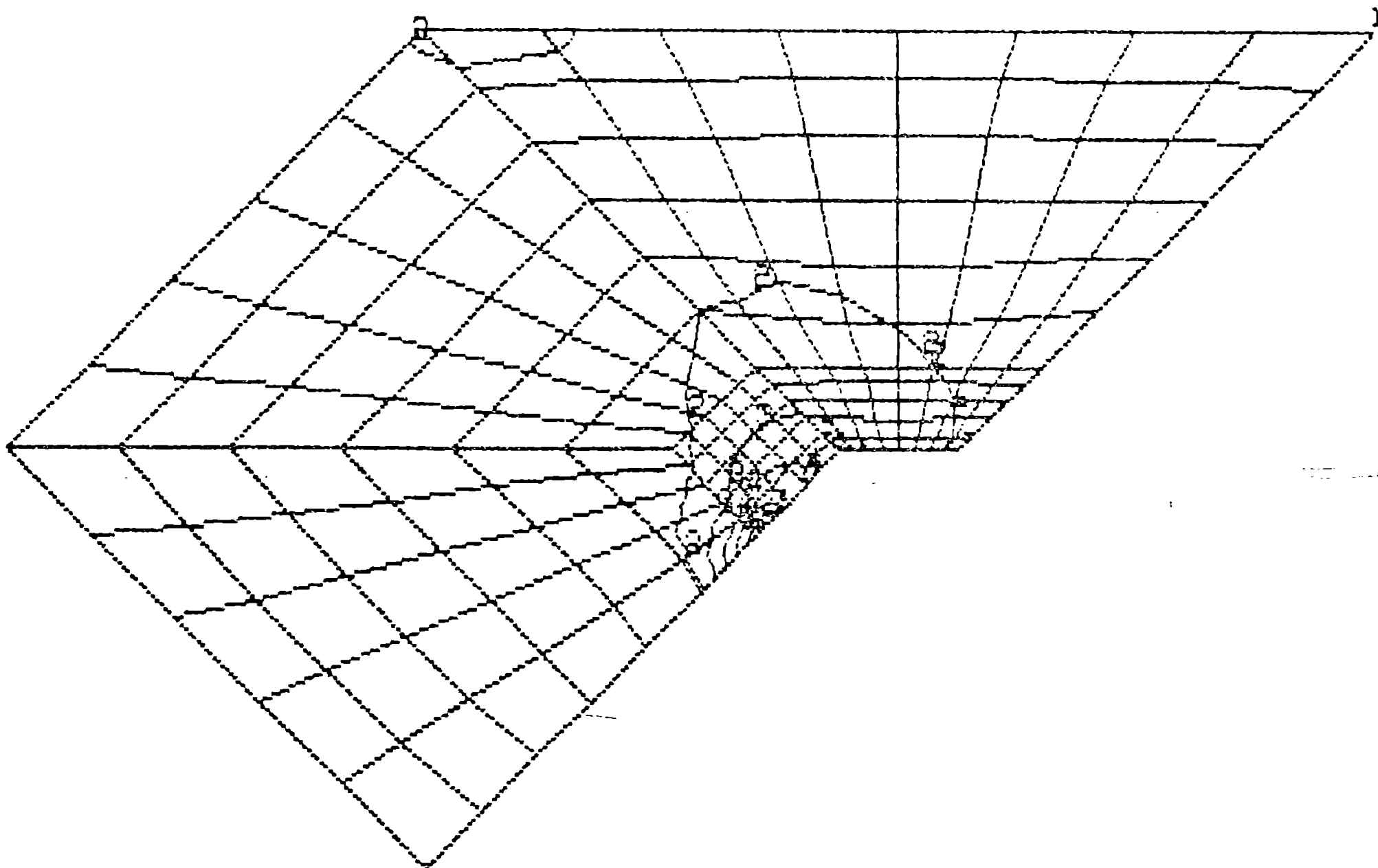
VON MISES

1	=	0.0002
2	=	0.4991
3	=	0.9980
4	=	1.497
5	=	1.996
6	=	2.495
7	=	2.994

MIN = 0.0002
 NOD = 55

MAX = 2.994
 NOD = 154

x 10 [MPa]



tmp 4

Fig.2.3.35. - Distributia tensiunii echivalente, calculată după teoria energiei specifice modificatoare de formă, pentru: $t_3 = 3t_a/8$ și $t_4 = t_a/2$

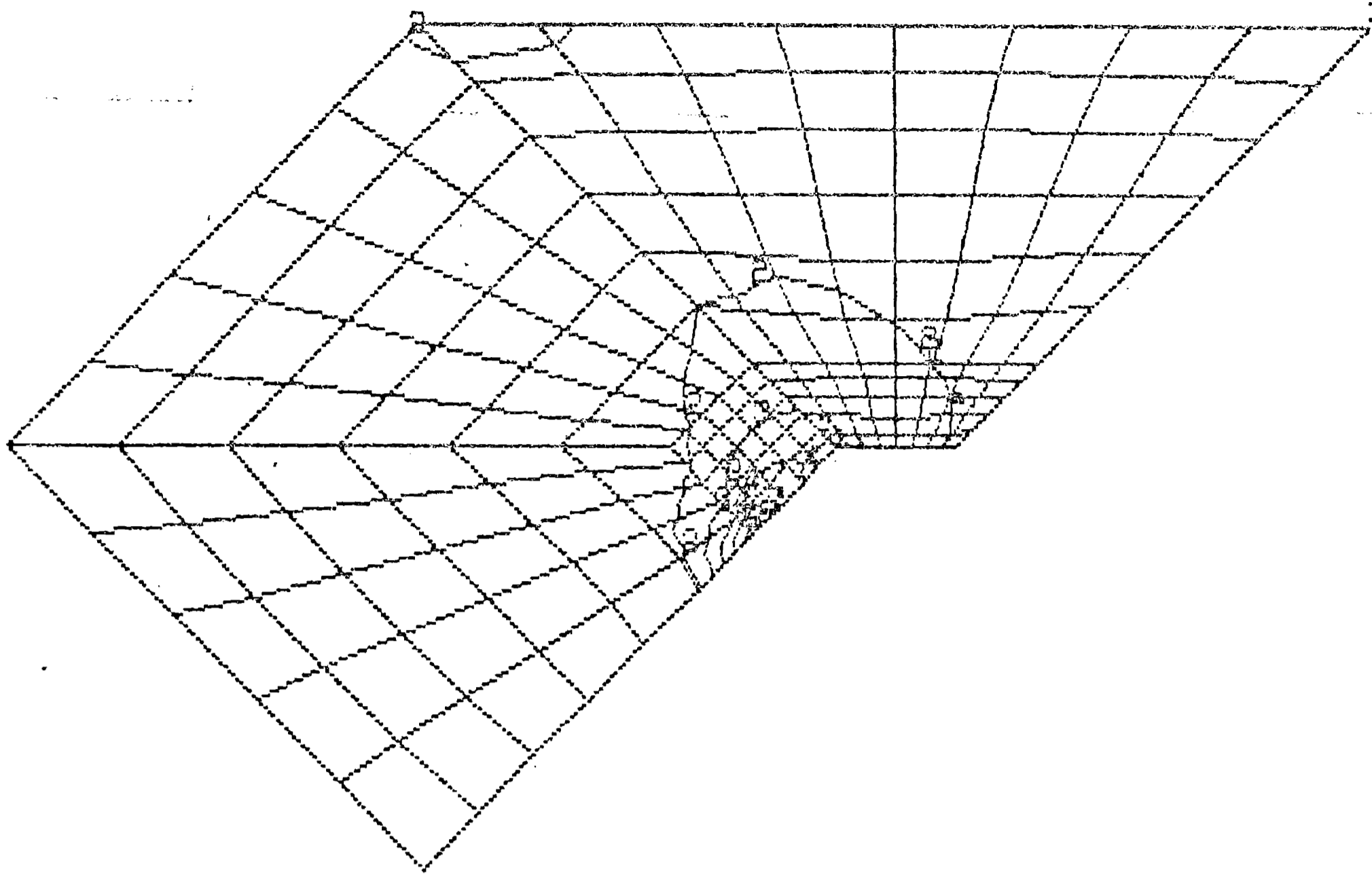
VON MISES

1	=	0.0002
2	=	0.3407
3	=	1.091
4	=	1.682
5	=	2.162
6	=	2.702
7	=	3.242

MIN = 0.0002
NOD = 55

MAX = 3.242
NOD = 154

x10 [MPa]



tmp 5

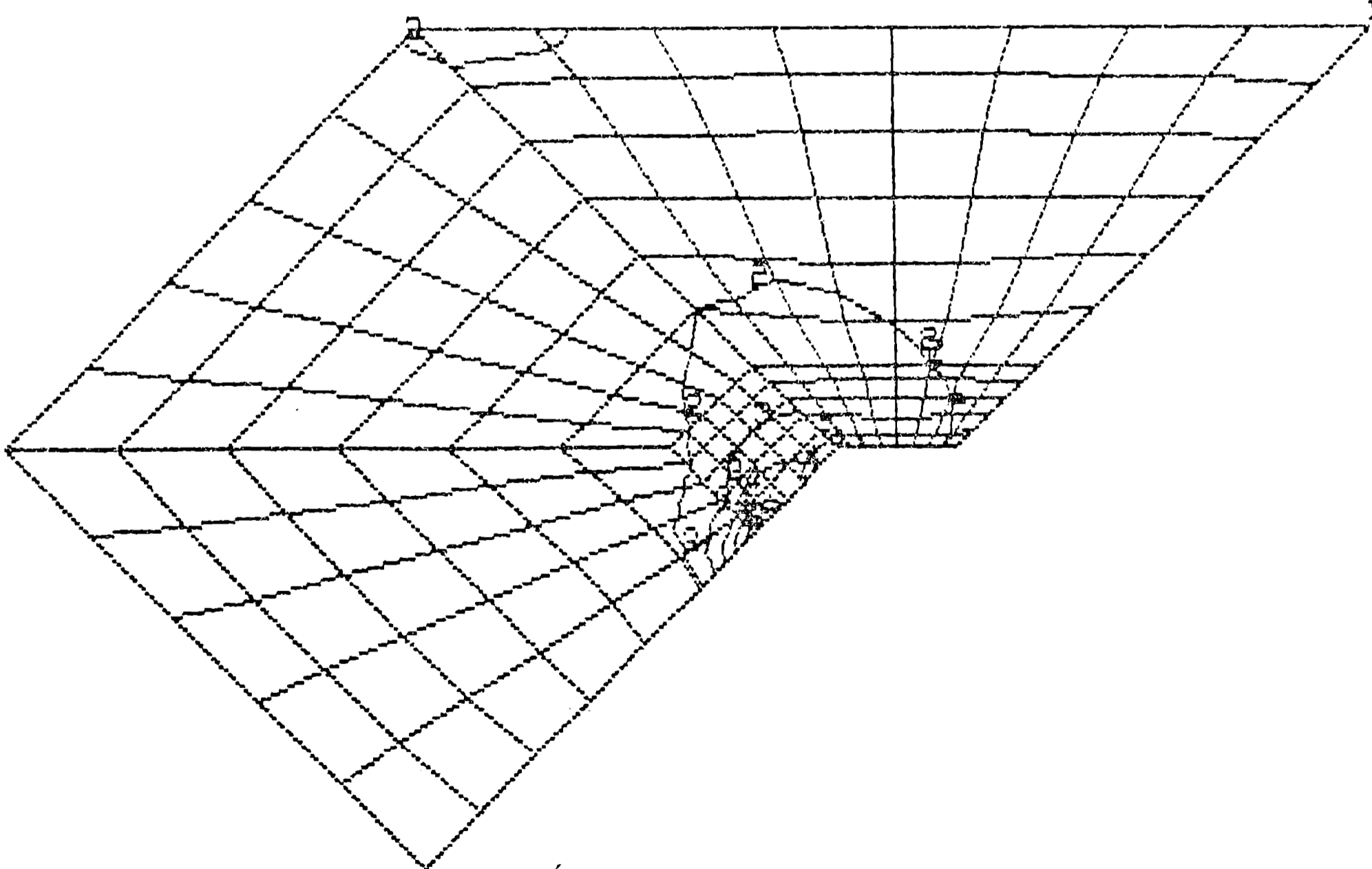
VON MISES

1	=	0.0002
2	=	0.3623
3	=	1.184
4	=	1.746
5	=	2.329
6	=	2.911
7	=	3.493

MIN = 0.0002
NOD = 55

MAX = 3.493
NOD = 154

x10 [MPa]



tmp 6

Fig.2.3.36. - Distribuția tensiunii echivalente, calculată după teoria energiei specifice modificatoare de formă, pentru: $t_5 = 5t_a/8$ și $t_6 = 3t_a/4$

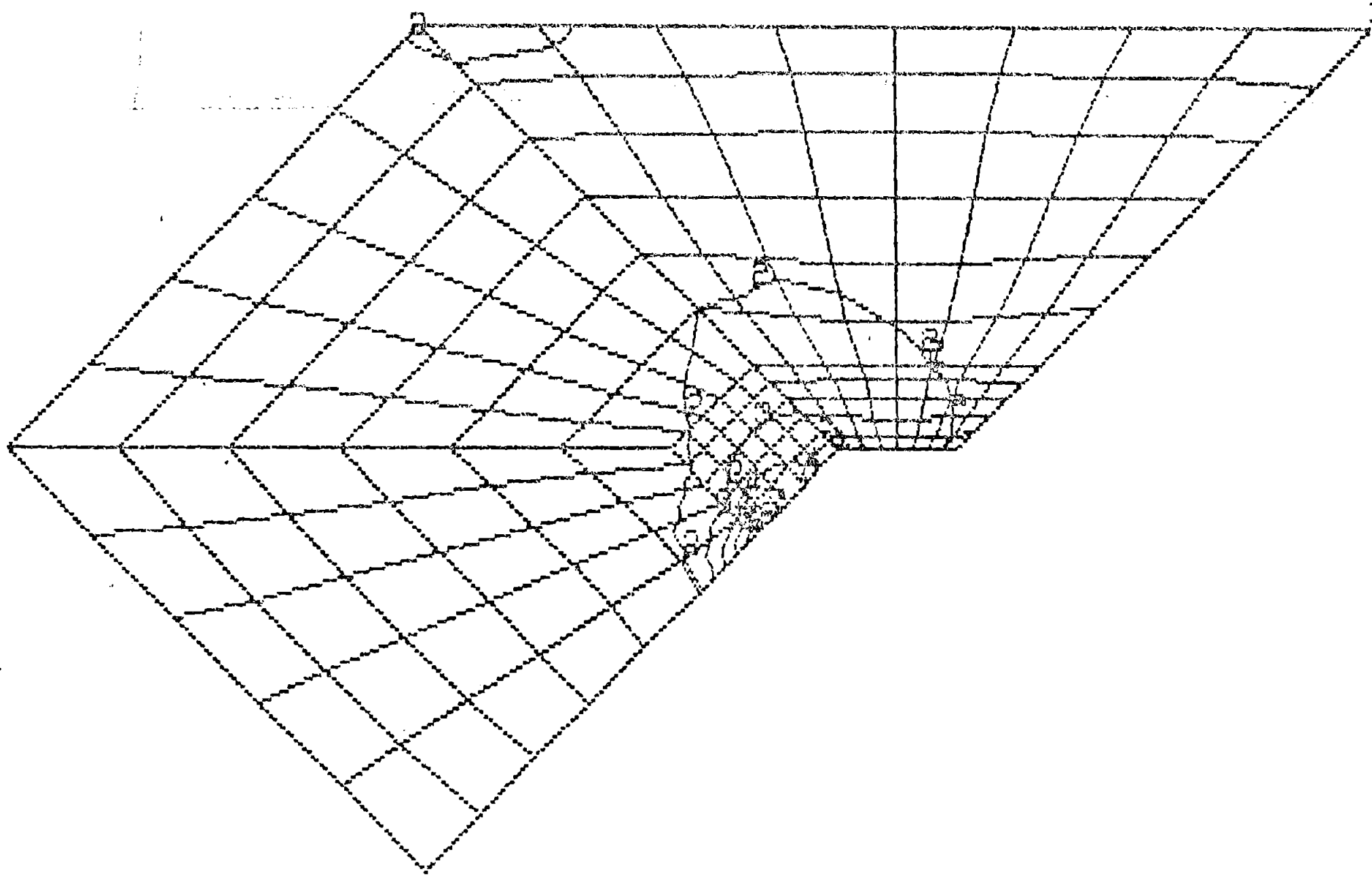
VON MISES

1	=	0.0002
2	=	0.6239
3	=	1.248
4	=	1.871
5	=	2.495
6	=	3.118
7	=	3.742

MIN = 0.0002
 NOD = 55

MAX = 3.742
 NOD = 154

x10 [MPa]



t1mp 7

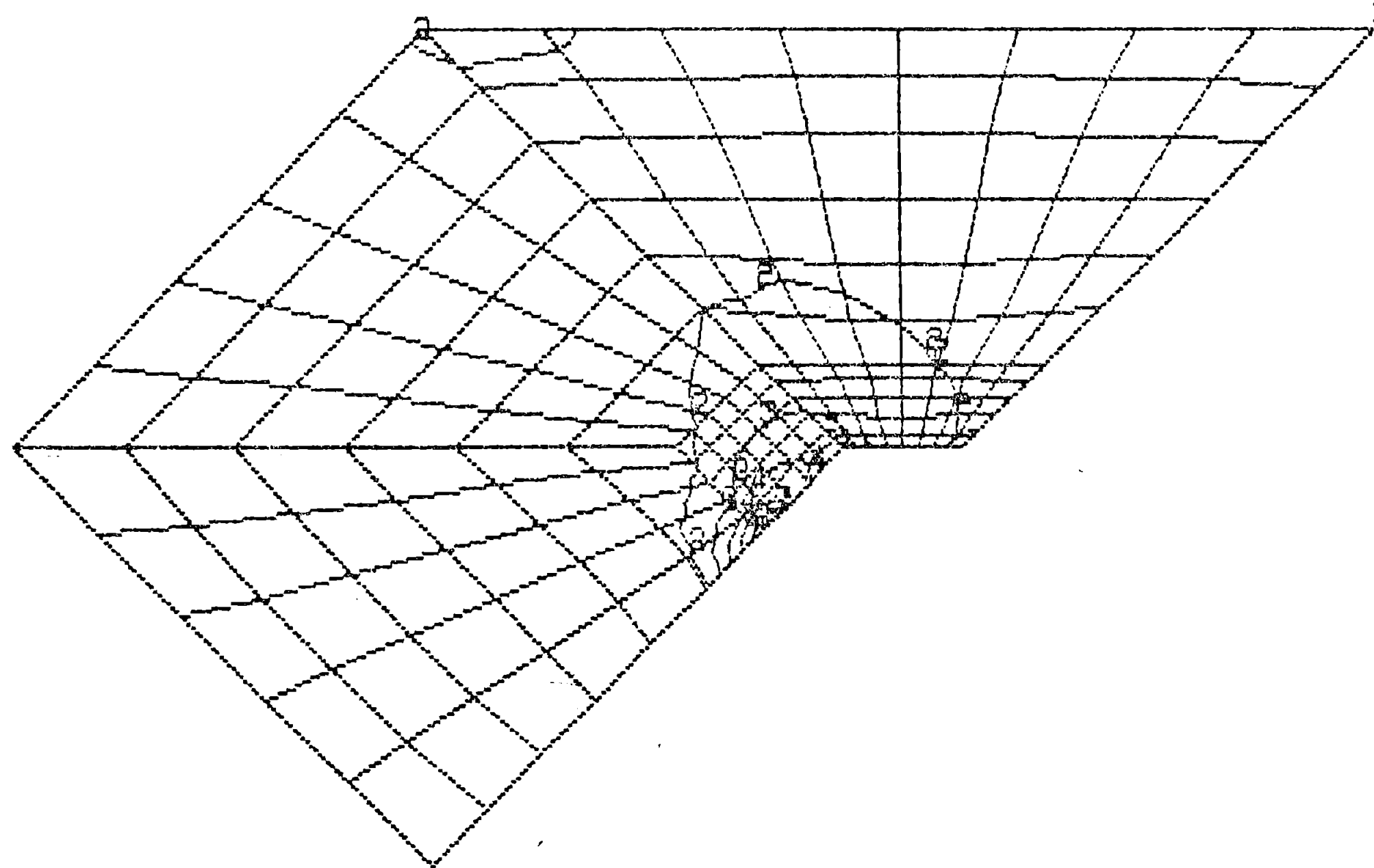
VON MISES

1	=	0.0003
2	=	0.6653
3	=	1.331
4	=	1.996
5	=	2.661
6	=	3.326
7	=	3.992

MIN = 0.0003
 NOD = 55

MAX = 3.992
 NOD = 154

x10 [MPa]



t1mp 8

Fig.2.3.37. - Distributia tensiunii echivalente, calculată după teoria energiei specifice modificatoare de formă, pentru: $t_7 = 7t_0/8$ și $t_8 = t_0$

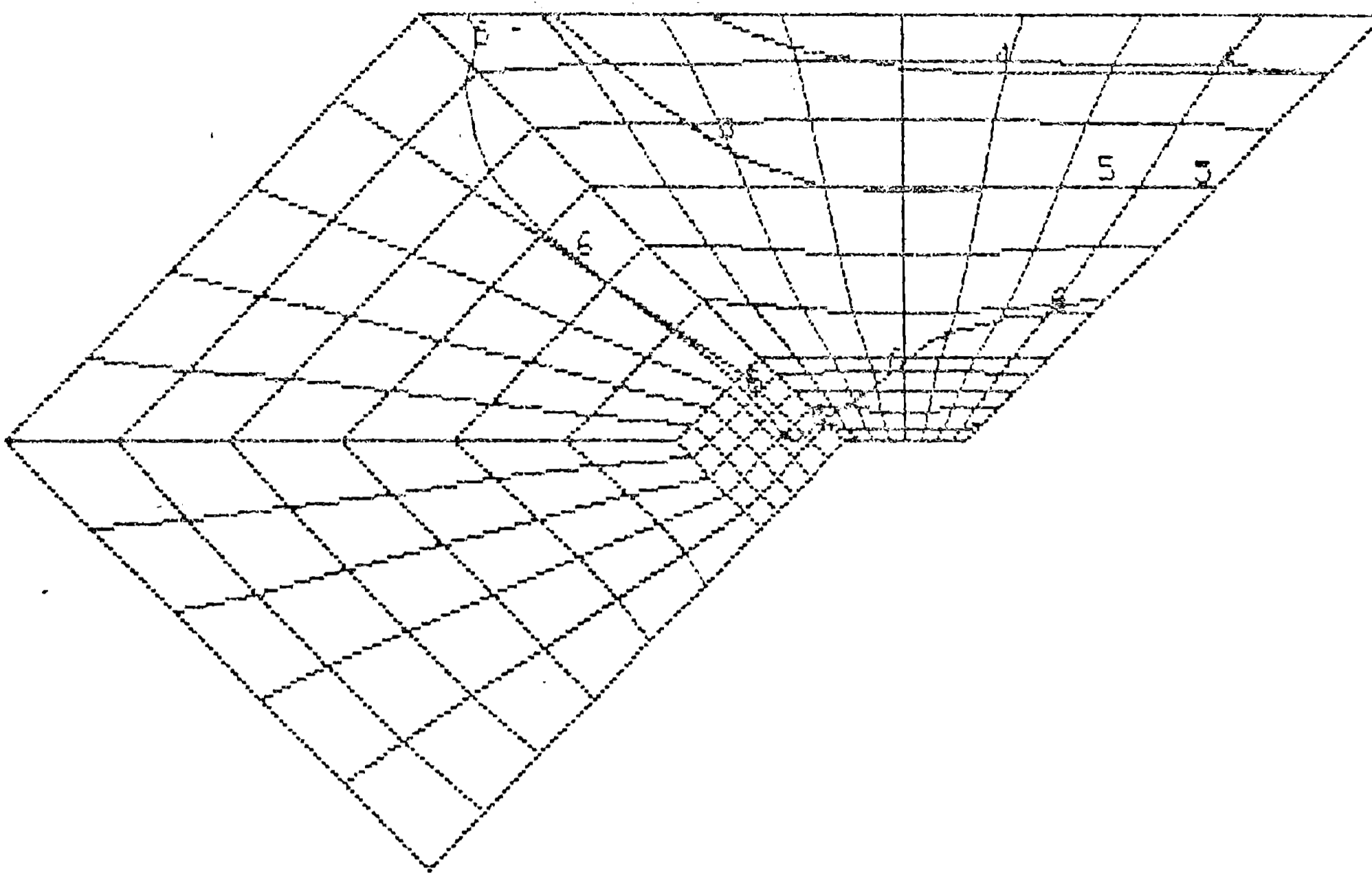
deplasare x

1	=	-21593
2	=	-17722
3	=	-13851
4	=	-9980
5	=	-6109
6	=	-2237
7	=	1634

MIN = -12146.
NOD = 59

MAX = 919.06
NOD = 106

$\times 10^4$ [mm]



tmp 1

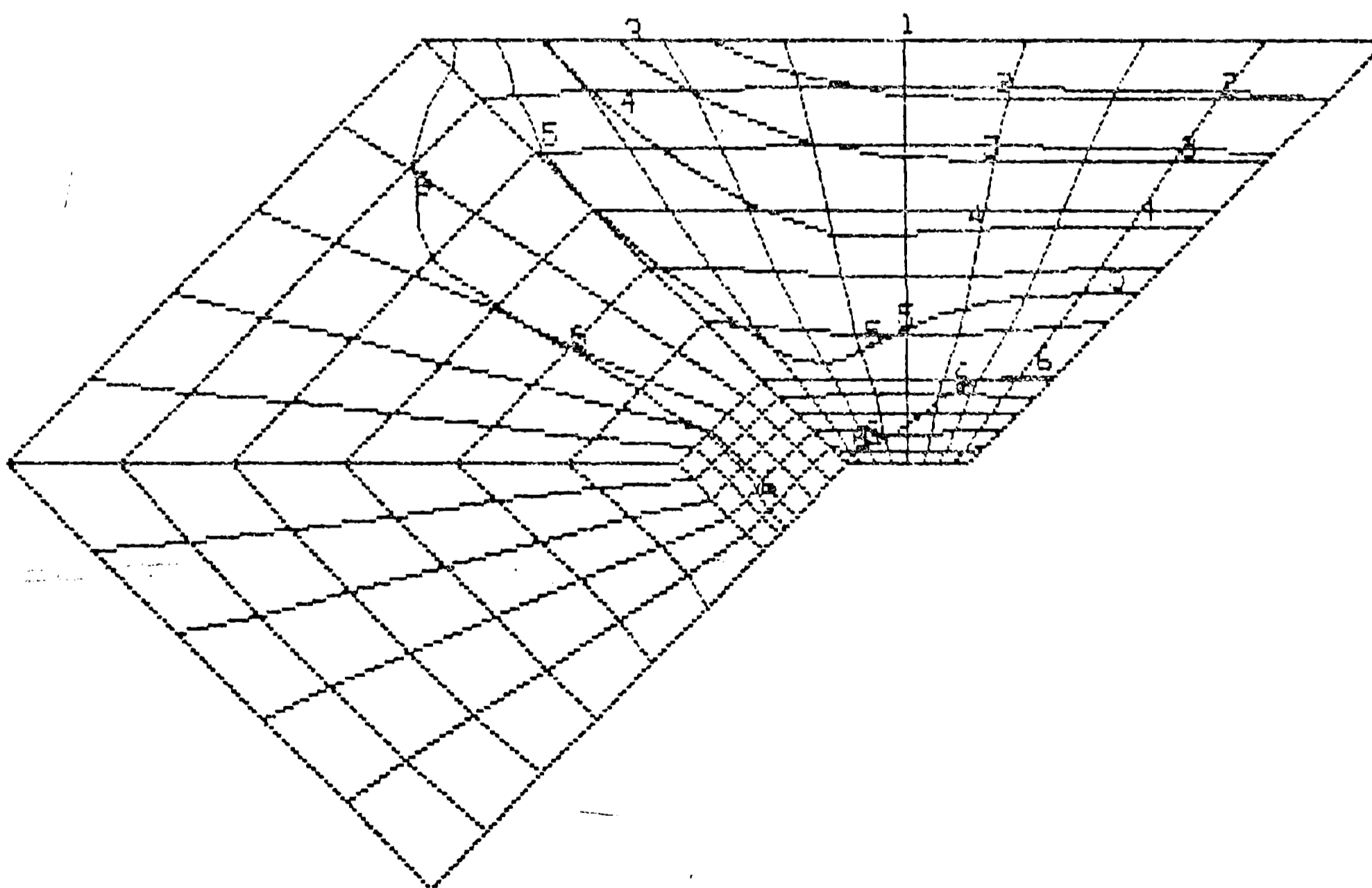
deplasare x

1	=	-12496
2	=	-11076
3	=	-9657
4	=	-6237
5	=	-3818
6	=	-1398
7	=	1021

MIN = -12495.
NOD = 59

MAX = 1021.2
NOD = 106

$\times 10^4$ [mm]



tmp 2

Fig.2.3.38. - Distribuția componentei deplasării după axa x (deplasarea u) pentru: $t_1 = t_a/8$ și $t_2 = t_a/4$

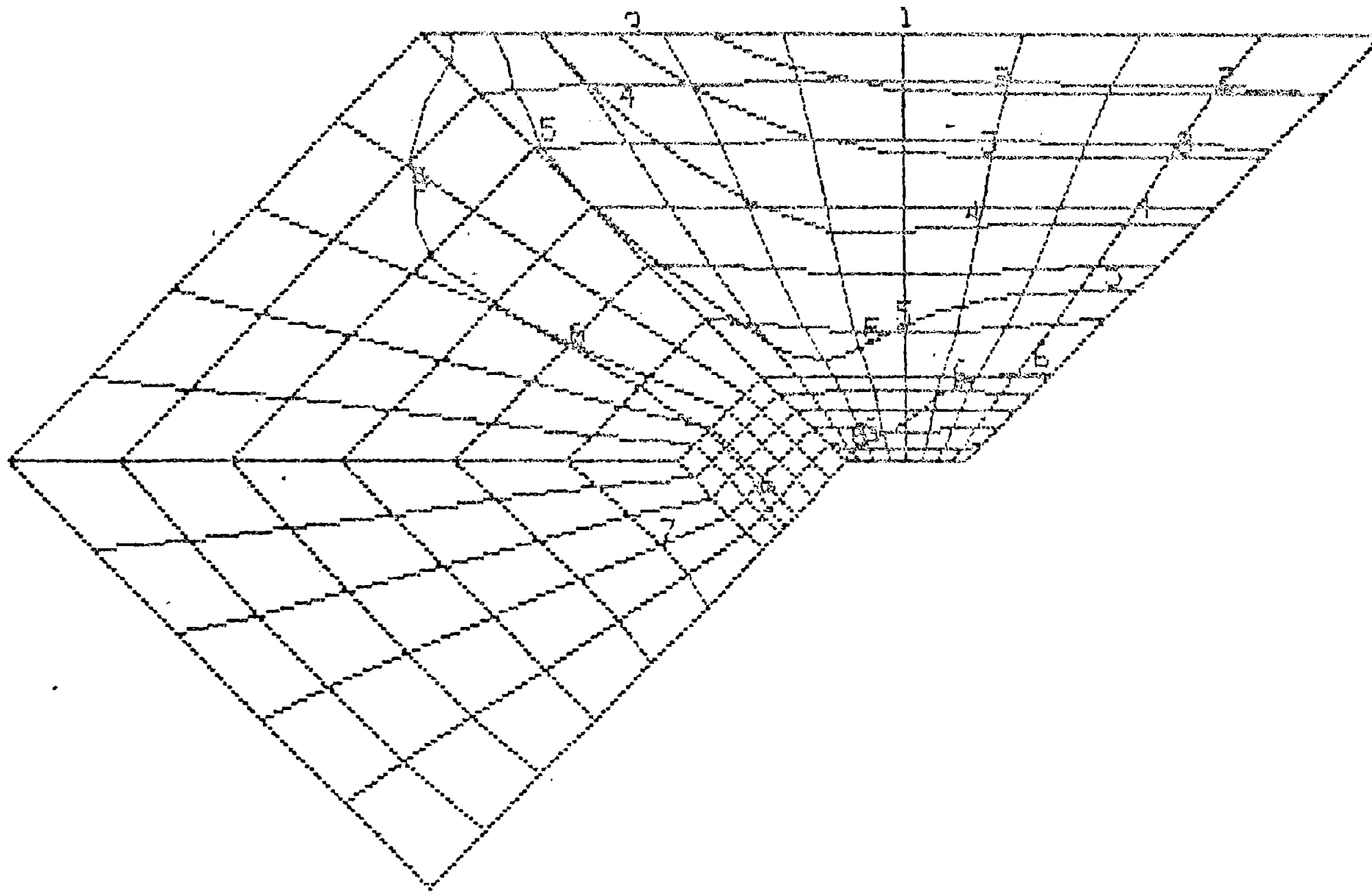
deplasare x

1	=	-18994
2	=	-15507
3	=	-12120
4	=	-8732
5	=	-5345
6	=	-1958
7	=	1430

MIN = -18994.
NOD = 59

MAX = 1429.7
NOD = 106

$\times 10^4$ [mm]



tmp 6

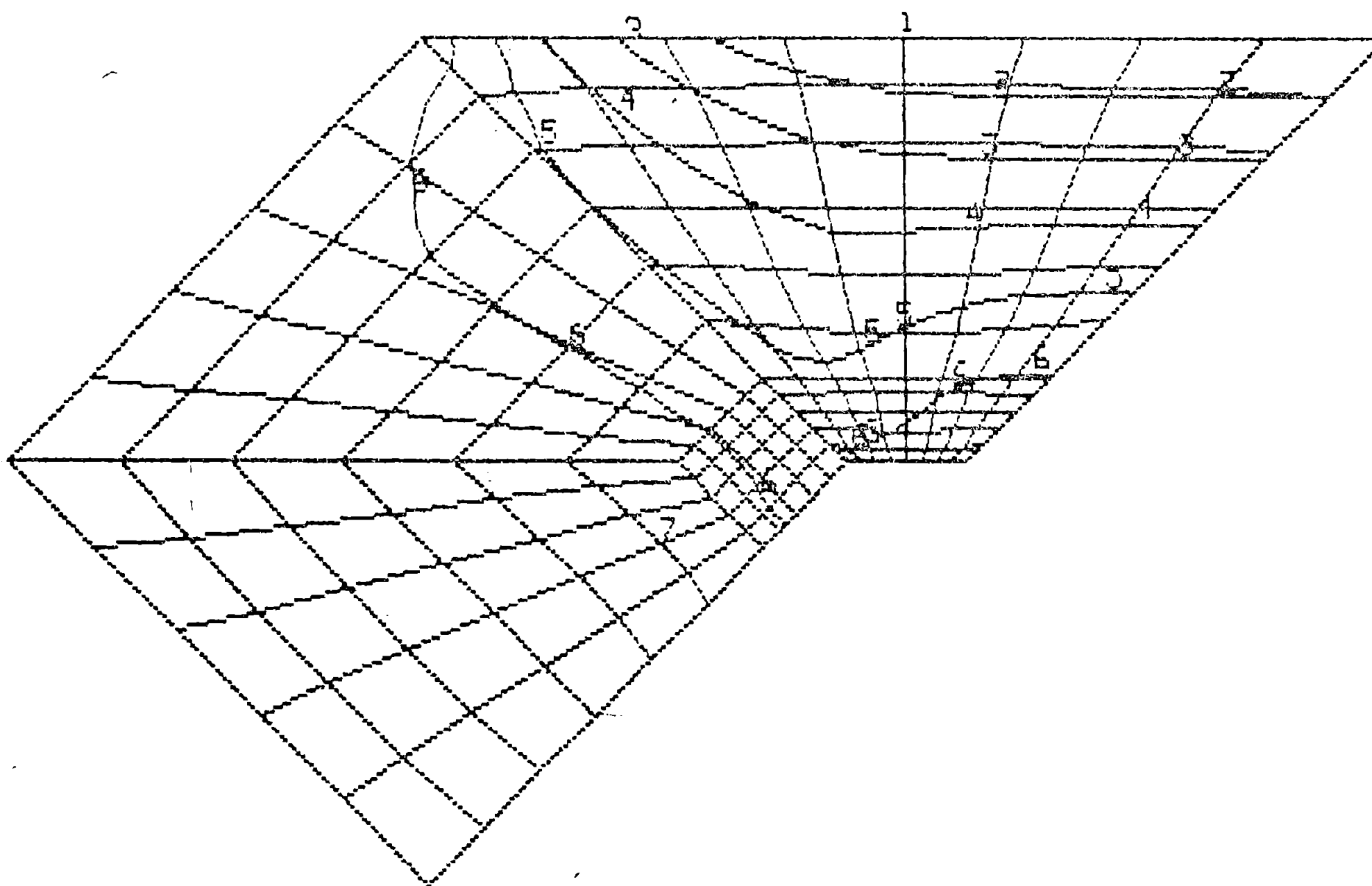
deplasare x

1	=	-21593
2	=	-17722
3	=	-13851
4	=	-9980
5	=	-6109
6	=	-2237
7	=	1634

MIN = -21593.
NOD = 59

MAX = 1623.9
NOD = 106

$\times 10^4$ [mm]



tmp 8

Fig.2.3.39. = Distribuția componentei deplasării după axa x (deplasarea u) pentru: $t_7 = 7t_a/8$ și $t_8 = t_a$

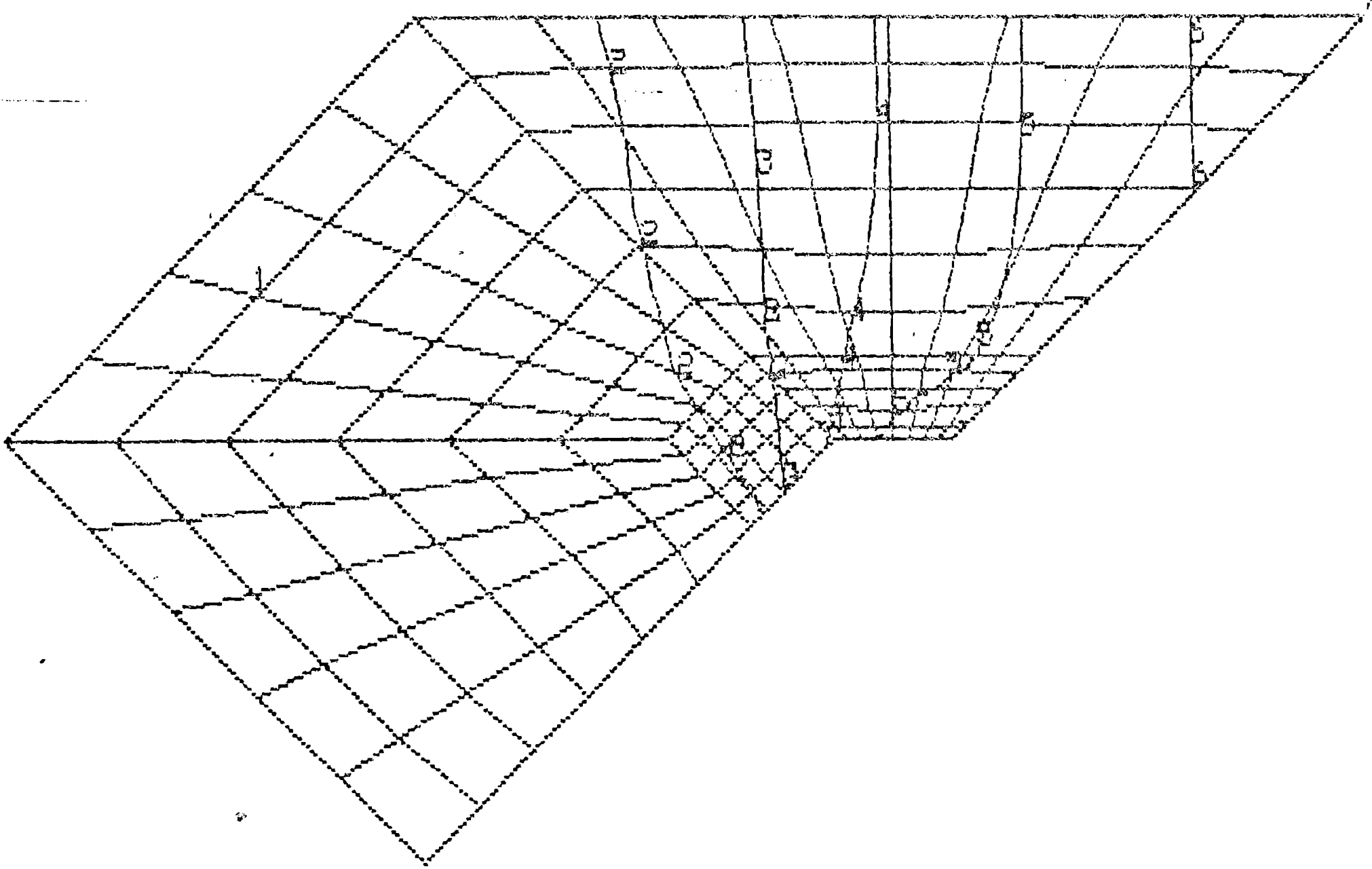
deplasare y

1	=	-164.47
2	=	5923
3	=	12011
4	=	18099
5	=	24187
6	=	30275
7	=	36362

MIN = -164.47
NOD = 79

MAX = 36362.
NOD = 55

$\times 10^4$ [mm]



tmp 1

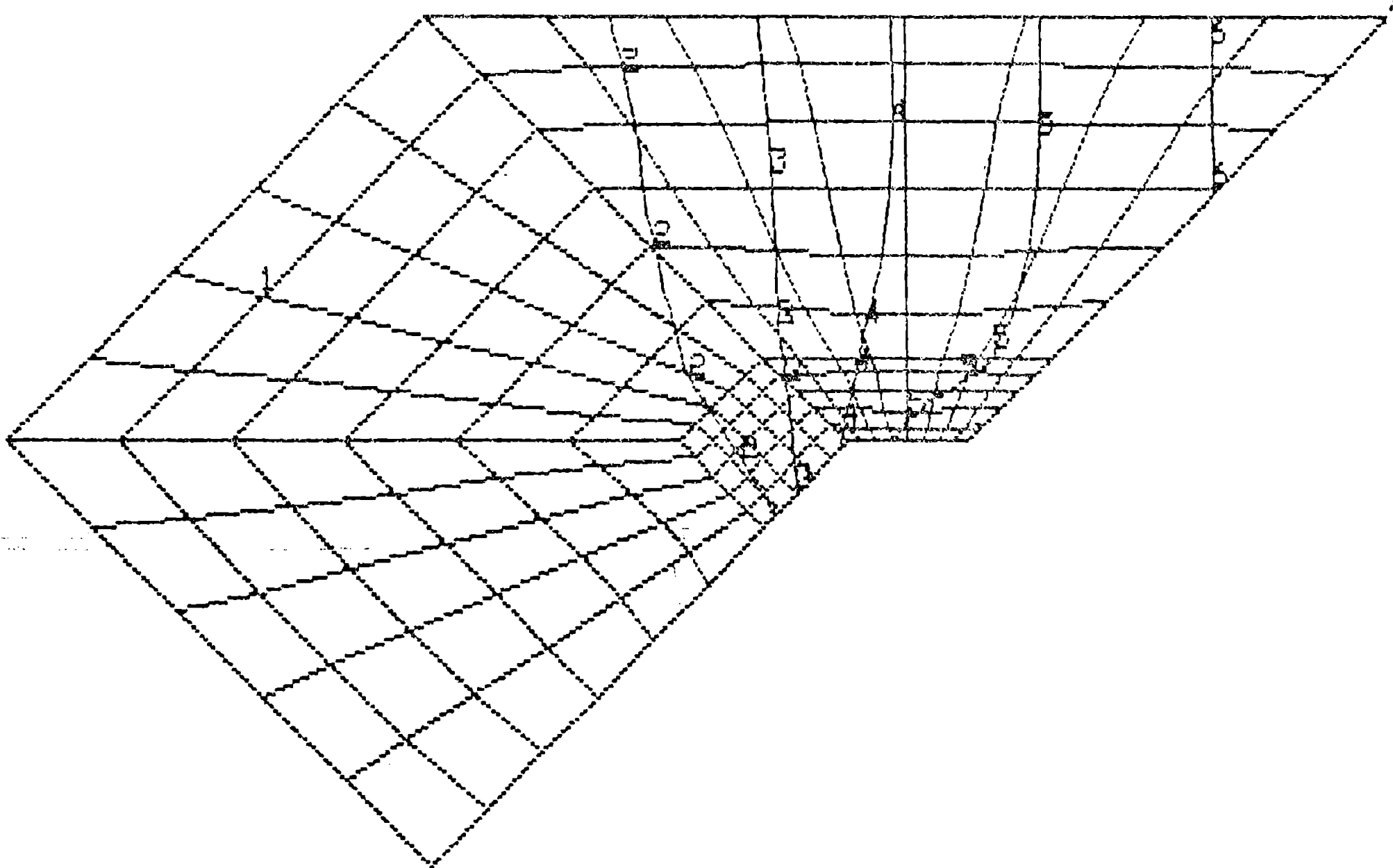
deplasare y

1	=	-192.75
2	=	6382
3	=	12346
4	=	20110
5	=	28873
6	=	38639
7	=	40403

MIN = -192.75
NOD = 79

MAX = 40403.
NOD = 55

$\times 10^4$ [mm]



tmp 2

Fig.2.3.40. - Distribuția componentei deplasării după axa y (deplasarea v) pentru: $t_1 = t_a/8$ și $t_2 = t_a/4$.

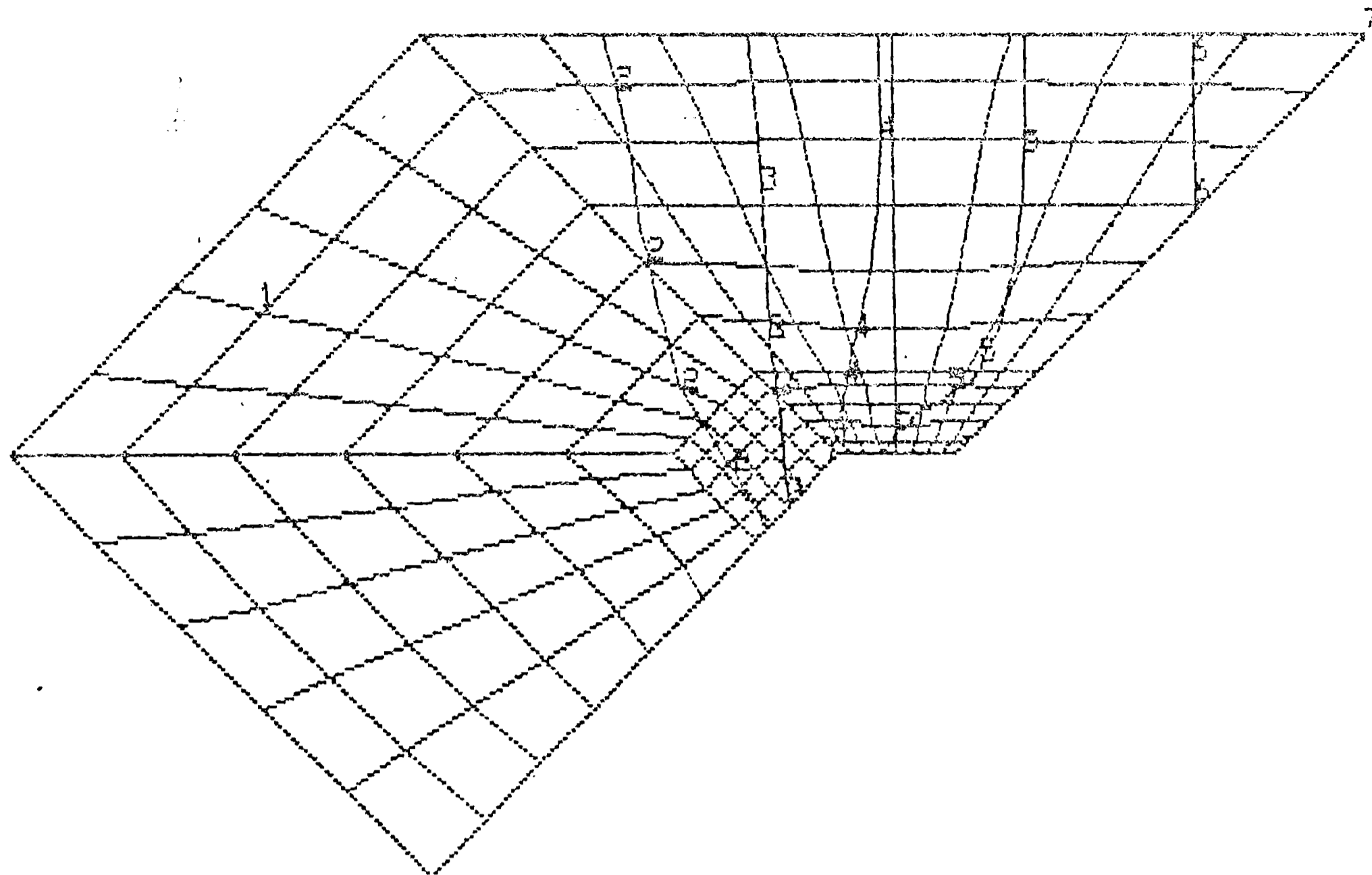
deplasare y

1	=	-255.85
2	=	9814
3	=	18684
4	=	28154
5	=	37624
6	=	47095
7	=	56565

MIN = -255.85
NOD = 79

MAX = 56564.
NOD = 55

$\times 10^4$ [mm]



t1mp 6

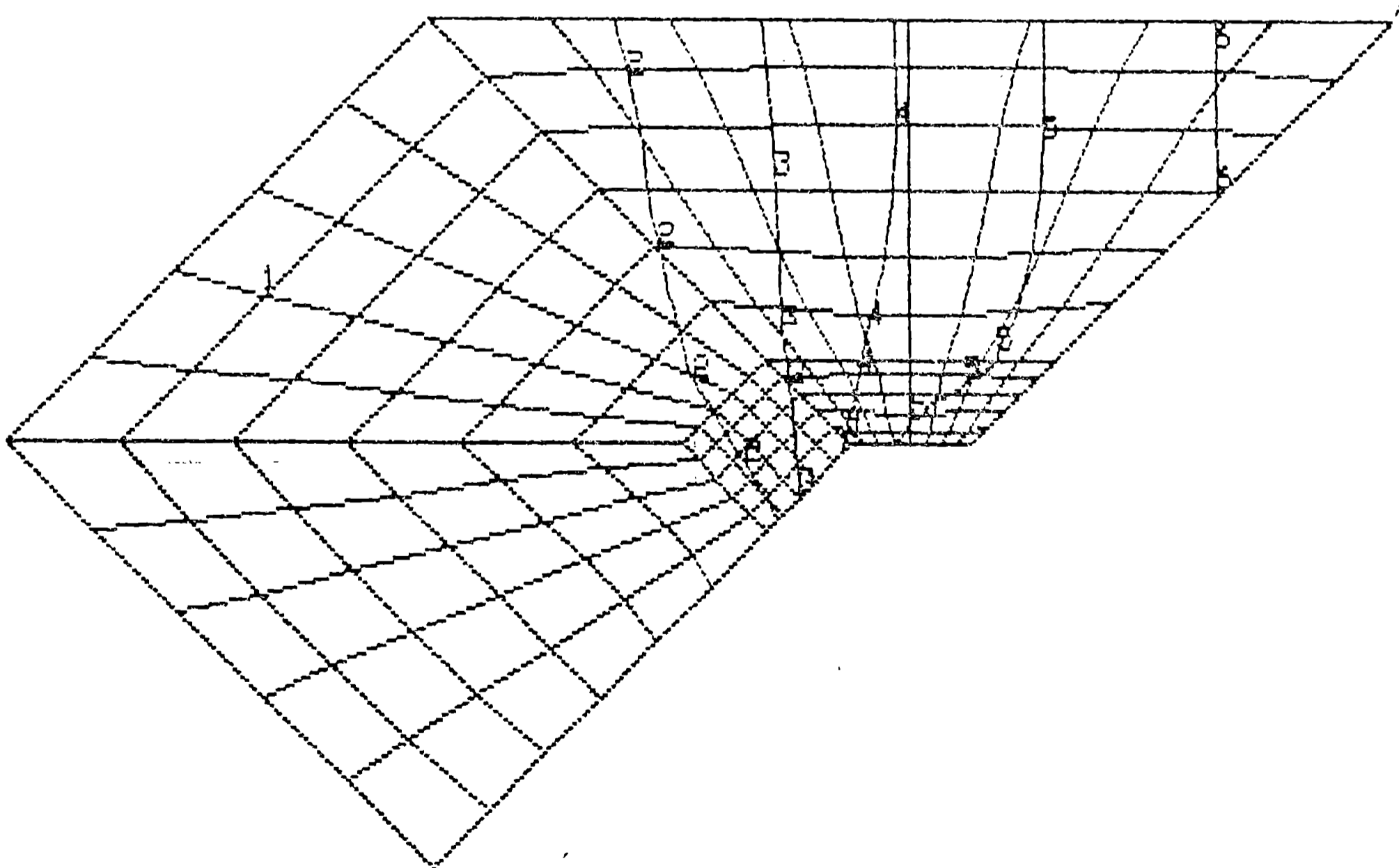
deplasare y

1	=	-292.40
2	=	10331
3	=	21353
4	=	32176
5	=	42999
6	=	53822
7	=	64645

MIN = -292.40
NOD = 79

MAX = 64645.
NOD = 55

$\times 10^4$ [mm]



t1mp 8

Fig.2.3.41. - Distributia componentei deplasării după axa y (deplasarea v) pentru: $t_7 = 7t_a/8$ și $t_8 = t_a$

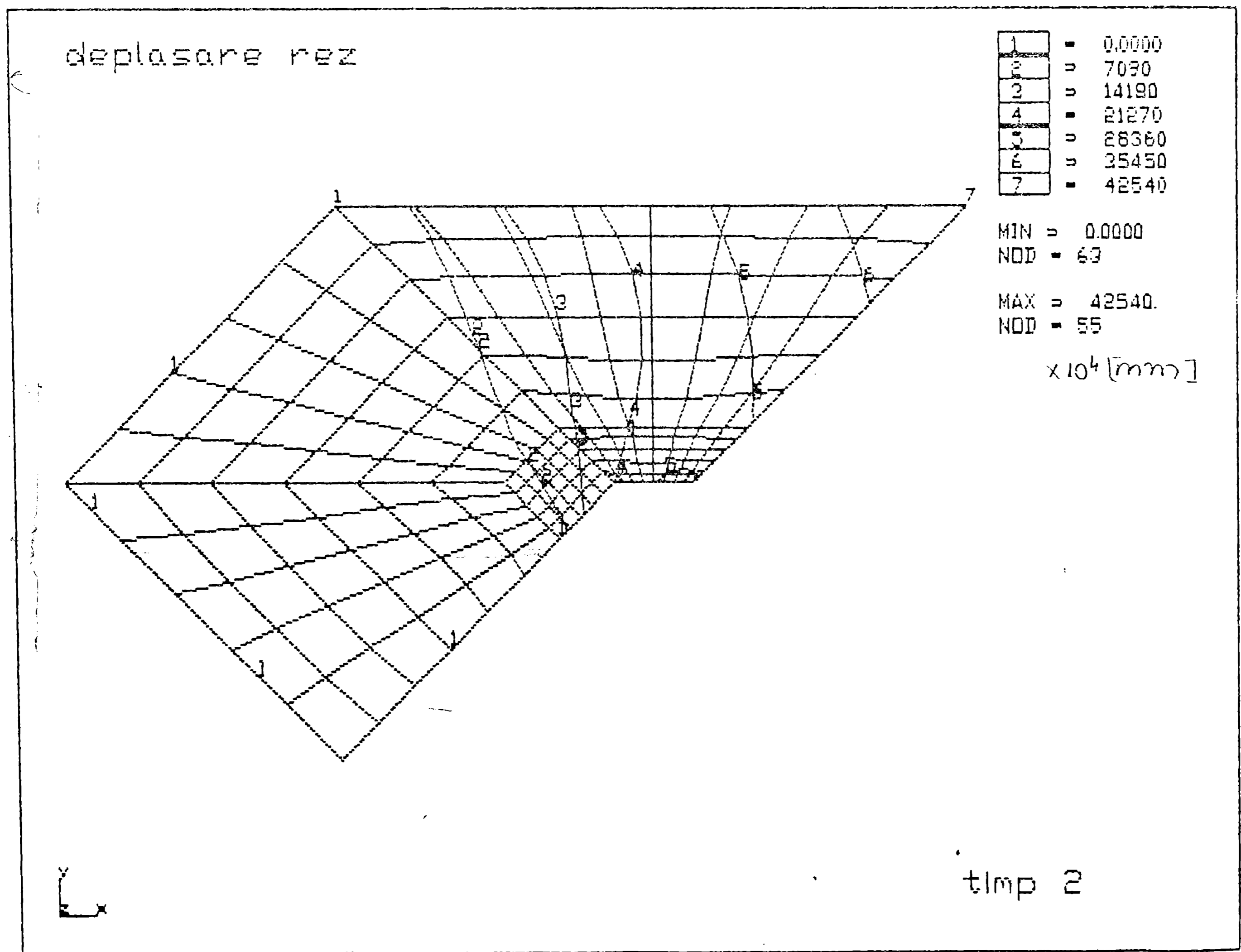
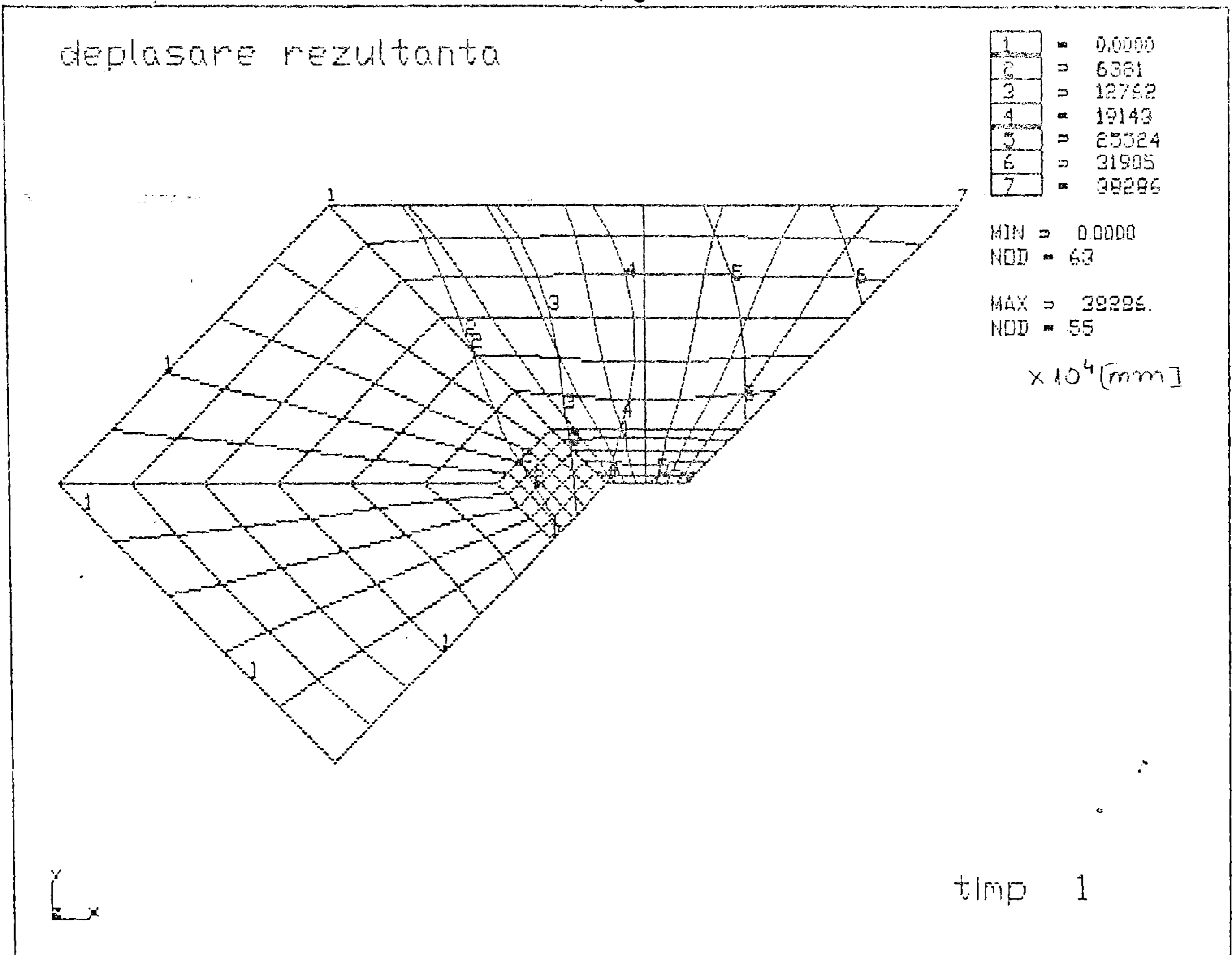


Fig.2.3.42. - Distributia deplasării rezultante $r = \sqrt{u^2 + v^2}$ pentru $t_1 = t_a/8$ si $t_2 = t_a/4$

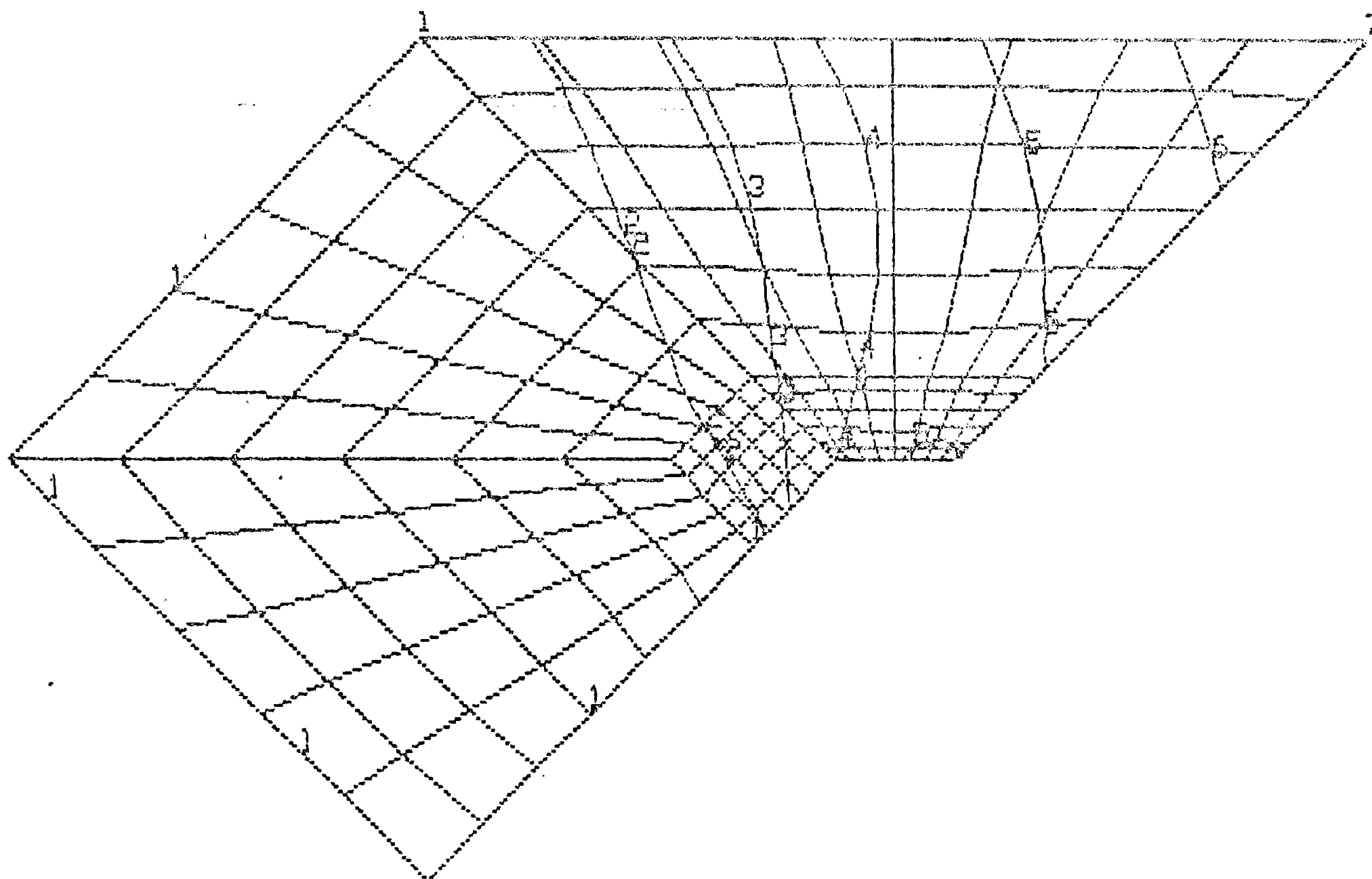
deplasare rez

1	=	0.0000
2	=	9926
3	=	19852
4	=	29770
5	=	39704
6	=	49630
7	=	59556

MIN = 0.0000
NOD = 63

MAX = 59556.
NOD = 55

$\times 10^4$ [mm]



tmp 6

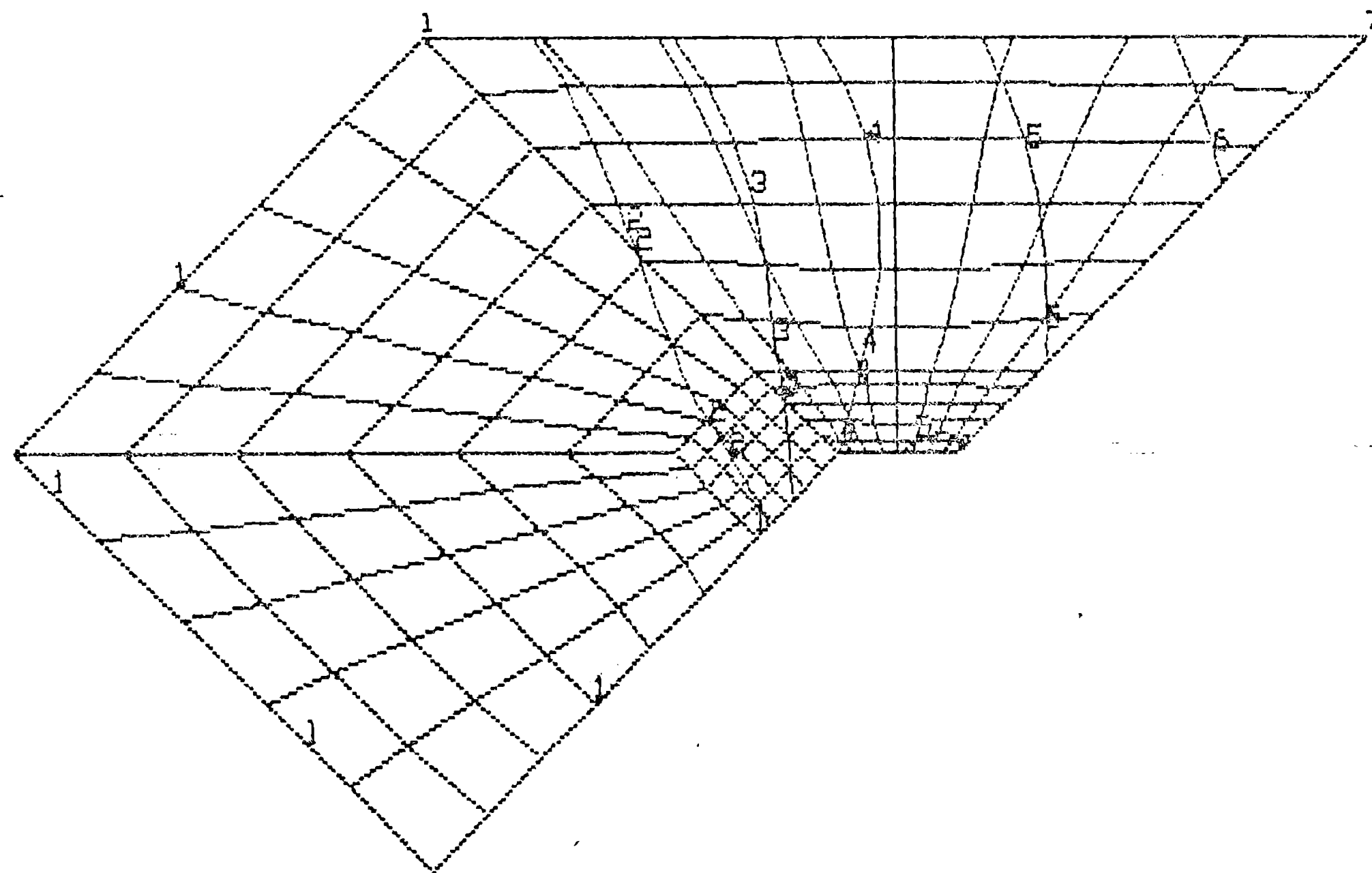
deplasari rez

1	=	0.0000
2	=	11344
3	=	22688
4	=	34032
5	=	45376
6	=	56720
7	=	68064

MIN = 0.0000
NOD = 63

MAX = 68064.
NOD = 55

$\times 10^4$ [mm]



tmp 8

Fig.2.3.43. - Distributia deplasării rezultante $r = \sqrt{u^2 + v^2}$ pentru $t_7 = 7t_a/8$ si $t_8 = t_a$

obținute în urma analizei cu elemente finite, sunt prezentate sintetic în figurile 2.3.21 la 2.3.42.

Figurile 2.3.21 la 2.3.38 se referă la variația componentelor reprezentative ale stării de tensiune din masa de sol supusă prelucrării. Curbele de egală tensiune sunt notate în aceste figuri de la unu la șapte, pentru care se specifică în legenda ce valori le corespund.

În figurile 2.3.21 la 2.3.24 s-a reprezentat distribuția tensiunii normale σ_y din masa de sol supusă prelucrării pentru fiecare din cele opt stadii de solicitare prezentate în figura 2.3.20, corespunzătoare timpului t_a , în care presiunea dintre scula și sol crește de la valoarea zero la valoarea maximă.

Se remarcă creșterea rapidă a tensiunii σ_y pentru timpul $t_1 = t_a / 8$, care corespunde domeniului elastic de solicitare, după care, în domeniul plastic, creșterea tensiunii se produce lent menținându-se însă o distribuție asemănătoare în toate fazele de solicitare, până la producerea rușurii. Toate componentele tenso-ului tensiune înregistrează valori maxime la nivelul vârfului cutitului înclinat, conform distribuției prezentate în fig. 2.3.21 la 2.3.37. Se poate remarcă că solul aflat în interacțiune cu scula pe tot parcursul procesului de lucru, are o formă tronconică, cu baza mică orientată spre scula iar baza mare spre suprafața superioară a solului în concordanță cu ipotezele adoptate la formularea analitică a interacțiunii sculei cu solul.

Distribuția tensiunii tangențiale τ_{xy} prezentată în figura 2.3.27, indică existența unor curbe de egală tensiune care pornesc din zona de concentrare a tensiunilor care se înregistrează la contactul sculei cu solul, spre suprafața superioară. Existența acestor direcții care apar în domeniul elastic de solicitare, se menține și în domeniul plastic cu caracteristici asemănătoare. Aceste direcții reprezintă de fapt direcțiile după care se produce forfecarea și alunecarea solului în timpul procesului de lucru.

În figurile 2.3.28 la 2.3.33 sunt reprezentate distribuțiile tensiunilor normale principale $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, în masa de sol la contactul cu scula de lucru, în cele opt stadii de solicitare considerate. Remarcăm distribuția circulară, concentrică, în jurul zonei de contact cu scula de lucru, pentru tensiunile normale principale $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, pentru toate fazele de solicitare. O distribuție asemănătoare se regăsește pentru tensiunea echivalen-

ta, calculata dupa teoria Von Mises, a energiei specifice modificatoare de forma. Determinarile experimentale privind gradul de maruntire a solului la prelucrarea cu scule de lucru vibratoare au pus in evidenta existenta in jurul zonei de contact a solului cu scula de lucru, a unor bulgari de sol de dimensiuni mult mai mici in comparatie cu restul masei de sol supusa prelucrarii. Se poate de aici trage concluzia ca tensiunile normale maxime care se dezvoltă in jurul zonei de contact direct cu scula, au ca efect slabirea legaturilor dintre particulele de sol si in final conduc la fisurarea solului, cu inregistrarea unui grad de maruntire superior. Explicatia reducerii rezistentei de lucru a solului, a carui consecinta este materializata prin reducerea fortei de tractiune in cazul utilizarii unor scule antrenate in miscare vibratorie, este legata de favorizarea in primul rand a gradului de maruntire in regim vibrator. In acest mod fortele de rezistenta la inaintare, exercitate asupra sculei scad, deoarece scula se deplaseaza in solul a carui compactitate a fost diminuată prin dezvoltarea unor plane de separatie dupa care se produce alunecarea si deplasarea sa in timpul procesului tehnologic de lucru.

Deplasarea solului in timpul procesului de lucru, luand in considerare solicitarea din domeniul elasto-plastic, poate fi urmarita in figurile 2.3.38 la 2.3.43.

Distributia componentei dupa axa x a deplasarilor este prezentata in figurile 2.3.38 si 2.3.39. Se remarca pentru curbele de egala deplasare dupa axa x, conturarea formeii tronconice pentru coloana de sol aflata in interactiune cu scula de lucru. Trecerea de la stadiul de solicitare elastic reprezentat de timpul $t_1 = t_a / 8$, la stadiul de solicitare plastic reprezentat de timpul $t_2 = t_a / 4$ cand tensiunea atinge limita de curgere σ_c , se face prin mentinerea unei distributii asemanatoare cu cea din domeniul elastic, cu o crestere a deplasarilor maxime de 10%. Din distributia componentei dupa axa x a deplasarilor in cele opt stadii de solicitare, remarcam tendinta de rotatie a solului aflat in interactiune cu scula de lucru. Si anume solul situat in zona de contact direct cu scula are tendinta de deplasare in sensul pozitiv al axei x iar solul situat in zonele mai indepartate are tendinta de deplasare in sensul negativ al axei x. In acest fel se inregistreaza efectul general de rotatie a solului in sens trigonometric pentru cazul studiat. Acest fel de rotatie al solului in timpul deplasarii sale in procesul de prelucrare prin scarificare, cu organ de lucru vibrator, pus in evidenta prin calculul numeric,

este verificat de determinarile experimentale.

Componenta după axa y a deplasării, are o distribuție în solul cu care interacționează scula de lucru, conforma cu reprezentarea din figurile 2.3.40 și 2.3.41, unde s-au reprezentat curbele de egala deplasare.

Intrucât deplasările după axa y (deplasările din planul vertical) sunt mai mari decât deplasările după axa x (deplasările din planul orizontal), orientarea curbelor de deplasare egala rezultanta este pe verticală și este influențată de componentele deplasării după axa y . În figurile 2.3.42 și 2.3.43 sunt reprezentate curbele de egala deplasare rezultante pentru stadiile 1, 2, 7 și 8 de solicitare. Dispunerea radială a acestor curbe, orientate din zona de contact a sculei de lucru cu solul spre suprafața superioară a solului, indică prezenta planelor în care s-a produs fenomenul de forfecare și în care are loc în continuare fenomenul de alunecare între două felii succesive de sol prelucrat. Din analiza modului de deplasare al particulelor de sol la interacțiunea cu organul de lucru, rezultă că pentru solul aflat deasupra și în spatele organului de lucru se produce și o mișcare de rotație, cu tendința de rasturnare a brazdei în față, în sensul de deplasare al mașinii, rezultă că pe lângă deplasarea de jos în sus, solul prelucrat execută și o mișcare de rotație în sensul dat.

Având în vedere că mașina purtătoare se deplasează cu viteza v_0 [m/s], iar scula de lucru pe lângă această mișcare execută și o mișcare de rotație oscilatorie în planul vertical cu frecvența f [Hz], rezultă că distanța parcursă de scula între două socuri succesive exercitate asupra solului în același sens de deplasare, este dată de relația:

$$d = \frac{v_0}{f} \quad [m] \quad (2.3.85)$$

În cadrul determinarilor experimentale efectuate, prezentate în capitolul 3, vitezele de deplasare v_0 au fost cuprinse în limitele (0,53...1,19) m/s, iar frecvențele de oscilație ale sculei vibratoare au fost cuprinse în limitele (0...30) Hz. Luând în considerare valorile medii ale vitezei de deplasare " v_0 " și ale frecvenței " f " de oscilație ale sculei vibratoare, rezultă că distanța medie " d_m " între două zone ale solului în care se exercită contactul dinamic al sculei de lucru este $d_m = 0,057$ [m].

Reducerea rezistentei de lucru a solului in cazul utilizarii vibratiilor fortate in procesul de lucru, se explica prin aceea ca fenomenul de solicitare descris anterior, pentru care starea de tensiune si deformatie, este prezentata in figurile 2.3.21 la 2.3.43, se repeta ciclic la distanta "d" intre doua zone de solicitare succesive. In acest mod numarul suprafetelor de separatie in sol creste, apare un fenomen de maruntire mai pronuntat, distrugandu-se compactitatea solului. Planele de forfecare ale solului se propaga in fata sculei, in sensul sau de deplasare, ceea ce favorizeaza concomitent fenomenul de maruntire. In acest mod scula de lucru se deplaseaza intr-un mediu a carui compactitate a fost diminuată, conducand la micșorarea considerabila a fortelor active si pasive din timpul procesului de lucru la interactiunea cu solu.

Capitolul 3. Cercetari experimentale

3.1. Obiectivul cercetarilor experimentale

Cercetarile experimentale efectuate au avut drept obiectiv principal, stabilirea influentei vibratiilor asupra rezistentei de lucru a solului in conditii tehnologice reale. Intrucat fata de procedeul clasic de prelucrare a solului, in cazul utilizarii unor scule vibratoare, se consuma energie suplimentara pentru actionarea sursei de vibratii (in cazul vibratiilor fortate), pentru evaluarea eficientei economice, s-a impus elaborarea bilantului energetic pe ansamblul lucrarii efectuate. S-a urmarit efectul asupra rezistentei de lucru a unor scule vibratoare, care executa oscilatii de rotatie si translatie in planul vertical, pe directia de deplasare a masinii purtatoare, figura 3.1.1.

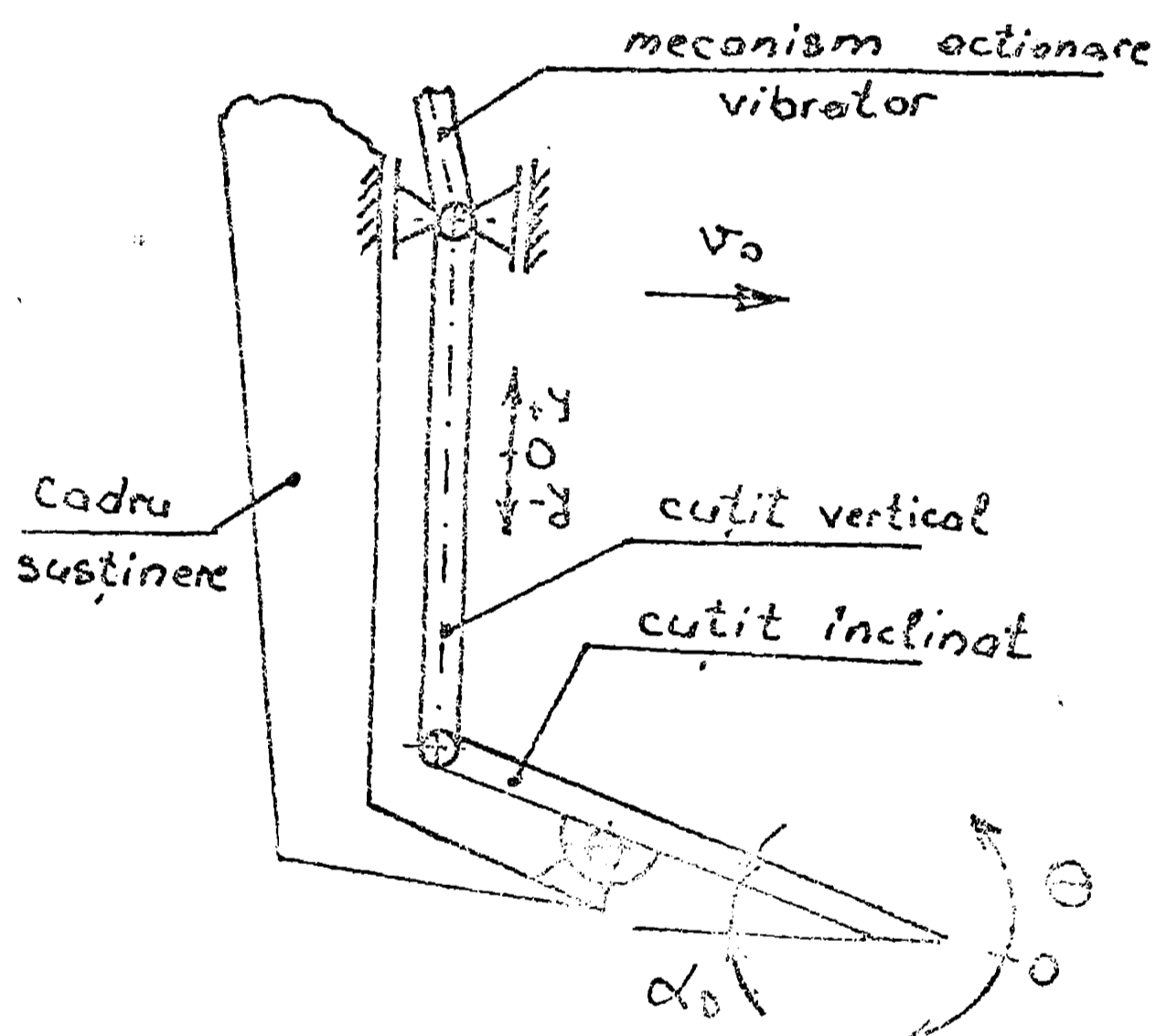


Fig.3.1.1.- Schema de oscilație pentru organele de lucru vibratoare.

In capitolul 1 se prezinta cercetarile efectuate pentru anumite lucrari ale solului, care se executa cu un consum mare de energie si cu o productivitate scazuta. Aceste cercetari au pus in evidenta in majoritatea cazurilor, fenomenul de reducerea rezistentei de lucru a solului in cazul utilizarii unor scule vibratoare. Privitor inasa la bilantul energetic pe ansamblu, in cazul utilizarii vibratiilor in

procesul tehnologic de lucru, rezultatele obtinute de unii autori indica reducerea consumului energetic [R3], existand inasa unii autori care afirma ca desi forta de tractiune scade, se inregistreaza o crestere a consumului de energie pe ansamblul lucrarii efectuate, [G8].

Cercetarile experimentale efectuate de autor, sunt orientate in aceasta directie, in scopul utilizarii vibratiilor in practica curenta de scarificare adanca a solului, in conditii de eficienta economica sporita. S-a urmarit influenta pe care o au vibratiile asupra rezistentei de lucru a solului precum si asupra

consumului de energie din timpul procesului tehnologic. S-a urmarit care parametrii miscarii influenteaza rezistenta de lucru a solului si care este regimul optim pentru care se inregistreaza scaderea consumului de energie in regim de lucru vibrator, fata de regimul de lucru in care sculele nu sunt antrenate in miscare vibratorie.

3.2. Scule si dispozitive proiectate si utilizate in cadrul incercarilor.

Schema bloc a sistemului de lucru realizat in principiu din tractor si scarificatorul cu organe de lucru vibratoare, utilizata in cadrul incercarilor, este prezentata in figura 3.2.1.

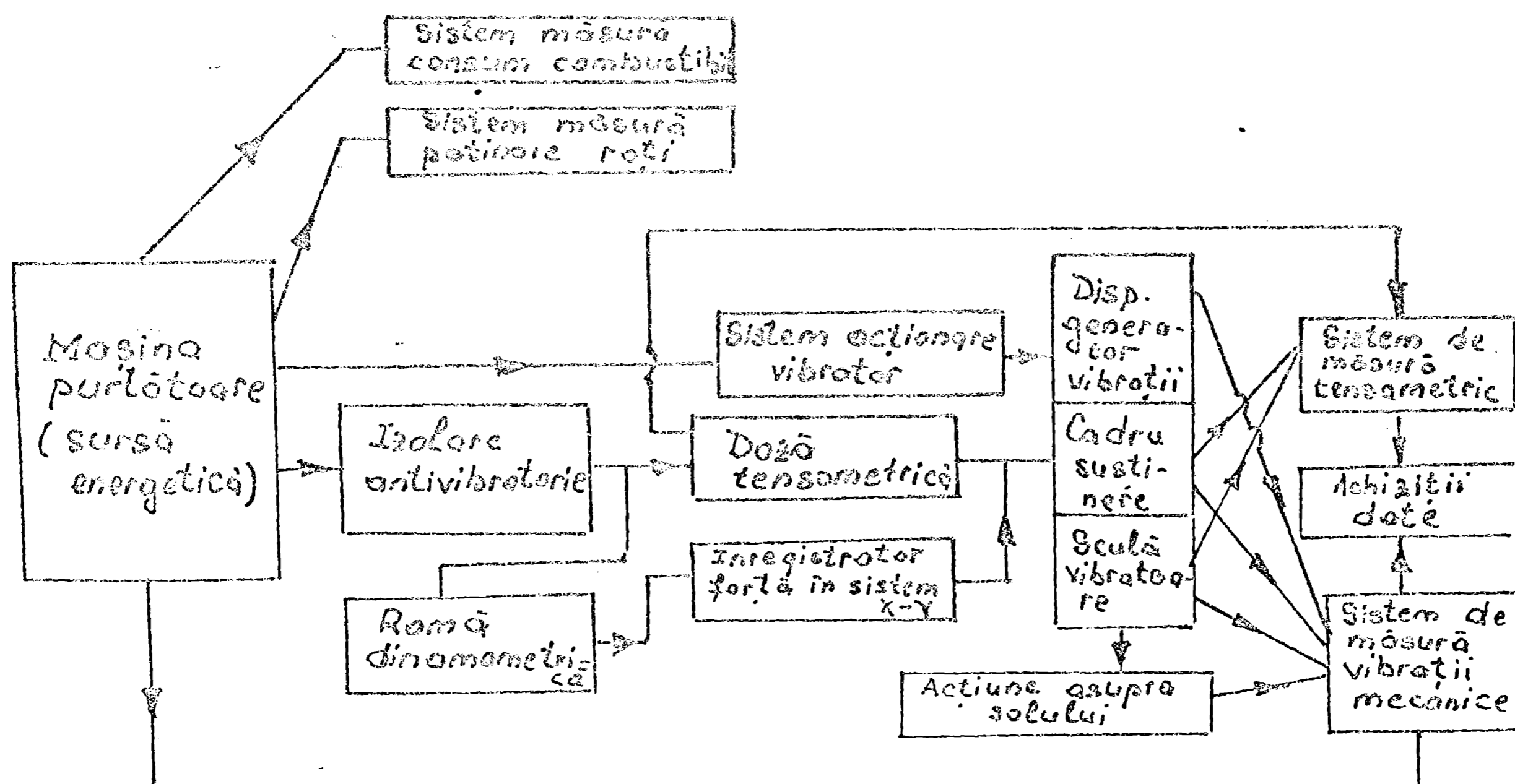


Fig.3.2.1. - Schema bloc a sistemului de lucru.

Pentru antrenarea in miscare vibratorie a organelor de lucru ale scarificatorului, s-a proiectat un generator cinematic de vibratii, amplasat pe scarificator, conform figurii 2.1.1., a carui schema cinematica este prezentata in figura 2.1.2. In conformitate cu schema bloc prezentata in figura 3.2.1, utilajul este realizat din masina purtătoare (tractor) si scarificatorul cu organe de lucru vibratoare, dotat cu urmatoarele sisteme si dispozitive:

1) Sistemul de acționare a vibratorului. Acest sistem a fost astfel conceput incat sa se poata realiza frecvente de lucru ale sculelor vibratoare in limitele (0-40)Hz, intr-un regim de variatie continuu. Acționarea hidraulica utilizata, a carei schema este prezentata in figura 3.2.2 are in componenta sa in principal, o pompa acționata de la priza de putere a tractorului și un motor hidraulic care antreneaza generatorul de vibratii. Circuitele hidraulice aferente instalatiei, permit modificarea turatiei motorului hidraulic in regim continuu, prin reglajul efectuat asupra

unei rezistente hidraulice amplasata intre pompa si motorul hidraulic.

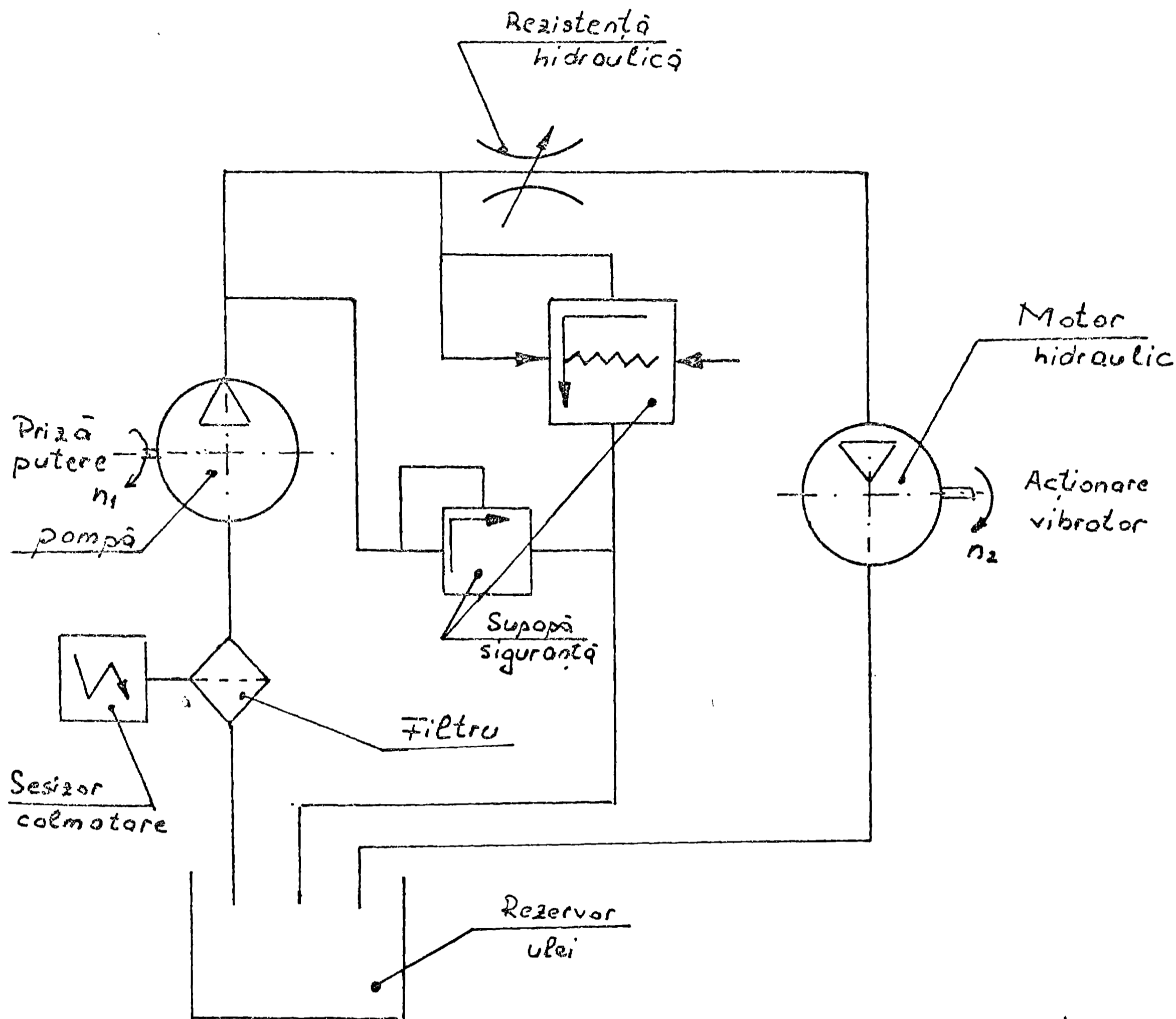


Fig.3.2.2. - Schema sistemului de actionare hidraulic al mecanismului generator de vibratii.

Aceasta instalatie pe langa faptul ca realizeaza variatia frecventei in limitele impuse in regim continuu, prezinta urmatoarele avantaje: este un sistem fiabil, realizeaza o legatura elastica intre sursa de energie si consumator, permite realizarea unor reglaje precise, asigura posibilitatea determinarii operative a consumului de putere la actionarea vibratorului (prin citirea indicatiilor presiunii uleiului pe circuitele tur-retur si a turatiei motorului hidraulic), conform relatiei 3.2.1:

$$P = Q \cdot \Delta p \quad (3.2.1)$$

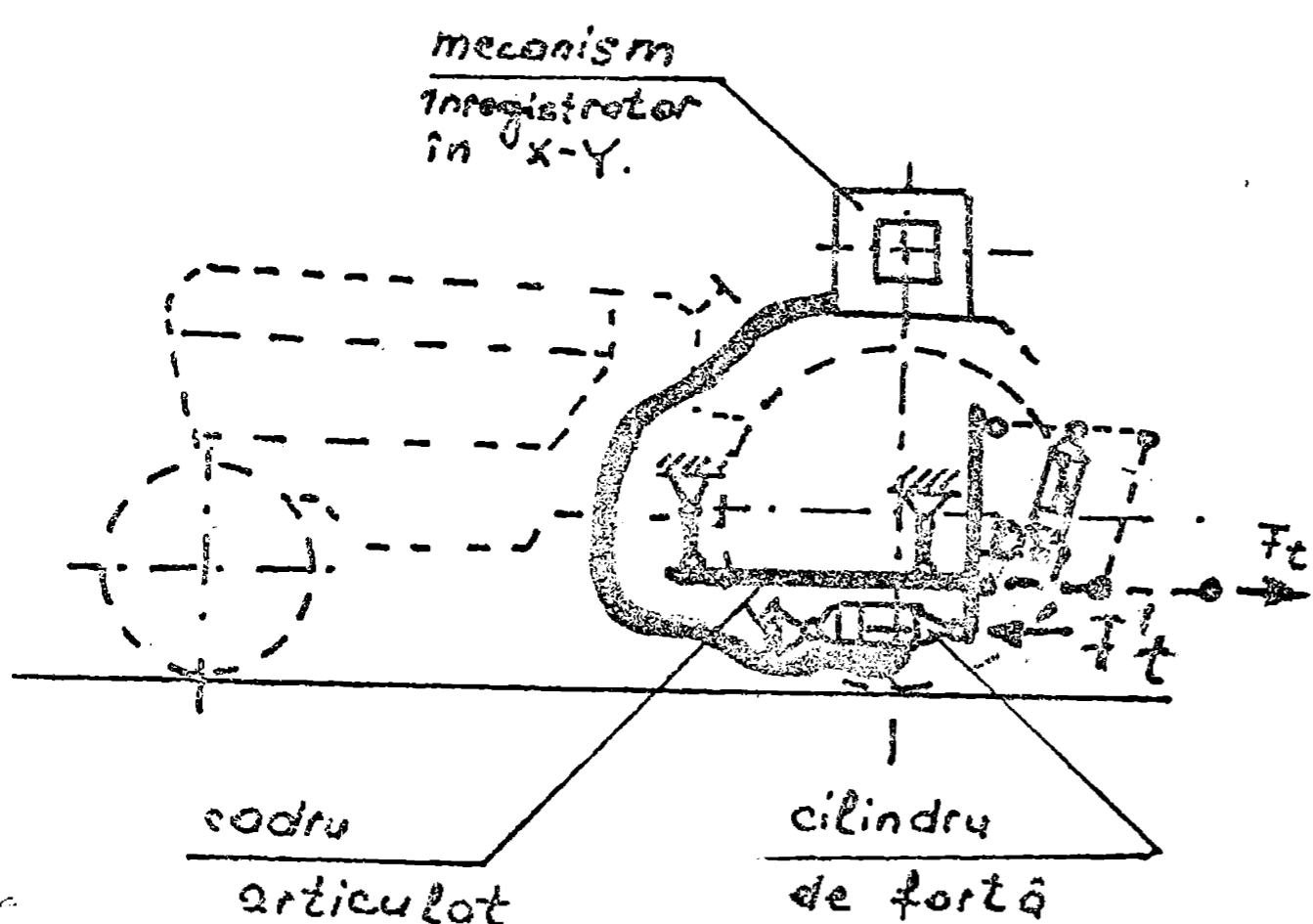
unde P reprezinta puterea necesara antrenarii vibratorului, in [kW], Q reprezinta debitul de ulei in [m³/s] iar Δp reprezinta diferenta de presiune intre circuitele hidraulice de tur si

retur ale motorului de actionare in $[N/m^2]$.

2. Sistemul de masurare si inregistrare al fortei de tractiune

In scopul realizarii unei inregistrari precise a fortei de tractiune, s-au prevazut doua sisteme de masurare, cu care s-au inregistrat in paralel, pe parcursul fiecarui traseu de lucru. Cele doua sisteme sunt:

a) Sistemul de masura cu cilindru hidraulic, prezentat in lucrarea [S30] este realizat conform figurii 3.2.3, dintr-o rama



dinamometrica articulata in trei puncte de sasiul tractorului. In articulatia 0 se realizeaza legatura ramei prin care se transmite cilindrului hidraulic forta F_t , proportionala cu forta de tractiune totala F_t . Cilindrul hidraulic este racordat la dispozitivul de inregistrare grafica a fortei de tractiune F_t , in functie de timp. In figura 3.2.4 se prezinta variatia fortei de tractiune in functie de timp, inregistrata cu dispozitivul hidraulic inregistrator in coordonate X-Y pentru cateva regimuri de lucru. Din ana-

Fig.3.2.3.- Schema de principiu a ramei dinamometrice.

liza acestor inregistrari se remarca oscilatii mari ale fortei de tractiune in functie de timp in cadrul aceleasi realizari. Explicatia acestui fenomen este legata in special de neomogenitatea solului.

b) Sistemul de masura tensometric utilizeaza aceeași ramă dinamometrică pentru cuplarea la tractor. Doza tensometrică de masura cu care a fost echipată ramă dinamometrică transmite semnalul de masura la sistemul automat de achiziții de date, conform schemei din figura 3.2.5.

3. Sistemul de masura pentru consumul de combustibil, cu care s-a echipat tractorul, a avut drept scop stabilirea consumului de combustibil in regim de lucru vibrator pentru evaluarea globala a eficientei economice, in cazul utilizarii vibratiilor in procesul tehnologic de lucru. Comenzile de actionare si urmarire ale sistemului de masura pentru consumul de combustibil, au fost amplasate in cabina tractorului.

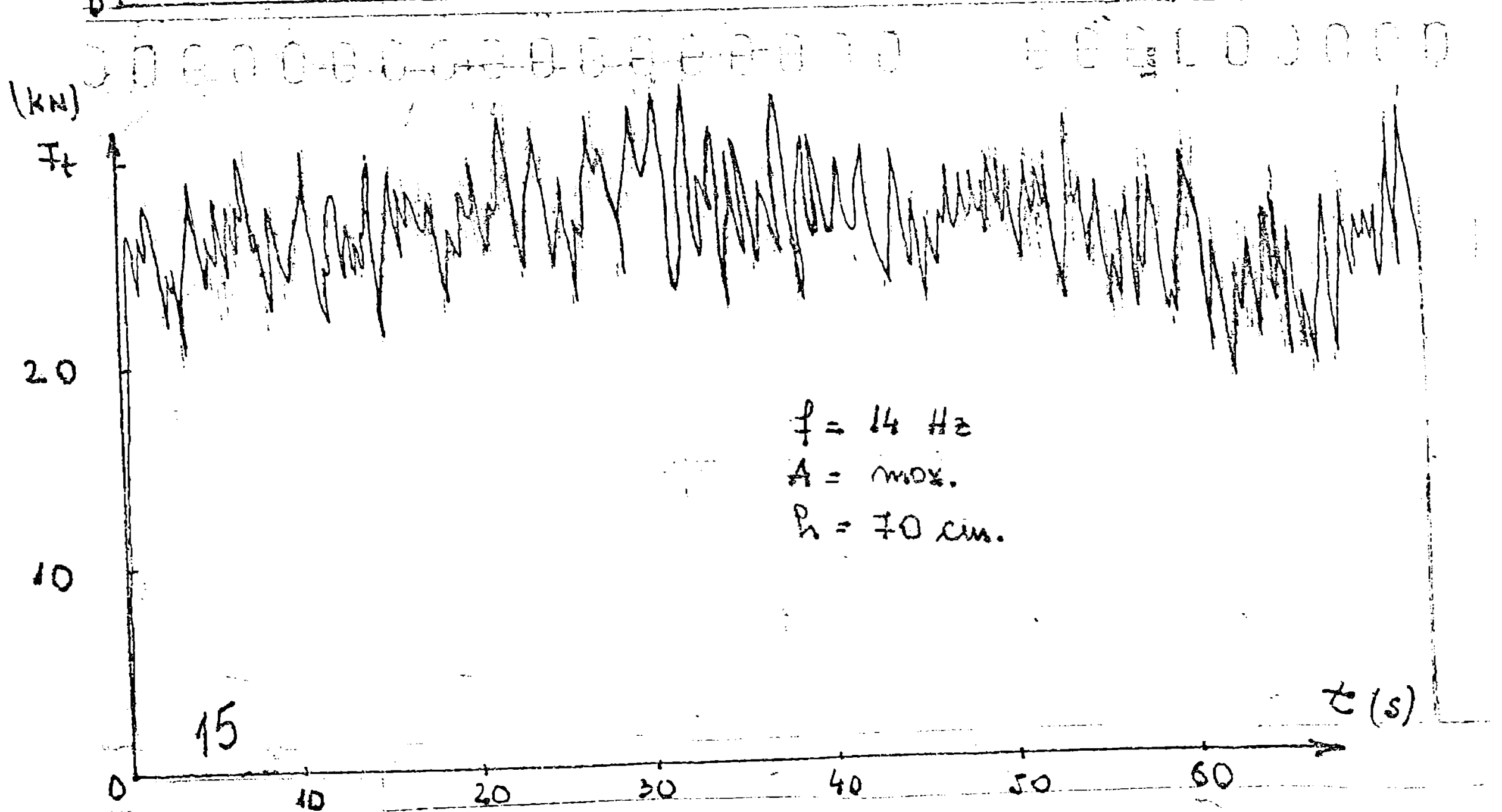
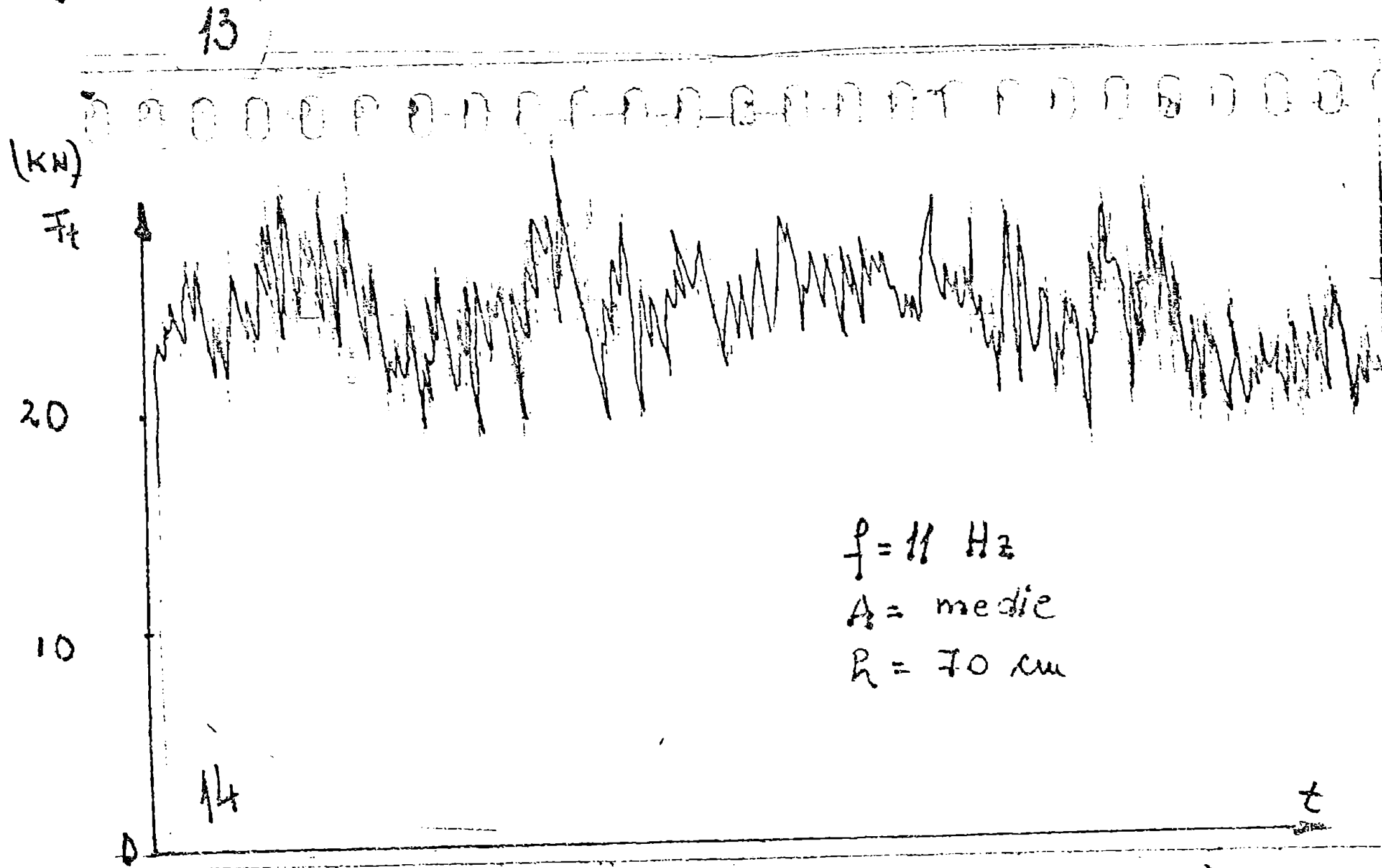
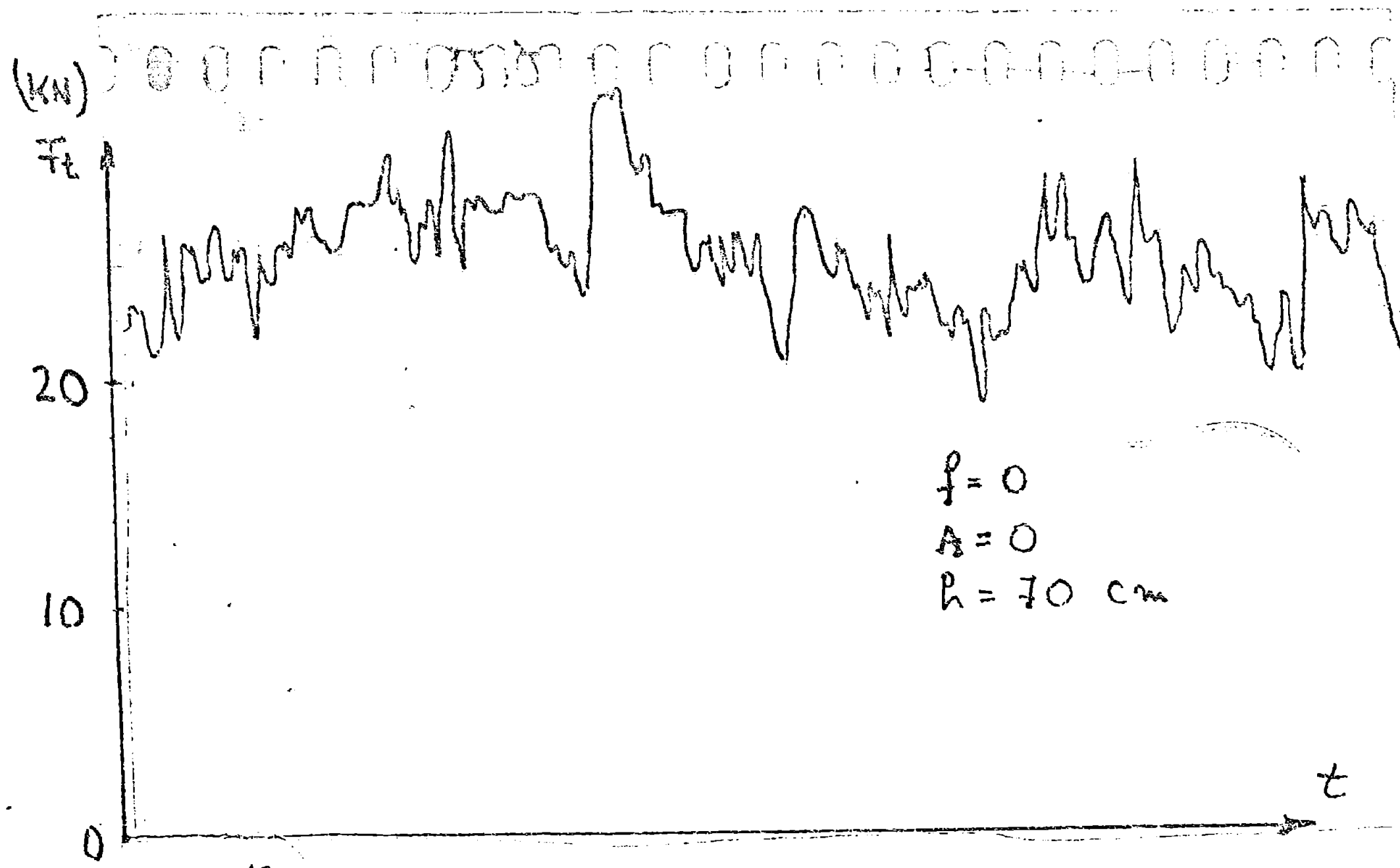


Fig.3.2.4. - Variatia fortei F_t inregistrată cu dispozitivul hidraulic in coordonate X-Y pentru diferite regimuri de lucru

4. Sistemul de masura pentru patinarea rotilor motrice ale tractorului, a permis evaluarea influentei sculelor vibratoare asupra randamentului de utilizare a puterii disponibile a tractorului in procesul de lucru. Pentru urmarirea operativa a patinarii rotilor in timpul incercarilor, sistemul de comanda si control aferent s-a amplasat in cabina tractorului.

5. Sistemul automat de achizitii de date a fost conceput pentru inregistrarea variatiei fortei de tractiune totala F_t in functie de timp, precum si pentru determinarea starii de tensiune si deformatie in structura de rezistenta si organele de lucru ale scarificatorului, atat in regim vibrator cat si in regim nevibrator, in conditii de lucru reale.

Utilizarea in practica masuratorilor a sistemelor de inregistrare in coordonate X-Y cu inscriptor pe banda, reprezinta o problema delicata si indelungata in deosebi in regim dinamic, unde volumul de munca pentru prelucrarea datelor devine exhaustiv. Realizarea unui echipament portabil de achizitii a datelor direct pe un calculator, simplifica ulterior in mod semnificativ procesul de analiza si prelucrare computerizata. In figura 3.2.5 se prezin-

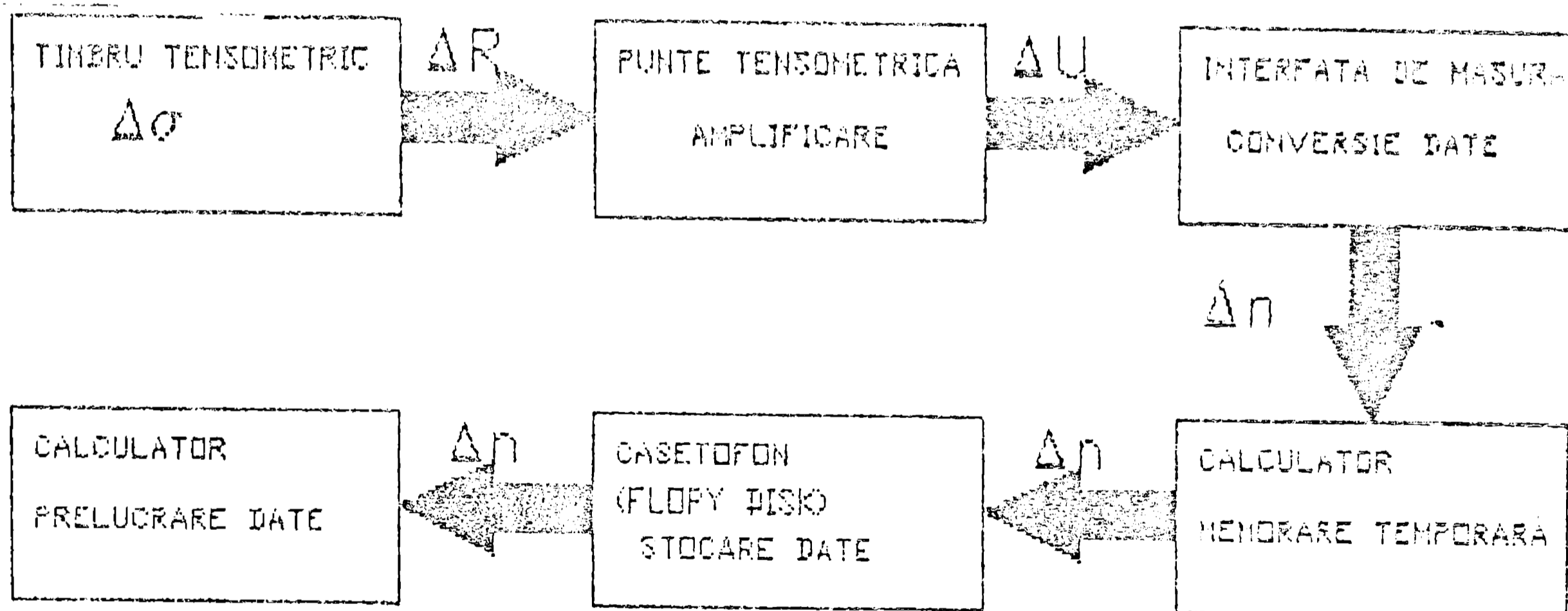


Fig.3.2.5. - Schema bloc a sistemului de achizitii de date

ta organizarea logica a sistemului de masura utilizat, care are in compunerea sa urmatoarele parti distincte:

- Traductorul electric rezistiv (Timbrul tensometric);
- Puntea de transformare a semnalului util rezistiv, in semnal de tensiune (Puntea tensometrica de amplificare);
- Interfata de masura si conversie de date (analog-digital)

- Calculatorul pentru memorarea temporara de informatii;
- Dispozitivul de stocare magnetica a informatiei digitale (casetofon sau floppy-disk).

Din punct de vedere practic, sistemul este alimentat cu energie electrica de la un sistem mobil de alimentare, montat pe masina purtatoare. Semnalul rezistiv de la traductorii amplasati in zonele tensometrice de masura ale scarificatorului, conform schemei din figura 3.2.6., sunt transmise la puntea tensometrica

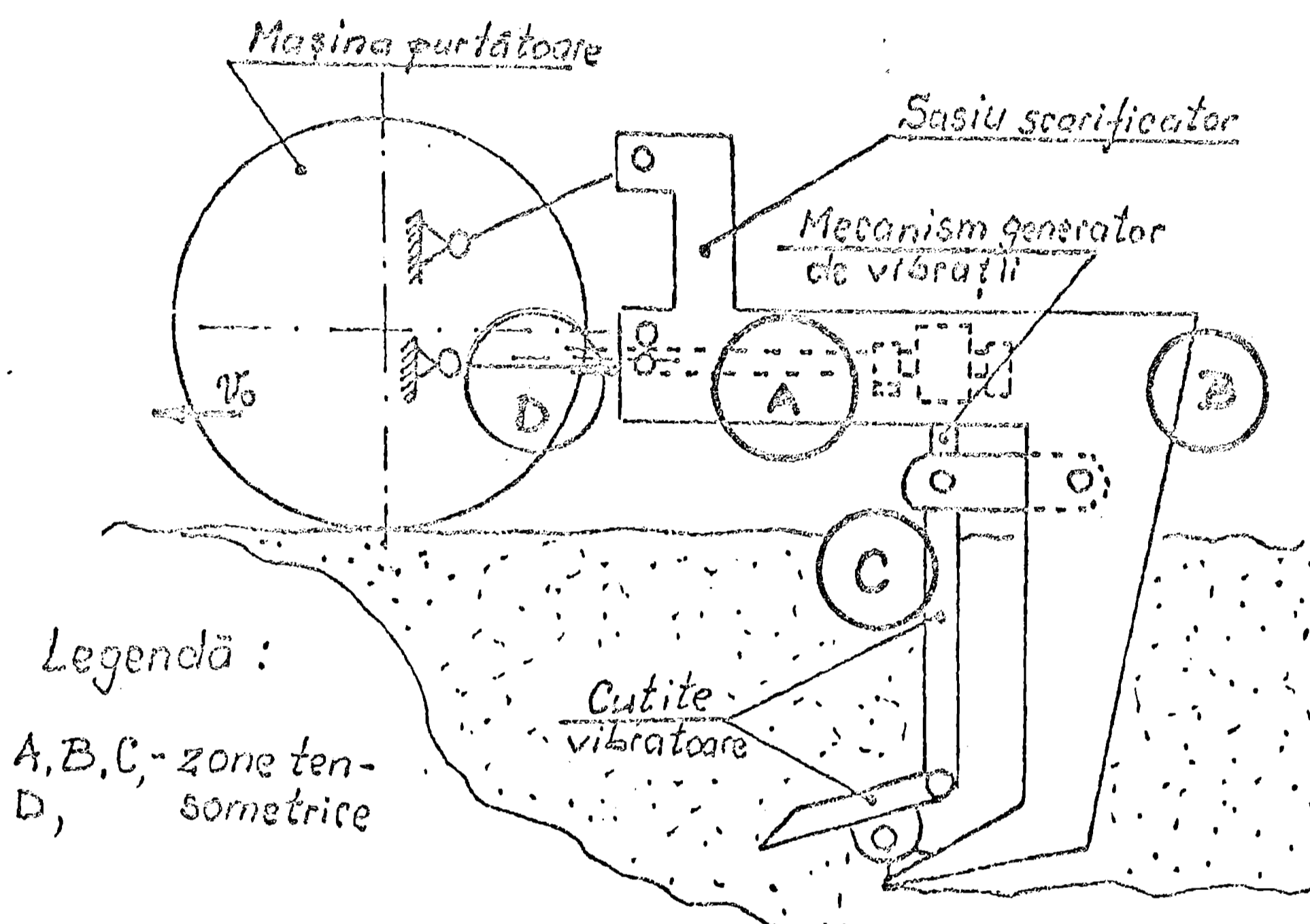


Fig.3.2.6.- Schema de amplasare a zonelor tensometrice de masura.

care transforma variatia de semnal rezistiv in variatia unui semnal de tensiune intre 0 si 5 volti. Acest semnal este preluat prin intermediul unei interfete analog numerice in semnal digital care este transmis la computer. Interfata compara tensiunea de intrare cu 4096 nivele de tensiune generate de calculator si o transforma in 12 semnale binare. Acest semnal binar este plasat la doua porturi de intrare in calculator si de aici mai departe in doua locatii de memorie (2 octeti) pe baza setului de instructiuni ale microprocesorului Z80 cu care este construit calculatorul TIM-S.

In cazul citirii a doua sau mai multe semnale simultane, interfata realizeaza si multiplexarea semnalului si transmiterea secventiala spre calculator.

Frecventa de achizitie a datelor cu ajutorul de exemplu al calculatorului TIM-S poate fi de 10000 Hz, ceea ce in domeniul

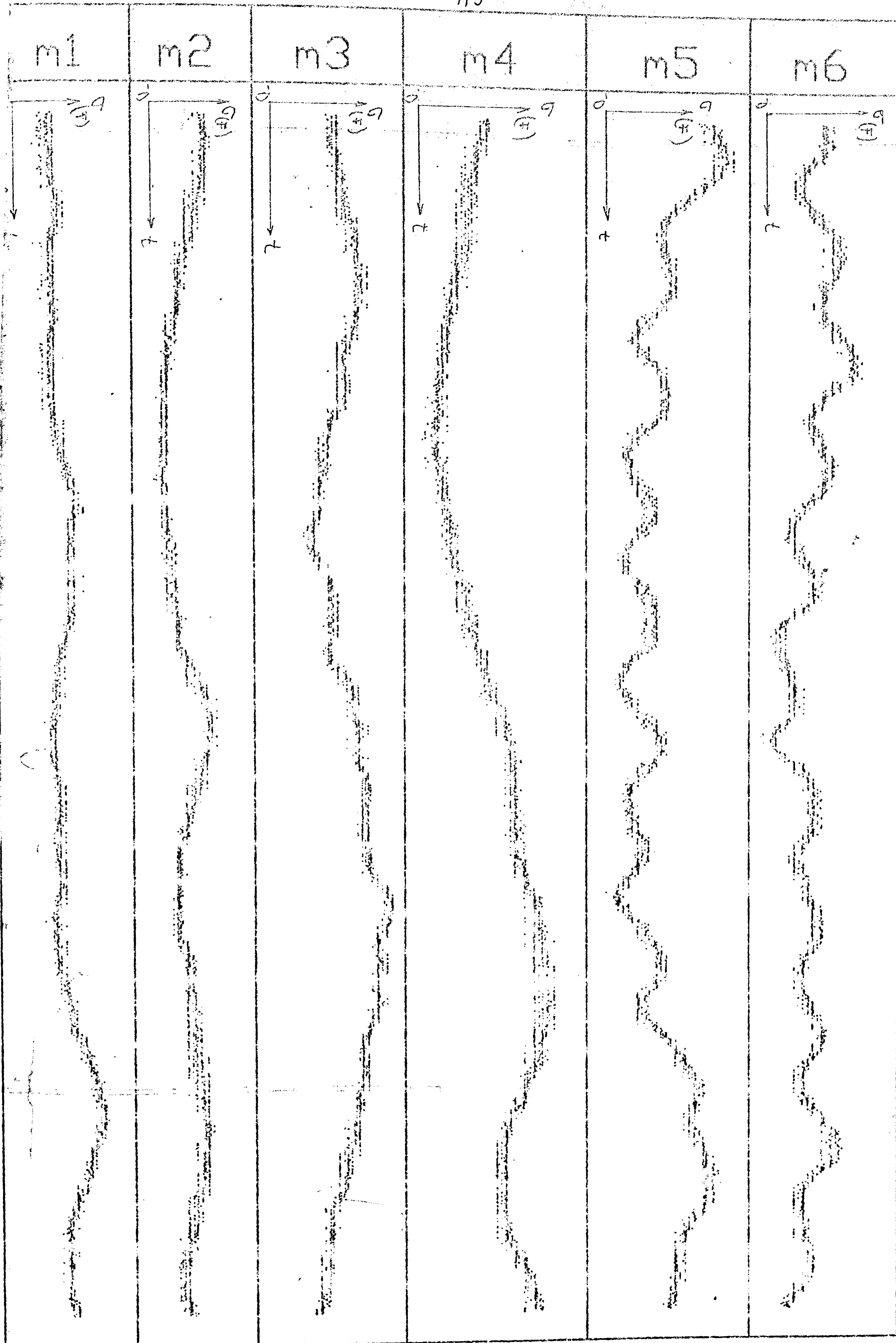


Fig.3.2.7. - Esantioane de măsurători in regim dinamic

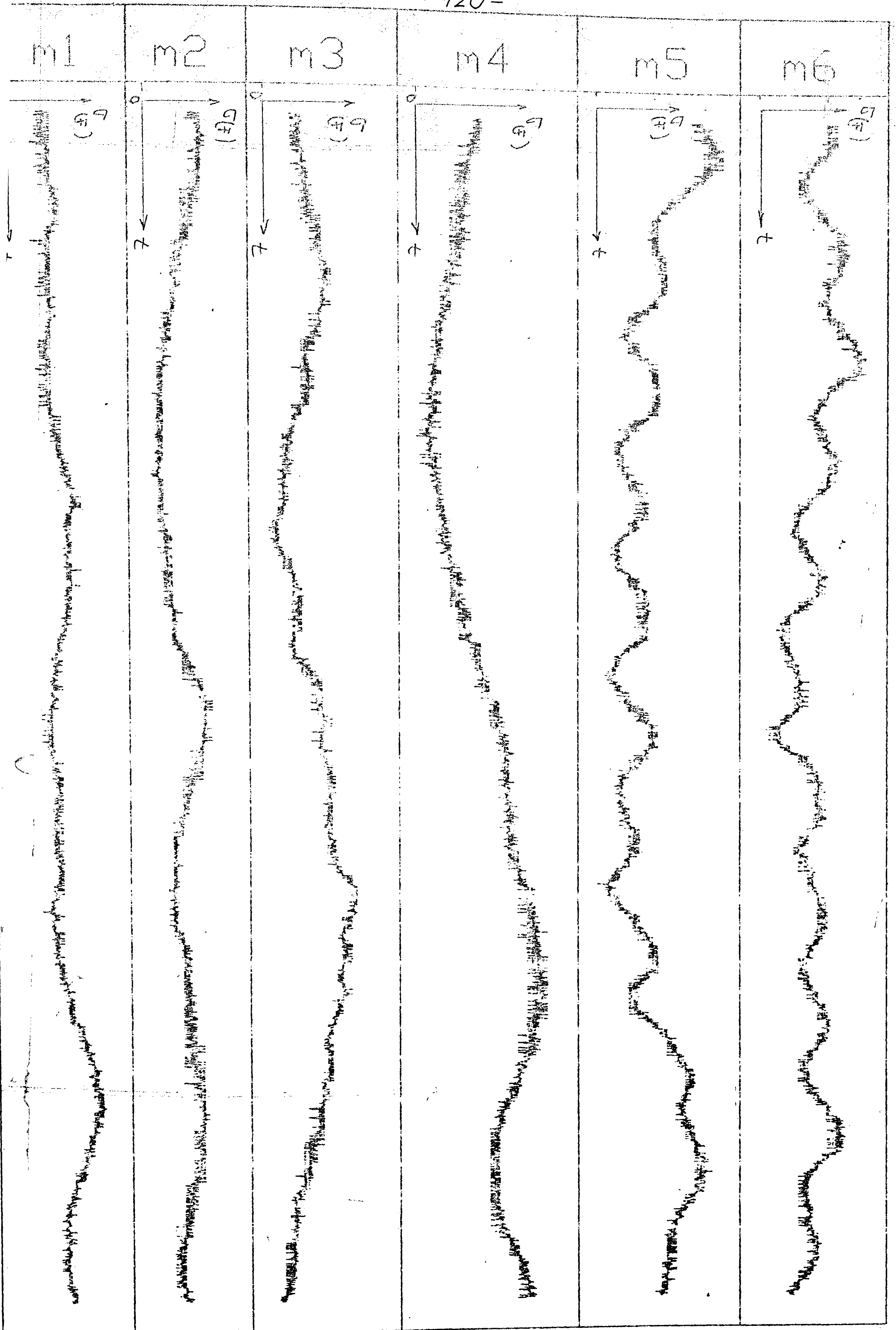


Fig.3.2.8. - Inregistrări ale forței de tractiune pentru diferite regimuri de lucru

masuratorilor efectuate este mult acoperitor. In general este necesara reducerea frecventei de achizitie, pentru a putea prelua esantioane de masuratori pe un interval de timp mai mare. Timpul de achizitie este relativ limitat la capacitatea memoriei tipului de calculator utilizat.

Remarcam ca utilizarea acestui sistem de achizitie de date, usureaza mult prelucrarea ulterioara a datelor, prin utilizarea in continuare a unor pachete de programe care permit prelucrarea lor in intregime in regim automat. In figura 3.2.7 se prezinta reprezentarea grafica a masuratorilor pentru forta in functie de timp pentru sase regimuri de lucru distincte, inregistrate cu ajutorul sistemului automat de achizitie de date, descris anterior.

In figura 3.2.8 sunt prezentate oscilogramele $F(t)$ obtinute prin prelucrarea automata a masuratorilor reprezentate in fig.3.2.7.

6. Sistemul de izolare antivibratorie necesar in scopul limitarii efectelor nocive ale vibratiilor, care se transmit

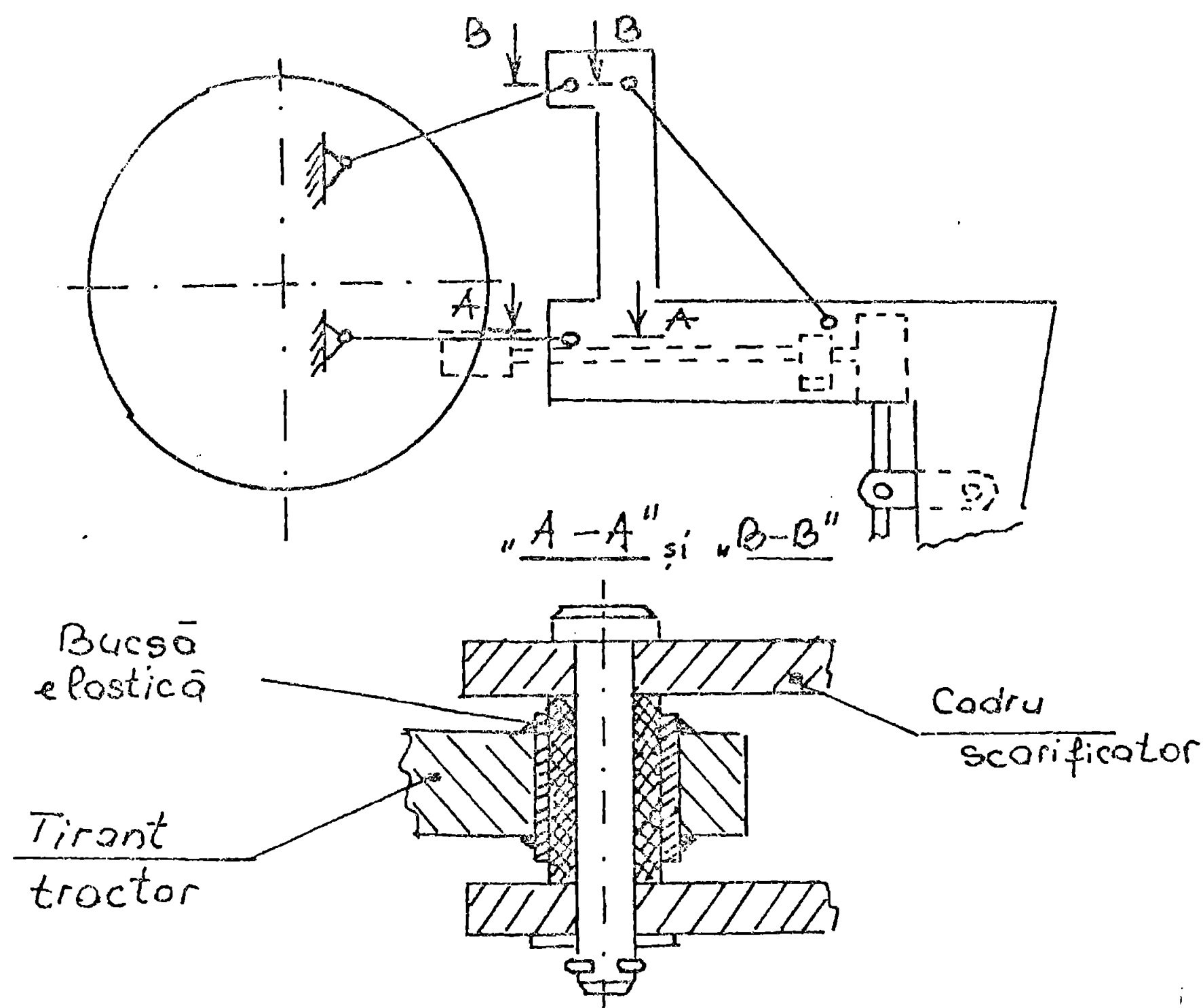


Fig.3.2.9. - Schema dispozitivului pentru izolarea antivibratorie.

de la sursa de vibratii a sculei de lucru la masina purtatoare. Izolarea antivibratorie s-a realizat prin amplasarea in cele trei articulatii de prindere ale scarificatorului pe tractor, a dispozitivelor de izolare de tipul celor prezentate in figura 3.2.9.

Dispozitivul de izolare antivibratorie are in componenta sa buc-
sa elastica realizata din cauciuc, care se interpune intre ca-
drul scarificatorului si tirantii de la tractor.

Masurarea vibratiilor atat in regim de lucru cu izola-
re antivibratorie cat si in regim de lucru fara izolare antivib-
ratorie, au pus in evidenta necesitatea aplicarii masurilor de
izolare antivibratorie dintre masina vibratoare si tractor pre-
cum si eficienta utilizarii acestui dispozitiv. In regim de lu-
cru cu izolare antivibratorie, nivelul vibratiilor transmis la
tractor a fost mult inferior cazului fara izolare antivibratorie
incadrandu-se in limitele admisibile pentru om, la nivelul cabi-
nei tractorului.

7. Sistemul de masurare al frecventei pentru vibratia exci-
tatoare, a fost realizat cu ajutorul unui tahogenerator, cuplat
direct la arborele motorului hidraulic de actionare al mecanis-
mului biela manivela balansier al vibratorului. Prin etalonarea
cadranului voltmetrului cuplat la circuitul tahogeneratorului,
in unitati de masura ale frecventei (Hz), reglajul frecventei la
nivelul impus pentru fiecare incercare, s-a realizat cu precizie
si operativitate

3.3. Metodologia de lucru si prelucrarea datelor experimentale.

Incercarile s-au efectuat pentru diferite tipuri de terenuri, in conditii reale de scarificare adanca a solului. Toate incercarile s-au efectuat pe trasee cu lungimea de 50 de metri pe parcursul carora s-au masurat urmatoarele marimi: forta de tractiune totala, puterea necesara actionarii generatorului de vibratii, consumul total de combustibil, patinarea rotilor motrice, precum si timpul de parcurgere al traseului.

Pentru studiul influentei vibratiilor asupra rezistentei de lucru a solului, incercarile s-au efectuat cu modificarea urmatoarelor parametri de lucru ai agregatului:

- 1) Adancimea de lucru h a sculei vibratoare;
- 2) Amplitudinea miscarii vibratorii a sculei;
- 3) Frecventa vibratiilor sculei;
- 4) Viteza de deplasare " v_0 " a agregatului;
- 5) Unghiul de asezare " α_0 " (fig.3.1.1) al sculei fata de directia de inaintare a agregatului.

Pentru fiecare incercare, in baza datelor inregistrate s-a determinat forte medie de tractiune F_m in conformitate cu relatia (3.3.1):

$$F_m = \frac{1}{T} \int_0^T F(t).dt \quad (3.3.1)$$

unde: T reprezinta durata de desfasurare in secunde a fiecarei incercari, iar $F = F(t)$ reprezinta variatia fortei de tractiune in functie de timp pe parcursul incercarii.

Forta medie de tractiune F_m , exprimata de relatia (3.3.1) s-a determinat atat pe baza oscilogramelor de tipul celor prezentate in figura 2.3.4 cu ajutorul unor programe de calcul elaborate in acest sens, precum si pe baza inregistrarilor autorizate efectuate in cadrul masuratorilor tensometrice.

Determinarile experimentale efectuate, in conditii reale de lucru ale agregatului de scarificare, in scopul determinarii influentei vibratiilor asupra rezistentei de lucru a solului, prezinta dificultati deosebite, atat datorita volumului mare de incercari precum si datorita duratei de desfasurare al acestora. S-au efectuat pentru fiecare din adancimile de 40, 50, 60 si 70 cm, determinari pentru cate 8 frecvente diferite din cinci in cinci unitati, intre 0 si 40 Hz, pentru 6 serii distincte de incercari. Valorile amplitudinilor, vitezelor de deplasare ale masinii purtatoare si umiditatea solului corespunzatoare celor sase serii de incercari

sunt cuprinse in tabelul 3.3.0.

Tabelul 3.3.0

Set incercari	Amplitudinea, A, [mm]	Umiditatea gravimetrica, w, procentuala [%]	Viteza v ⁰ de deplasare a masinii purtatoare [m/s]
1	13,68	16	0,83
2	13,68	12	0,83
3	13,68	12	1,09
4	10,18	12	0,83
5	10,18	12	0,51
6	10,18	12	1,09

In urma unui numar de $4 \times 3 \times 6 = 192$ incercari efectuate in conditii de teren, dupa recoltarea cerealelor paioase rezultatele obtinute au fost concludente.

Concluzii importante privind influenta vibratiilor asupra rezistentei de lucru a solului, se pot desprinde din analiza variatiei fortei de tractiune medii F_m , calculata cu relatia (3.3.1) si a consumului de carburant "C", determinat prin masuratori directe, in functie de frecventa "f" de oscilatie a organului de lucru vibrator, pentru diferite regimuri de lucru ale agregatului. In aceste conditii determinarea functiilor analitice care exprima aceste variatii, reprezinta o problema de un interes deosebit, pentru analiza fenomenului studiat.

Procedeu cel mai indicat in cazul nostru, pentru aproximarea functiilor $F_m(f)$ si $C(f)$ il reprezinta folosirea metodei celor mai mici patrate, cu utilizarea unor polinoame de gradul trei, exprimate de relatiile (3.3.2):

$$F_m(f) = c_{F0} + c_{F1} \cdot f + c_{F2} \cdot f^2 + c_{F3} \cdot f^3 \quad (3.3.2)$$

$$C(f) = c_{C0} + c_{C1} \cdot f + c_{C2} \cdot f^2 + c_{C3} \cdot f^3$$

Coefficientii polinoamelor (3.3.2) se determina rezolvand cate un sistem de patru ecuatii, neomogen, cu patru necunoscute [D12]. Pentru calculul coeficientilor c_{F0} , c_{F1} , c_{F2} , c_{F3} s-a utilizat sistemul de ecuatii (3.3.3), conform [D12].

$$\left\{ \begin{aligned} c_{F_0}(n+1) + c_{F_1} \sum_{i=1}^n f_i + c_{F_2} \sum_{i=1}^n f_i^2 + c_{F_3} \sum_{i=1}^n f_i^3 &= \sum_{i=1}^n F_t(f_i) \\ c_{F_0} \sum_{i=1}^n f_i + c_{F_1} \sum_{i=1}^n f_i^2 + c_{F_2} \sum_{i=1}^n f_i^3 + c_{F_3} \sum_{i=1}^n f_i^4 &= \sum_{i=1}^n f_i \cdot F_t(f_i) \\ c_{F_0} \sum_{i=1}^n f_i^2 + c_{F_1} \sum_{i=1}^n f_i^3 + c_{F_2} \sum_{i=1}^n f_i^4 + c_{F_3} \sum_{i=1}^n f_i^5 &= \sum_{i=1}^n f_i^2 \cdot F_t(f_i) \\ c_{F_0} \sum_{i=1}^n f_i^3 + c_{F_1} \sum_{i=1}^n f_i^4 + c_{F_2} \sum_{i=1}^n f_i^5 + c_{F_3} \sum_{i=1}^n f_i^6 &= \sum_{i=1}^n f_i^3 \cdot F_t(f_i) \end{aligned} \right. \quad (3.3.3)$$

In mod similar pentru determinarea coeficientilor c_{C_0} , c_{C_1} , c_{C_2} , si c_{C_3} s-a utilizat sistemul de ecuatii (3.3.4):

$$\left\{ \begin{aligned} c_{C_0}(n+1) + c_{C_1} \sum_{i=1}^n f_i + c_{C_2} \sum_{i=1}^n f_i^2 + c_{C_3} \sum_{i=1}^n f_i^3 &= \sum_{i=1}^n C(f_i) \\ c_{C_0} \sum_{i=1}^n f_i + c_{C_1} \sum_{i=1}^n f_i^2 + c_{C_2} \sum_{i=1}^n f_i^3 + c_{C_3} \sum_{i=1}^n f_i^4 &= \sum_{i=1}^n f_i \cdot C(f_i) \\ c_{C_0} \sum_{i=1}^n f_i^2 + c_{C_1} \sum_{i=1}^n f_i^3 + c_{C_2} \sum_{i=1}^n f_i^4 + c_{C_3} \sum_{i=1}^n f_i^5 &= \sum_{i=1}^n f_i^2 \cdot C(f_i) \\ c_{C_0} \sum_{i=1}^n f_i^3 + c_{C_1} \sum_{i=1}^n f_i^4 + c_{C_2} \sum_{i=1}^n f_i^5 + c_{C_3} \sum_{i=1}^n f_i^6 &= \sum_{i=1}^n f_i^3 \cdot C(f_i) \end{aligned} \right. \quad (3.3.4)$$

unde:

n reprezinta numarul de incercari experimentale efectuate pentru determinarea unei curbe de variatie $F_m(f)$, respectiv $C(f)$;

f_i - reprezinta valoarea frecventei de oscilatie a sculei vibratoare pentru incercarea "i";

$F_m(f_i)$ - forta medie de tractiune determinata pentru regimul de lucru cu frecventa de oscilatie " f_i " a sculei vibratoare;

$C(f_i)$ - consumul de carburant determinat pentru incercarea "i".

Pentru rezolvarea sistemelor de ecuatii de forma (3.3.3) si (3.3.4), s-a utilizat un program automat de calcul a carui schema logica este prezentata in fig.3.3.1 si 3.3.2.

Valorile coeficientilor polinoamelor (3.3.3), (3.3.4) pentru cele sase seturi de incercari efectuate, conform tabelului 3.3.0, calculate in conformitate cu cele prezentate anterior sunt cuprinse in tabelele 3.3.1 si 3.3.2.

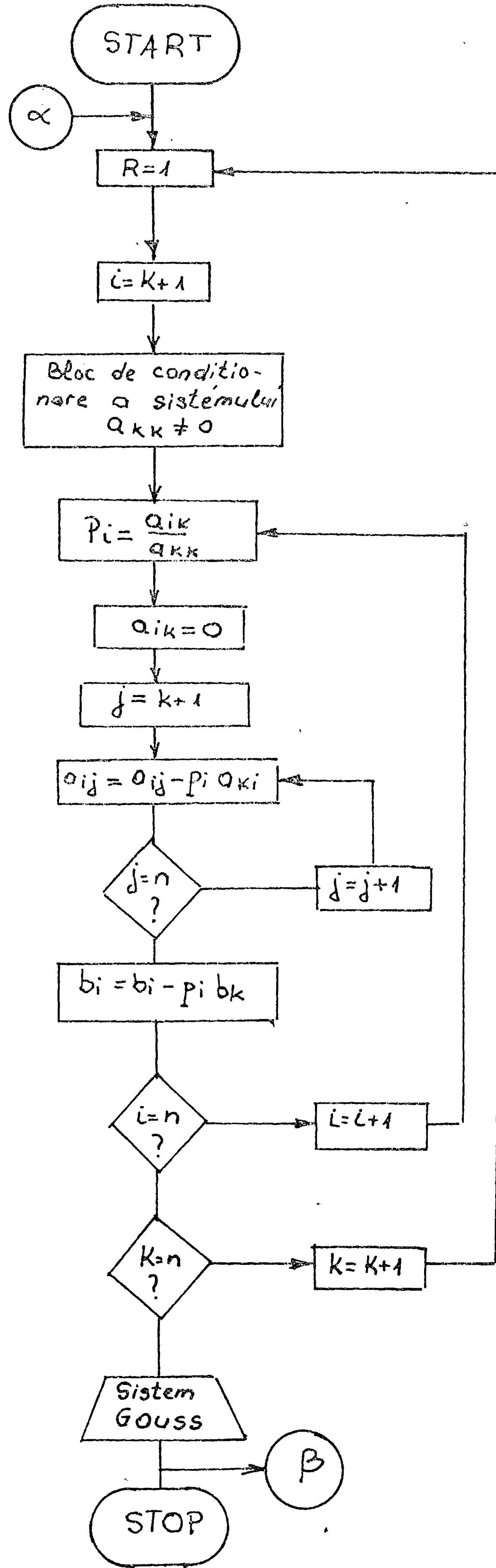
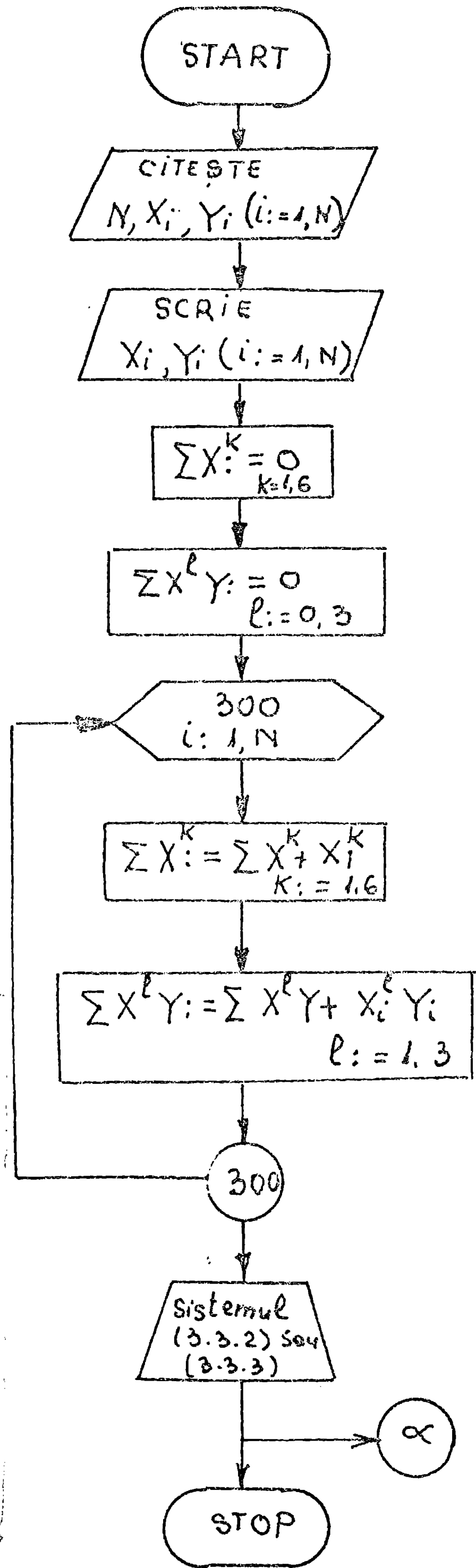


Fig.3.3.1.

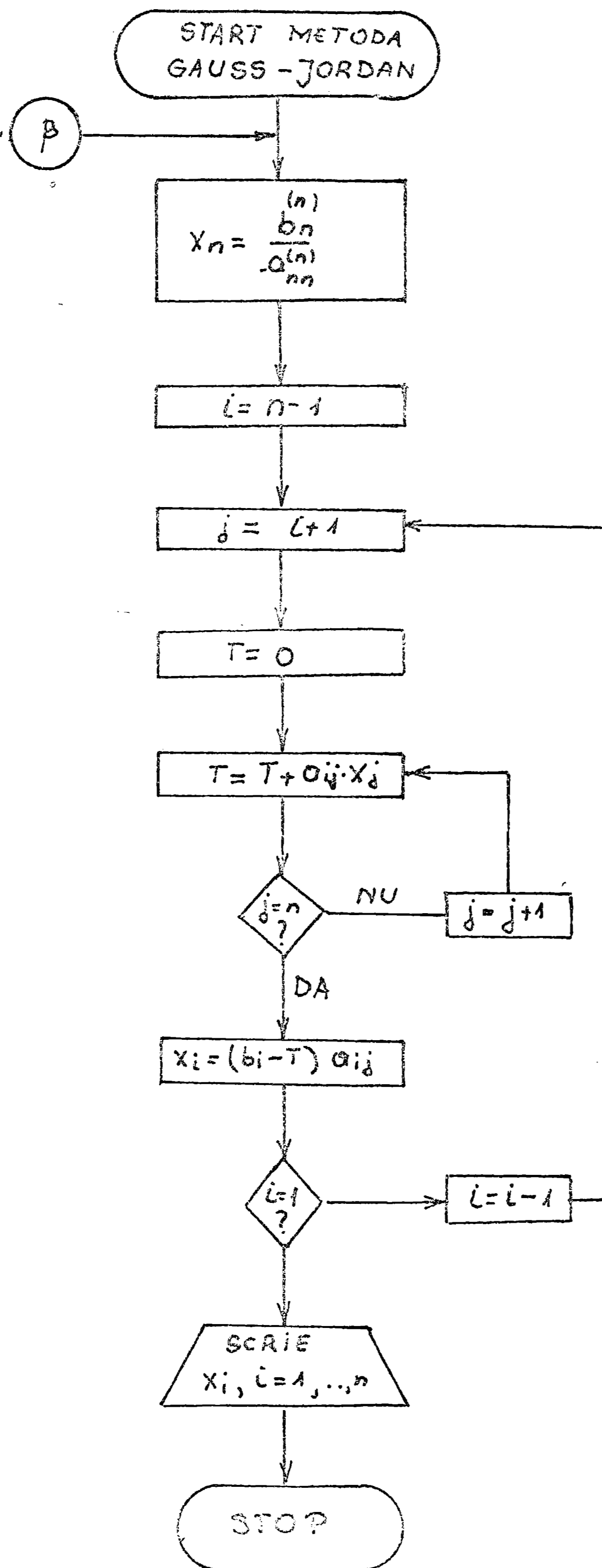


Fig.3.3.2.

coeficienti forta

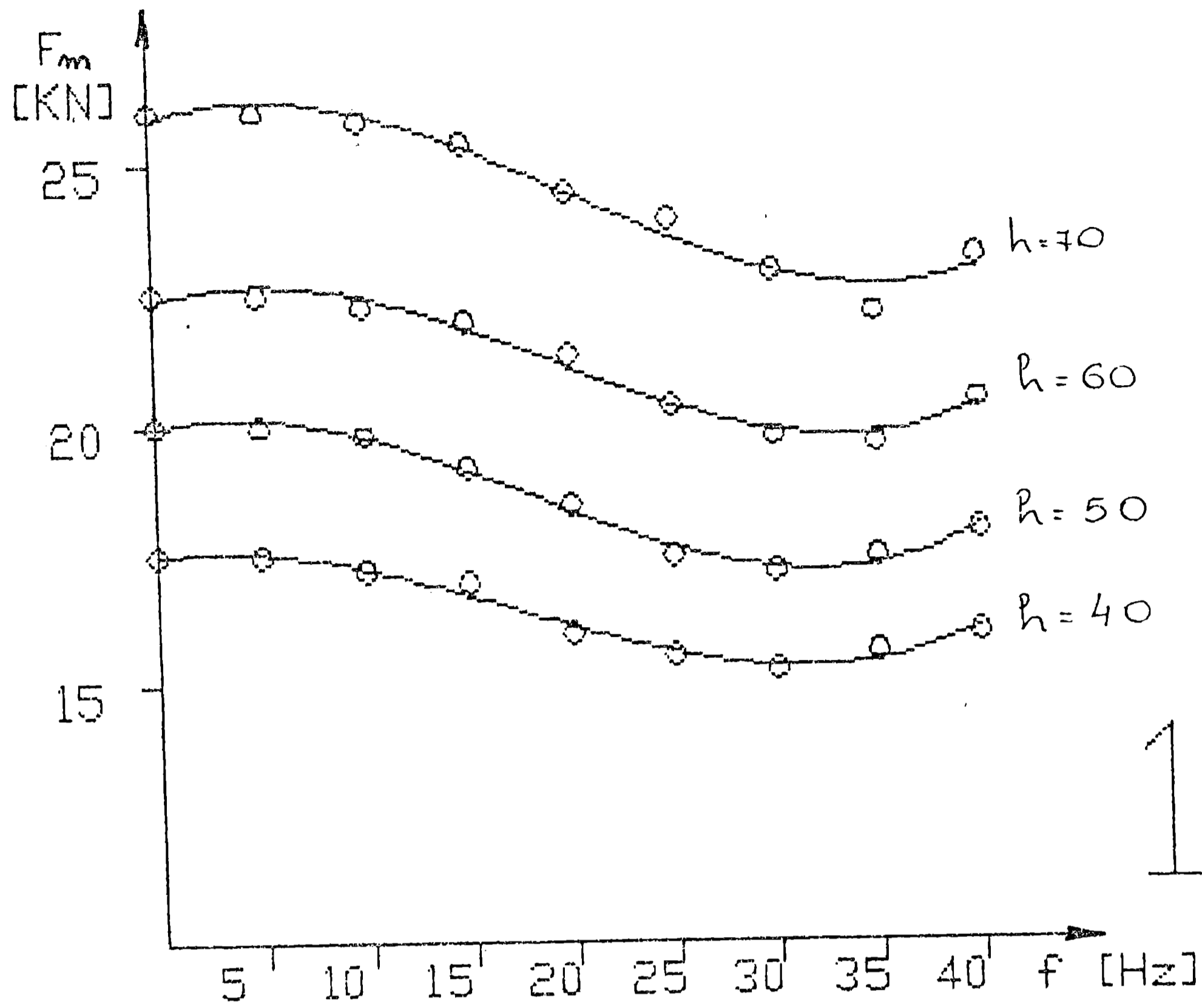
Tabelul 3.3.1

Set încercări		11	21	31
Valoare coeficienti	CF0	17.48582	14.24999	12.73134
	CF1	.0581212	-.1153564	-.1513197
	CF2	-.0101105	-.9.180531E-04	8.946538E-03
	CF3	1.946262E-04	1.070758E-04	-1.043759E-04
Set încercări		12	22	32
Valoare coeficienti	CF0	19.95045	16.16364	15.19392
	CF1	9.721303E-02	2.917528E-03	-6.632552E-02
	CF2	-1.401258E-02	-9.220451E-03	7.570907E-04
	CF3	2.599491E-04	2.242371E-04	3.637117E-05
Set încercări		13	23	33
Valoare coeficienti	CF0	22.3616	18.94441	18.07273
	CF1	.1340737	.1731846	-8.562565E-03
	CF2	-1.495859E-02	-2.436475E-02	-2.90896E-03
	CF3	2.59266E-04	4.730693E-04	7.575518E-05
Set încercări		14	24	34
Valoare coeficienti	CF0	25.85453	22.90955	21.93936
	CF1	.1371913	.1793904	4.606104E-02
	CF2	-1.537694E-02	-1.913565E-02	-7.151137E-03
	CF3	2.545509E-04	3.346952E-04	1.458068E-04
Set încercări		41	51	61
Valoare coeficienti	CF0	13.75148	12.80605	12.58886
	CF1	-.1413057	-.1915042	-3.692698E-02
	CF2	-1.323178E-03	4.432641E-03	1.474154E-03
	CF3	1.050613E-04	-1.413713E-05	-5.377922E-05
Set încercări		42	52	62
Valoare coeficienti	CF0	15.45654	15.44492	15.4
	CF1	-3.671646E-05	-6.589413E-02	1.313567E-02
	CF2	-1.172604E-02	-6.873719E-03	-3.243721E-03
	CF3	2.740768E-04	1.693708E-04	8.181459E-05
Set încercări		43	53	63
Valoare coeficienti	CF0	13.97779	13.16763	13.37121
	CF1	.149534	.1203012	1.416829E-02
	CF2	-1.962151E-02	-.018208	-2.393648E-03
	CF3	3.669959E-04	3.330109E-04	5.656038E-05
Set încercări		44	54	64
Valoare coeficienti	CF0	22.82421	22.40904	22.50806
	CF1	.1776314	5.509067E-02	-5.466461E-03
	CF2	-.0195549	-1.185398E-02	-1.900375E-03
	CF3	3.212246E-04	2.040588E-04	5.347654E-05

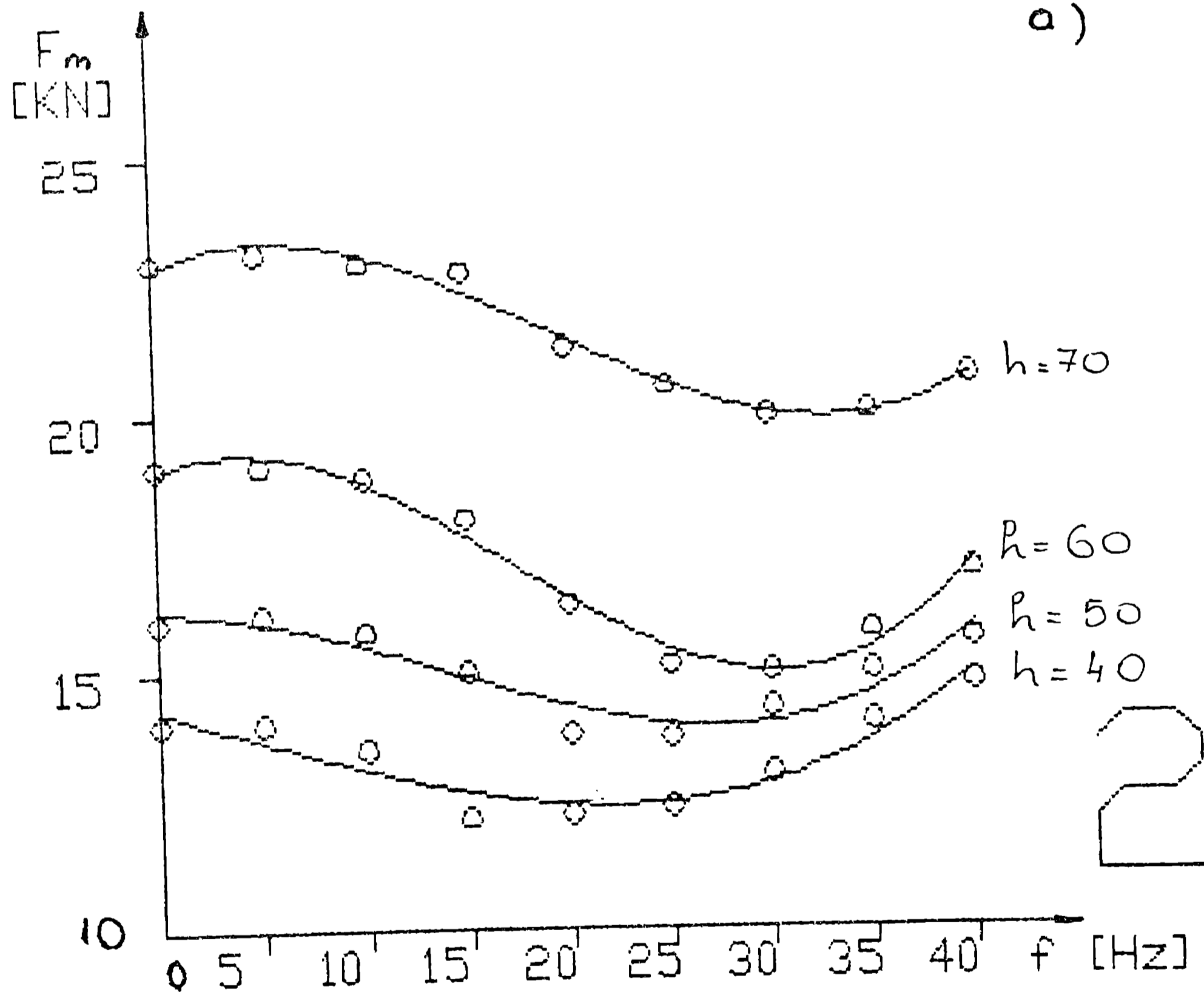
coeficienti consum

Tabelul 3.3.2

Set încercări		11	21	31
Valoare coeficienti	Cc0	6.480179	5.432519	4.455551
	Cc1	.1697369	6.897503E-02	2.287757E-02
	Cc2	-1.212792E-02	-7.30719E-03	-2.795883E-03
	Cc3	1.938774E-04	1.376449E-04	6.229058E-05
Set încercări		12	22	32
Valoare coeficienti	Cc0	7.061613	6.303127	5.424426
	Cc1	.3204263	4.761624E-02	.0467211
	Cc2	-2.237149E-02	-6.978061E-03	-4.712753E-03
	Cc3	3.602677E-04	1.406731E-04	9.811978E-05
Set încercări		13	23	33
Valoare coeficienti	Cc0	8.22647	7.098976	6.634943
	Cc1	.1302651	5.567837E-02	3.580487E-02
	Cc2	-1.023246E-02	-7.838685E-03	-4.332725E-03
	Cc3	1.570343E-04	1.528667E-04	9.017007E-05
Set încercări		14	24	34
Valoare coeficienti	Cc0	9.675733	8.770401	8.654824
	Cc1	8.801007E-02	.1540608	6.883025E-02
	Cc2	-8.307882E-03	-1.245595E-02	-6.740712E-03
	Cc3	1.293013E-04	1.978443E-04	1.321282E-04
Set încercări		41	51	61
Valoare coeficienti	Cc0	4.985346	4.451007	4.30555
	Cc1	-7.037282E-03	7.698715E-03	9.766126E-02
	Cc2	-3.078766E-03	-4.043028E-03	-3.646534E-03
	Cc3	8.518703E-05	1.055222E-04	5.319959E-05
Set încercări		42	52	62
Valoare coeficienti	Cc0	5.852108	5.406971	5.396353
	Cc1	-1.632667E-02	1.133073E-02	9.259833E-02
	Cc2	-1.690704E-03	-4.44303E-03	-3.895909E-03
	Cc3	4.828626E-05	1.090905E-04	6.323599E-05
Set încercări		43	53	63
Valoare coeficienti	Cc0	6.746871	6.580805	6.464351
	Cc1	4.471278E-02	.0682224	.1090029
	Cc2	-6.513149E-03	-9.246156E-03	-4.73579E-03
	Cc3	1.249809E-04	1.857909E-04	6.693142E-05
Set încercări		44	54	64
Valoare coeficienti	Cc0	8.720596	8.624224	8.500068
	Cc1	7.813358E-02	1.428831E-02	9.617937E-02
	Cc2	-9.069808E-03	-6.043665E-03	-4.360028E-03
	Cc3	1.723249E-04	1.292887E-04	6.755098E-05



a)



b)

Fig.3.3.3.- Variatia $F_m(f)$ pentru amplitudinea oscilatiilor de 13,68 mm; viteza de deplasare v_0 a agregatului de 0,83 m/s; umiditatea gravimetrica a solului de : a) 16%, b) 12%.

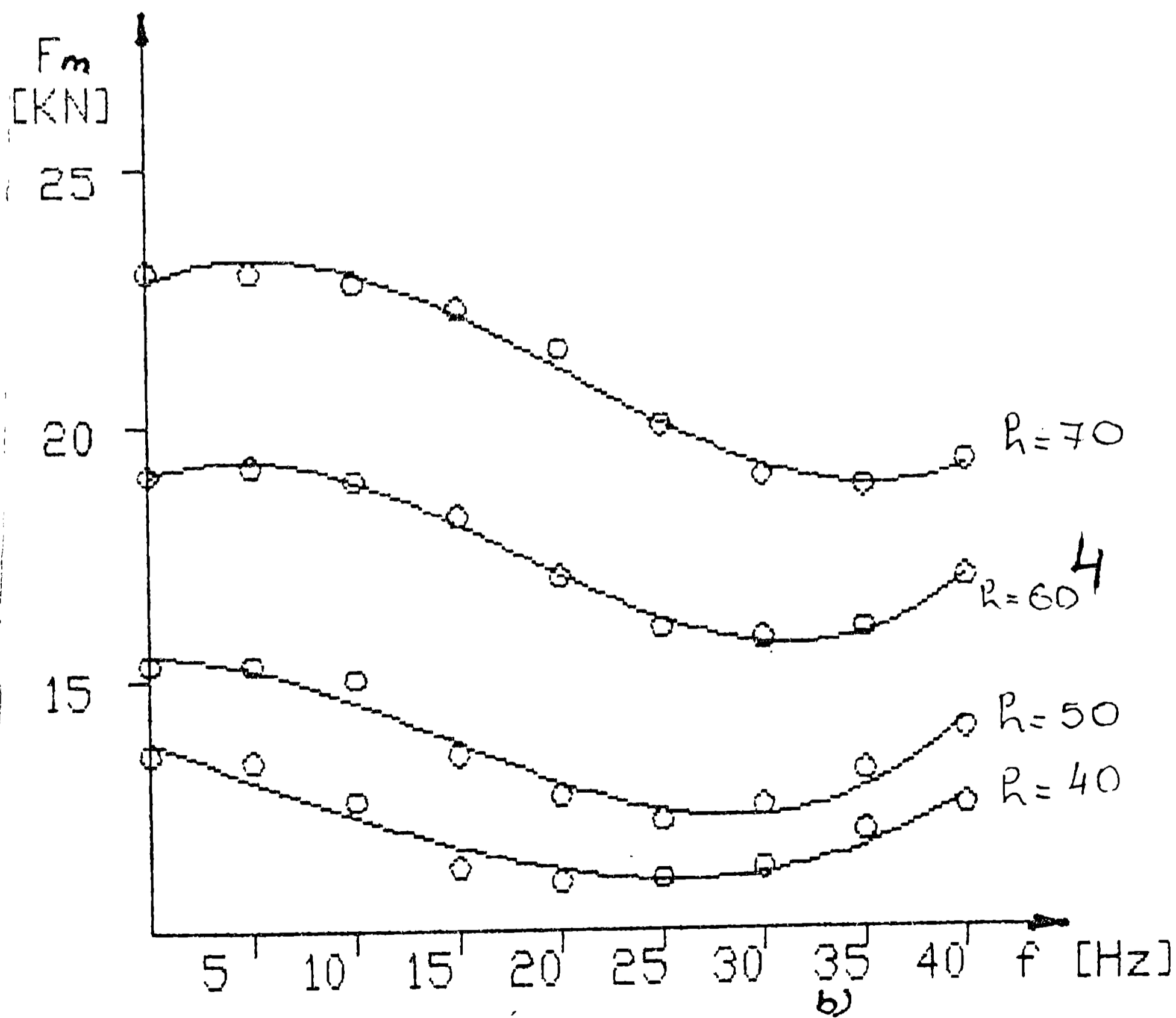
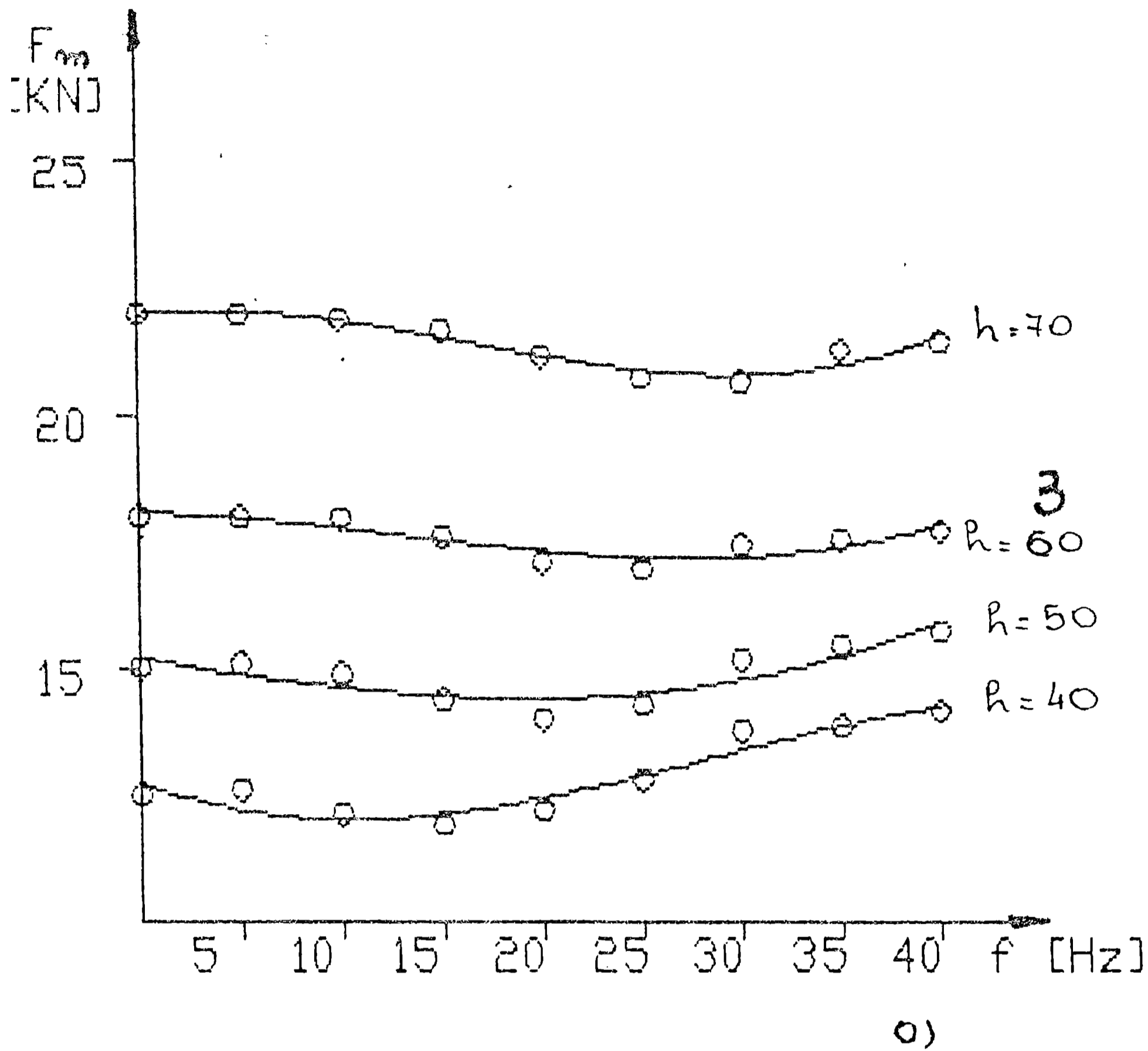


Fig.3.3.4.- Variatia F_m (kN) pentru umiditatea gravimetrica de 12%; amplitudinea oscilatiilor: a) 13,68 mm, b) 10,18 mm; viteza de deplasare v_0 a agregatului: a) 1,09 m/s, b) 0,83 m/s.

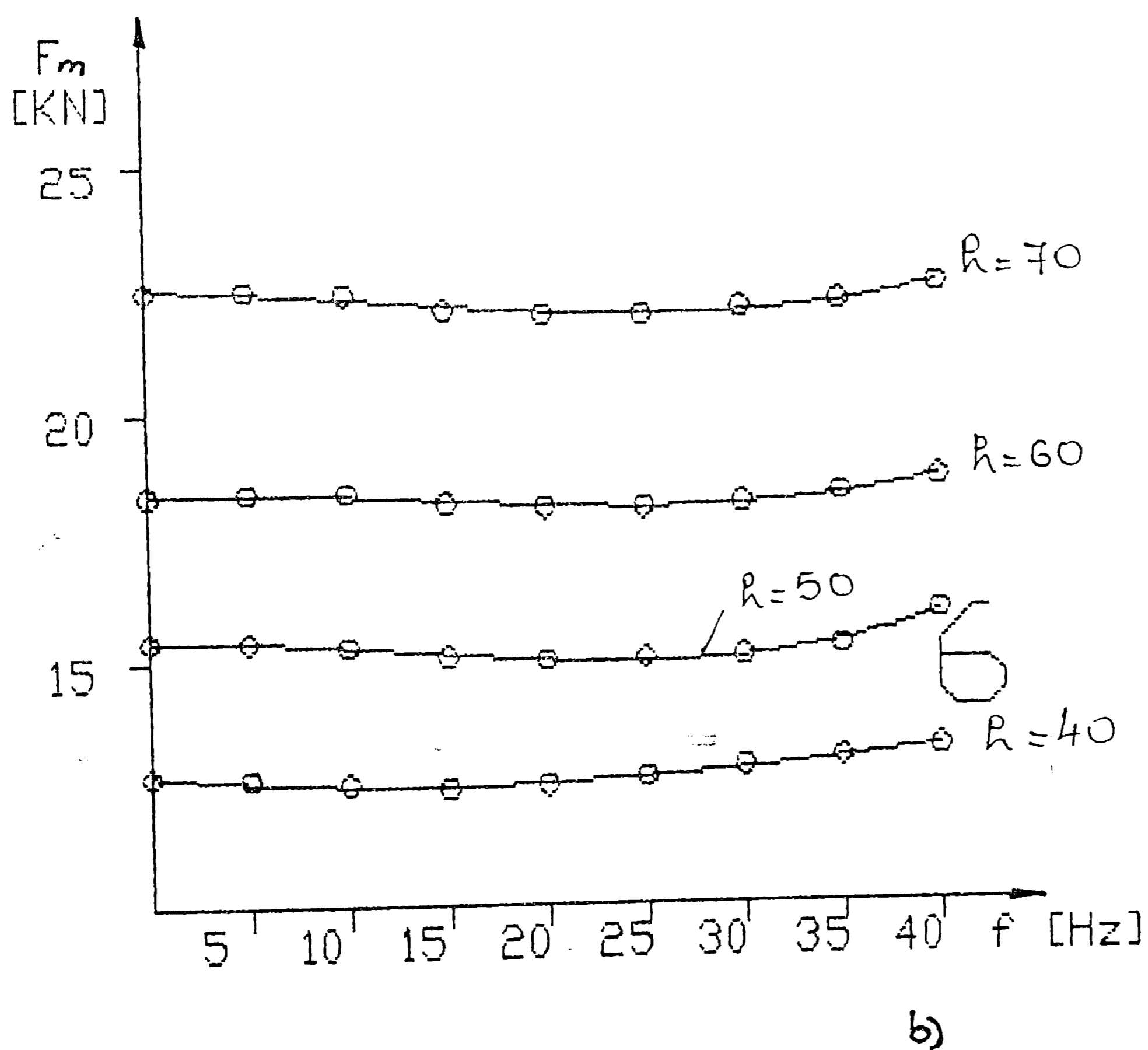
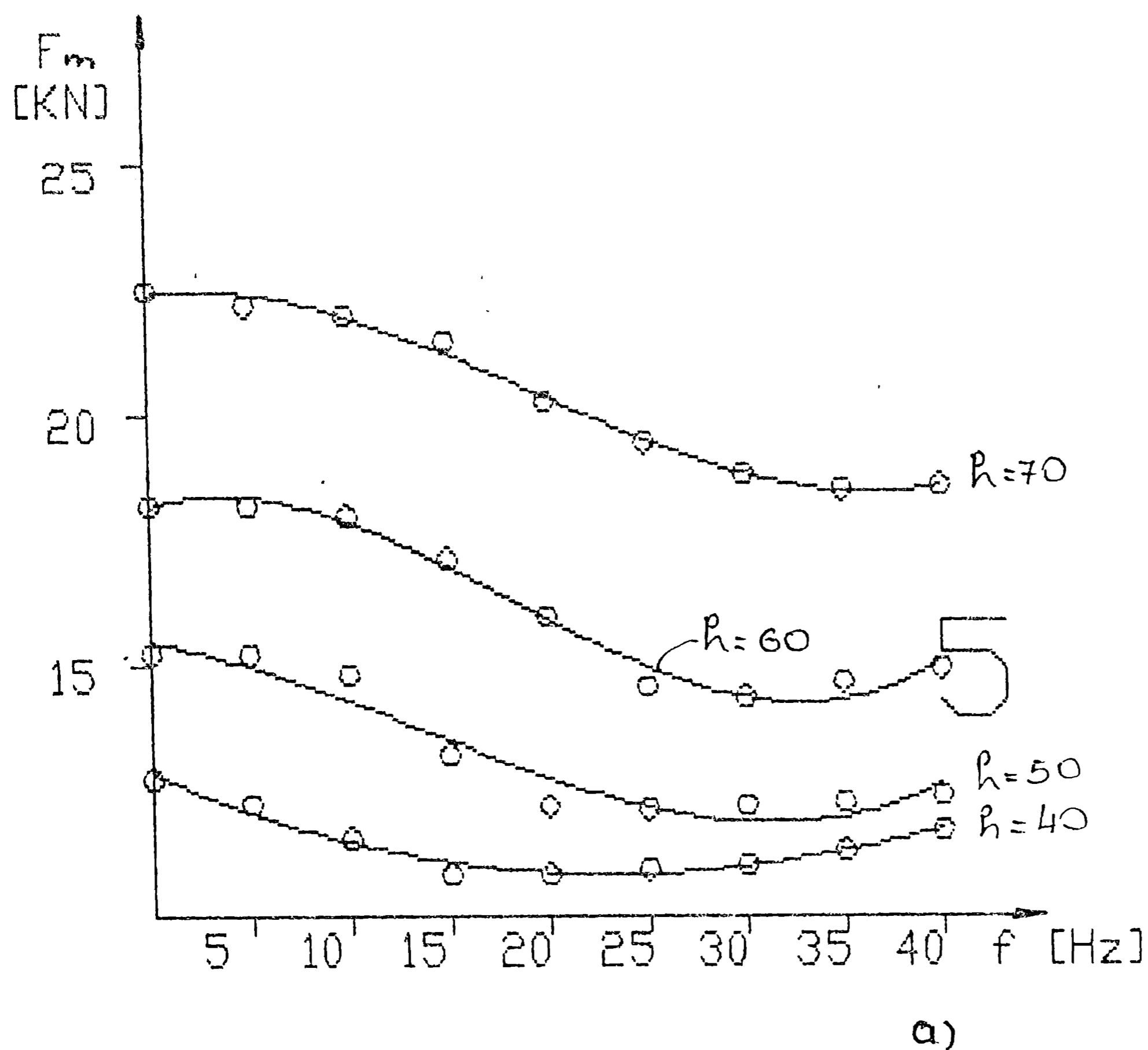
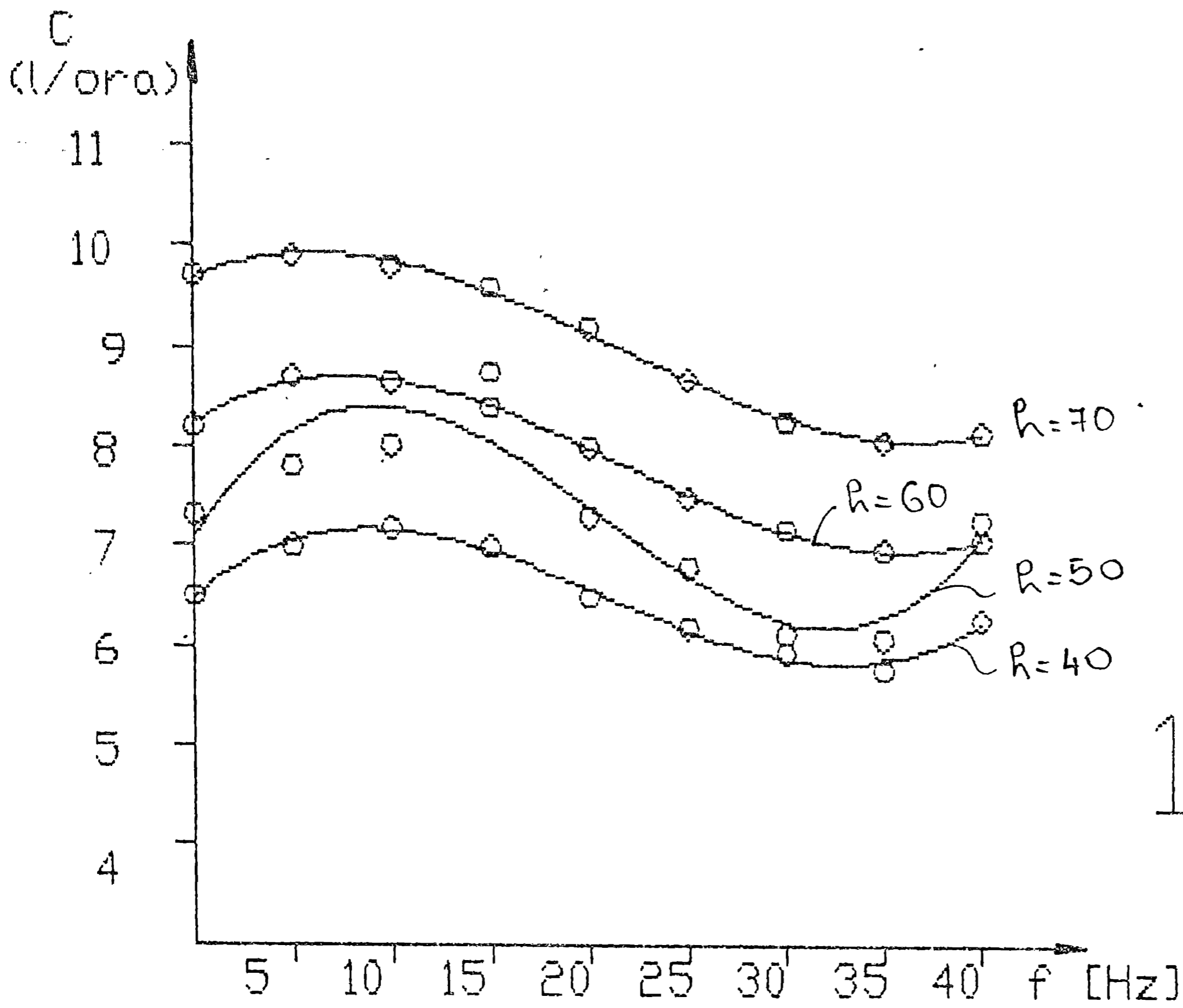
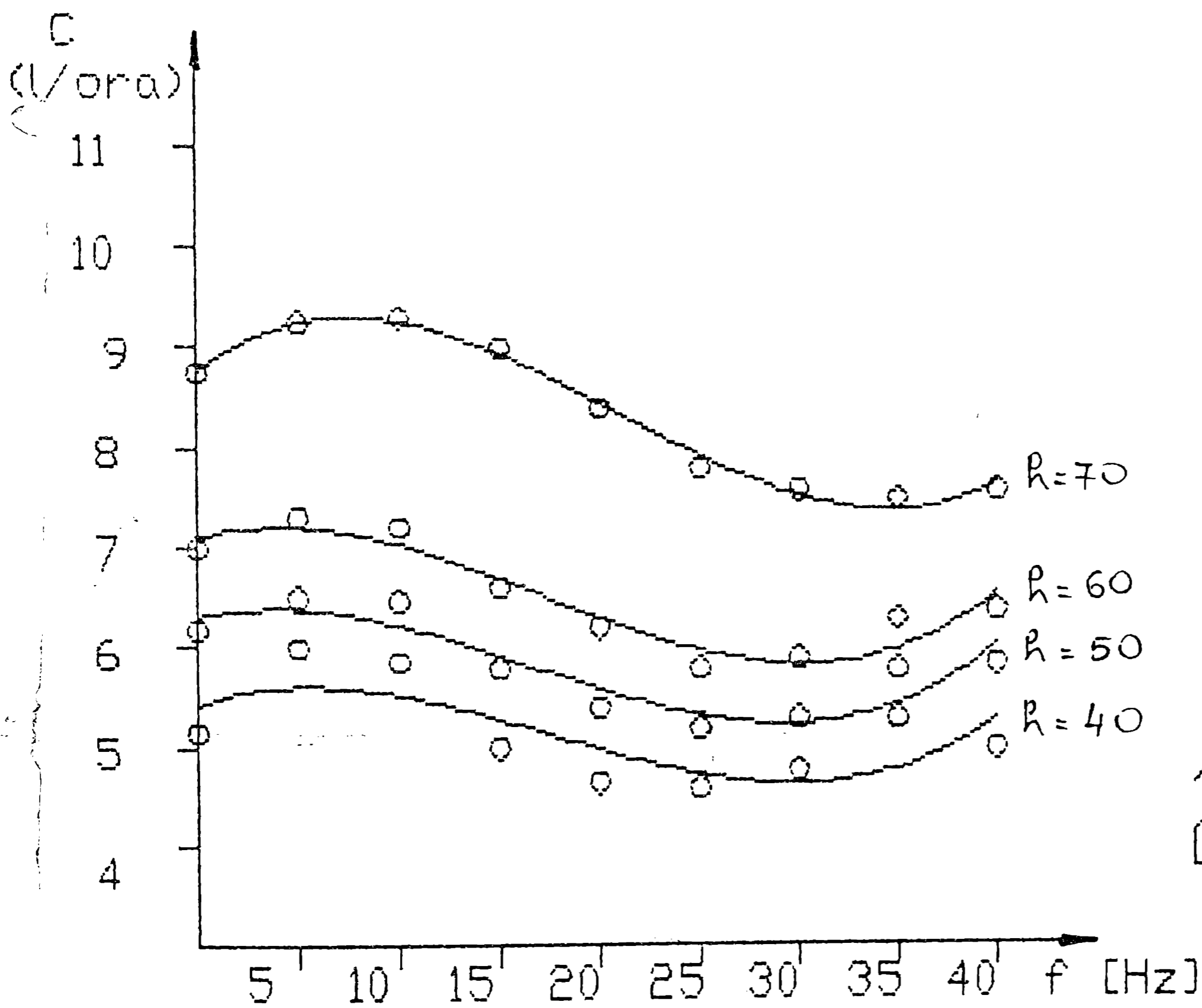


Fig.3.3.5.- Variatia $F_m(f)$ pentru umiditatea gravimetrica a solului de 12%; amplitudinea oscilatiilor de 10,18 mm; viteza de deplasare v_0 a agregatului de: a) 0,51 m/s, b) 1,09 m/s.



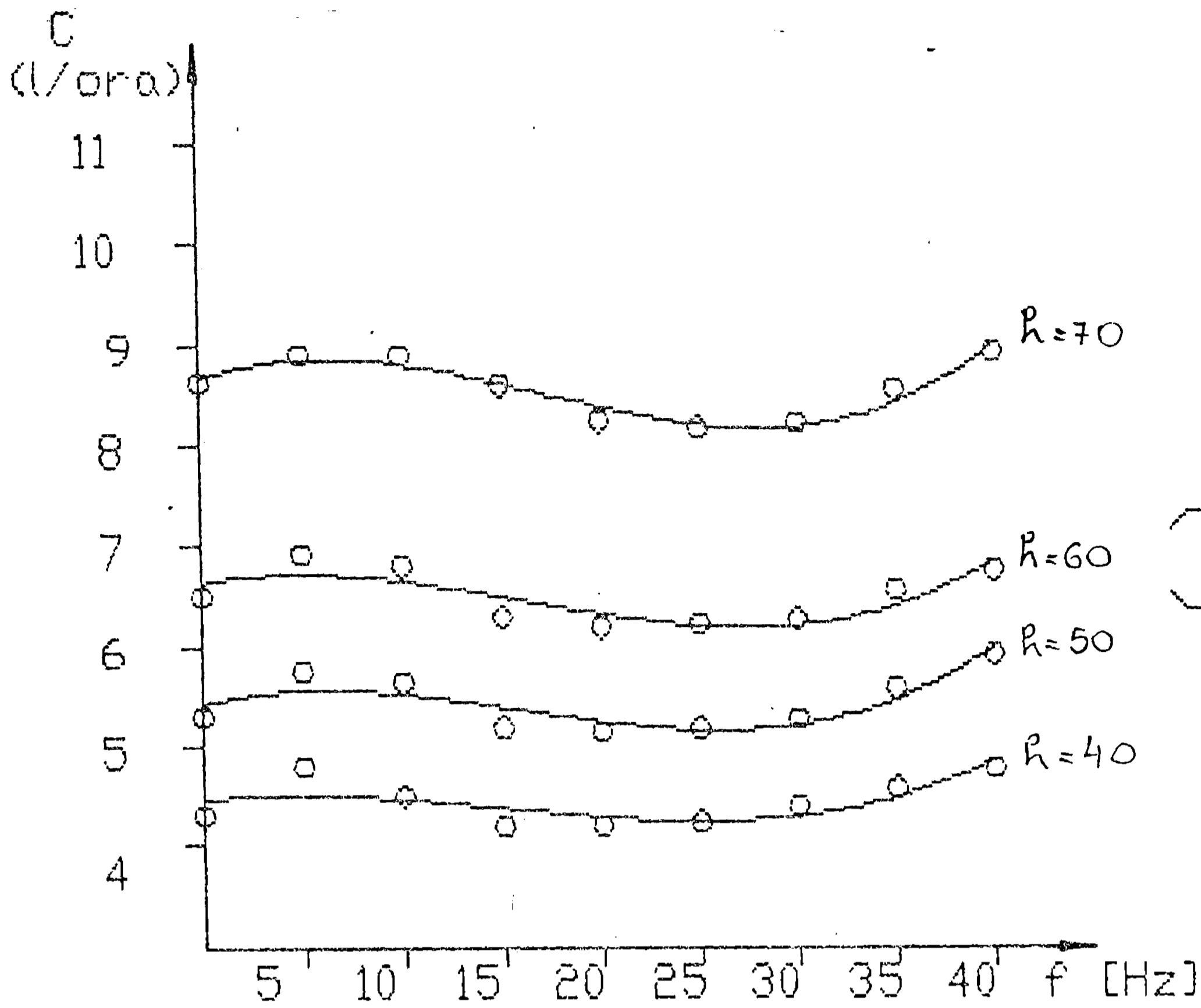
a)



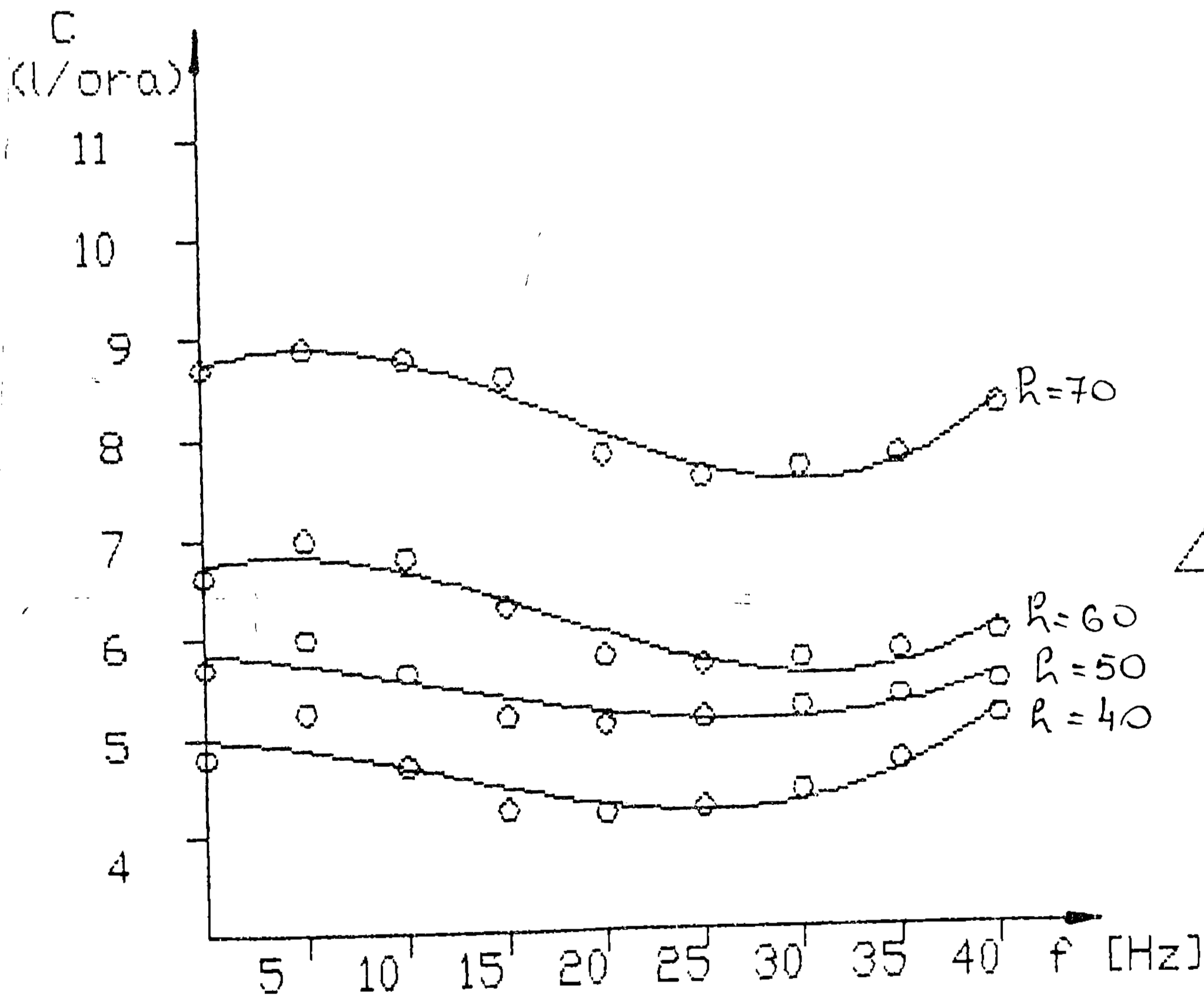
2

b)

Fig.3.3.6.- Variatia consumului de carburant $C(f)$ pentru amplitudinea oscilatiilor de 13,68 mm; viteza de deplasare v_0 a agregatului de 0,83 m/s; umiditatea gravimetrica a solului de: a) 16%, b) 12%.

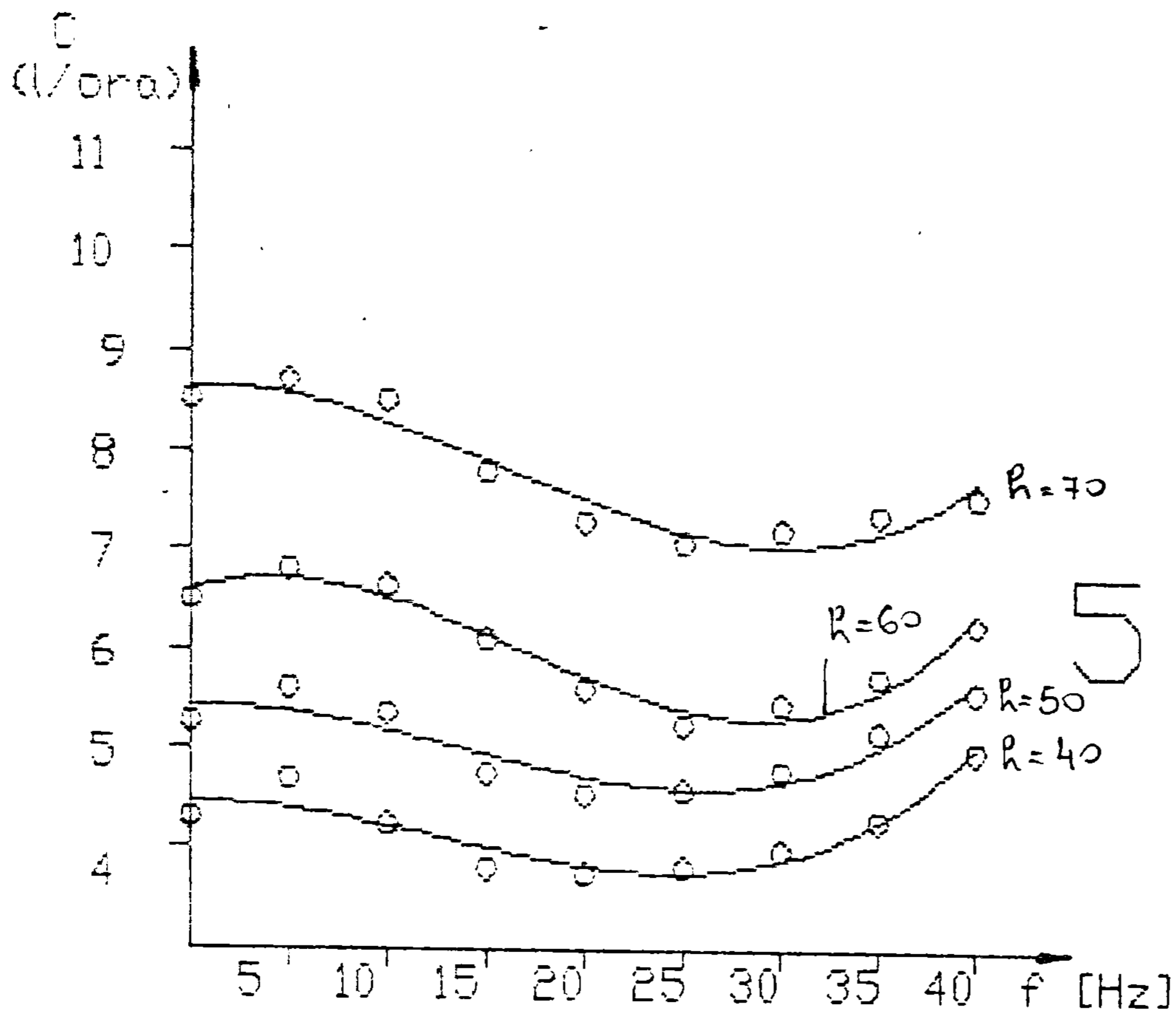


a)

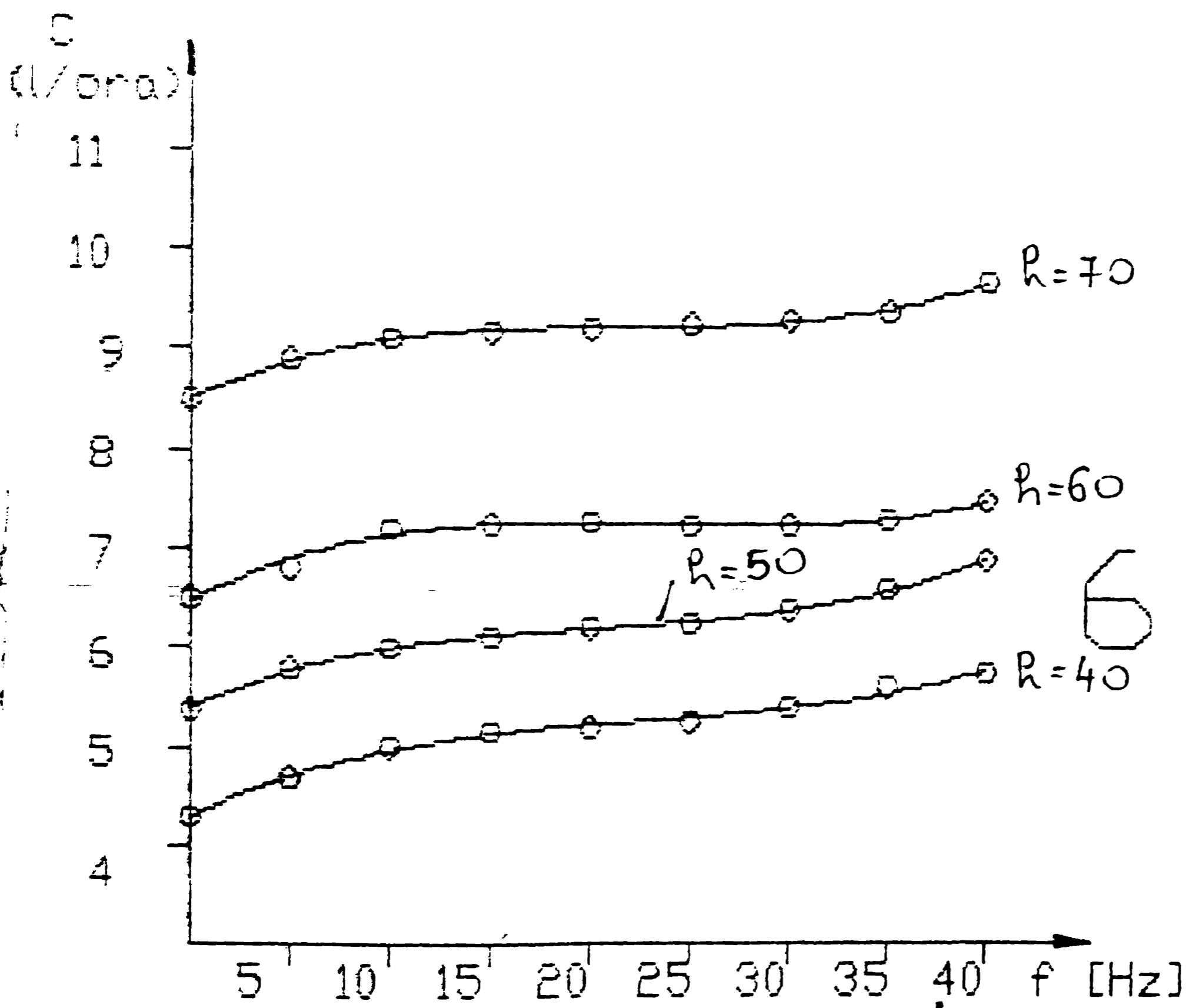


b)

Fig.3.3.7.- Variatia consumului de carburant $C(f)$ pentru umiditatea gravimetrica a solului de 12%; amplitudinea oscilatiilor: a) 13,68 mm, b) 10,18 mm; viteza de deplasare v_0 a agregatului: a) 1,09 m/s, b) 0,83 m/s.



a)



b)

Fig.3.3.8.- Variația consumului de carburant $C(f)$ pentru umiditatea gravimetrică de 12% ; amplitudinea oscilațiilor de $10,18$ mm; viteza de deplasare v_0 a agregatului de: a) $0,51$ m/s, b) $1,09$ m/s.

Reprezentările grafice ale variației forței de tracțiune și consumului de carburant, în funcție de frecvență ($F_m(f)$ și $C(f)$) pentru regimurile de lucru ale agregatului de searificare, pe baza coeficienților calculați anterior, sunt prezentate în figurile 3.3.3, 3.3.4, 3.3.5, respectiv în figurile 3.3.6, 3.3.7 și 3.3.8.

Din analiza curbelor de variație $F_m(t)$ și $C(f)$ prezentate în figurile 3.3.3 la 3.3.8, se remarcă existența unor puncte de extrem, deosebit de importante pentru procesul tehnologic de lucru. Regimurile de lucru pentru care consumul de carburant C , sau forța de tracțiune F_t înregistrează valori minime, reprezintă regimuri de lucru optime. Frecvențele pentru care se înregistrează regimurile optime se modifică în funcție de caracteristicile fizico-chimice ale solului și parametrii de lucru ai agregatului.

În tabelele 3.3.3 și 3.3.4 se prezintă valorile frecvențelor pentru care forța de tracțiune și consumul de carburant înregistrează valori minime pentru fiecare din cele șase seturi de încercări efectuate.

Tabelul 3.3.3.- Valorile frecvențelor pentru care forța de tracțiune înregistrează valori minime.

Set încercări Adâncimea de lucru [cm]	frecvență [Hz]					
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
40	27,5	16	15	23	16	17,5
50	30	20	20	26	21	25
60	32,5	27,5	26	31	27,5	26
70	35	32,5	30	35	36	27

Având în vedere dificultățile deosebite legate de efectuarea încercărilor necesare pentru trasarea curbelor de variație $F_m(f)$ și $C(f)$, încercările s-au limitat la patru trepte distincte ale adâncimii de lucru, pentru toate seturile de încercări (cuprinse între limitele 40...70 cm).

În aceste condiții, estimarea frecvențelor de lucru, pentru care forța de tracțiune sau consumul de carburant înregistrează valori minime, pentru adâncimi de lucru diferite de cele pentru care s-au efectuat determinări experimentale, reprezintă

Tabelul 3.3.4. - Valorile frecventelor pentru care consumul de carburant inregistreaza valori minime.

Set incercari Adancimea de lucru [cm]	frecventa [Hz]					
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
40	33	20	17,5	20	16	-
50	35,6	24	18,5	21	20,5	-
60	37	26	22,5	24	22,5	-
70	37,2	32,5	25	26,4	26	-

o problema deosebit de importanta in exploatarea rationala a agregatului. In acest sens s-a reprezentat in figurile 3.3.9 si 3.3.10 dependenta dintre adancimea de lucru si frecventa de oscilatie (pentru realizarea unor regimuri), in care forta de tractiune, respectiv consumul de carburant, au valori minime, in concordanta cu datele cuprinse in tabelele 3.3.3 si 3.3.4.

Rezultatele experimentale obtinute la trasarea curbelor de variatie $F_m(f)$ si $C(f)$, prin metoda celor mai mici patrate, prezentate in figurile 3.3.3 la 3.3.8, au fost generalizate pentru trepte intermediare ale adancimii de lucru, utilizand un program de calcul al coeficientilor de interpolare, prezentat in anexa 2.

Curbele de variatie ale fortei medii de tractiune in functie de frecventa, pentru cate trei valori intermediare ale adancimii de lucru intre cele patru valori pentru care s-au efectuat incercarile experimentale, sunt prezentate in figurile 3.3.11 la 3.3.13. Valorile intermediare de calcul ale adancimii de lucru s-au obtinut prin impartirea in patru intervale egale, a adancimii intre doua valori succesive, pentru care s-au efectuat determinari experimentale.

In mod analog, in figurile 3.3.14 la 3.3.16, s-au reprezentat curbele de variatie ale consumului de carburant in functie de frecventa $C(f)$ obtinute in acelasi mod.

Aceste curbe sunt utile in stabilirea parametrilor optimi de lucru in procesul tehnologic de scarificare adanca cu antrenare vibratorie a organelor active,

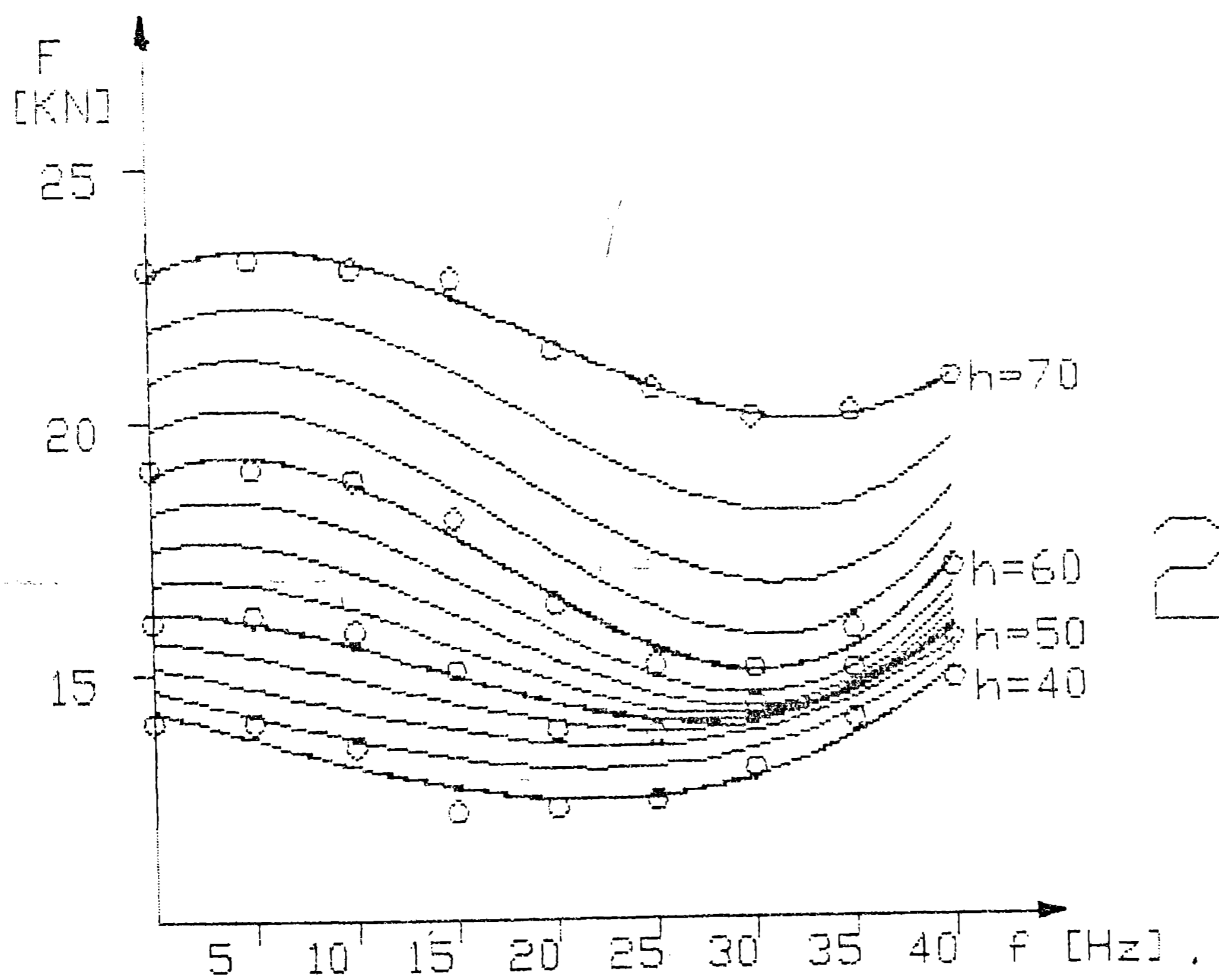
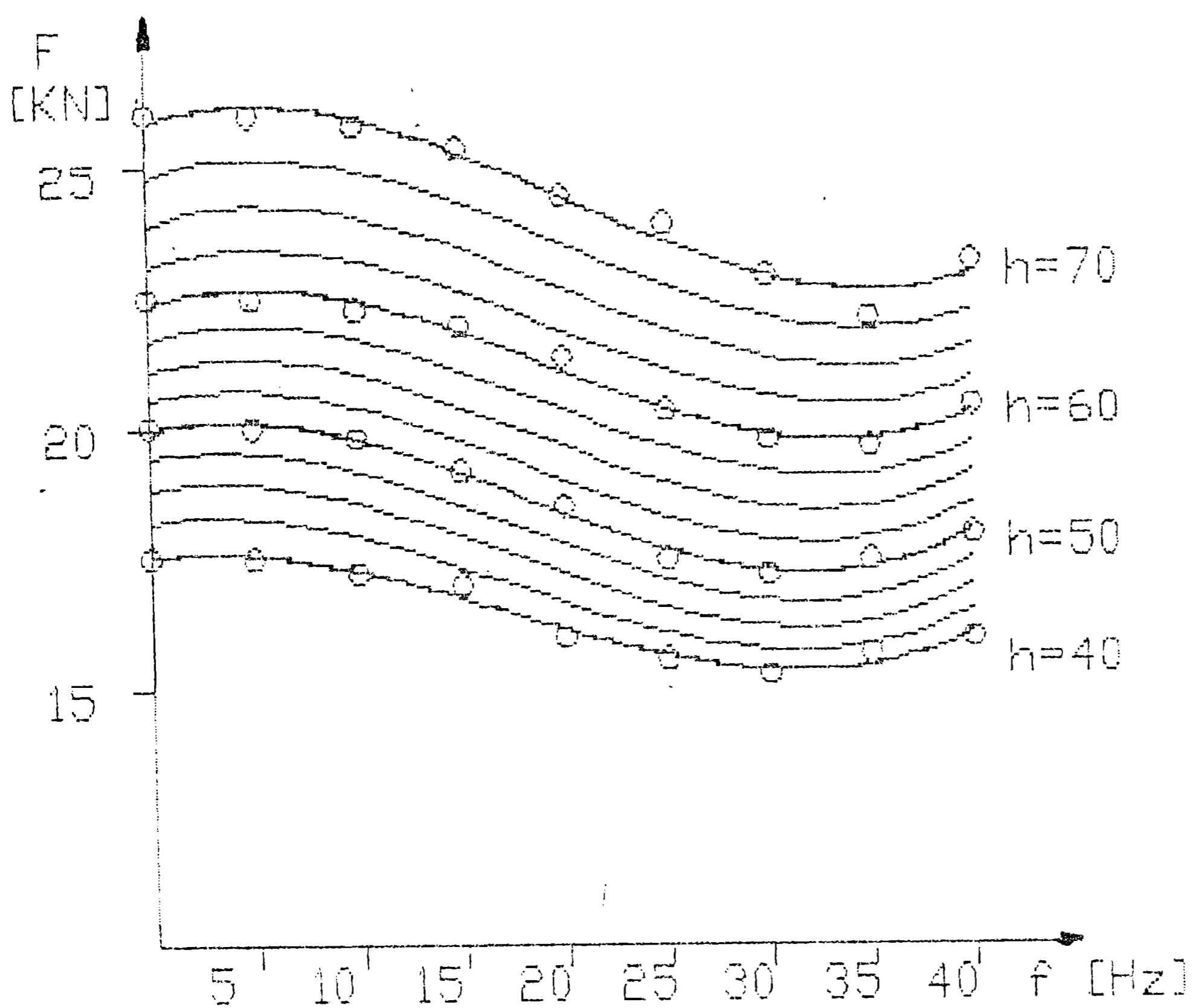
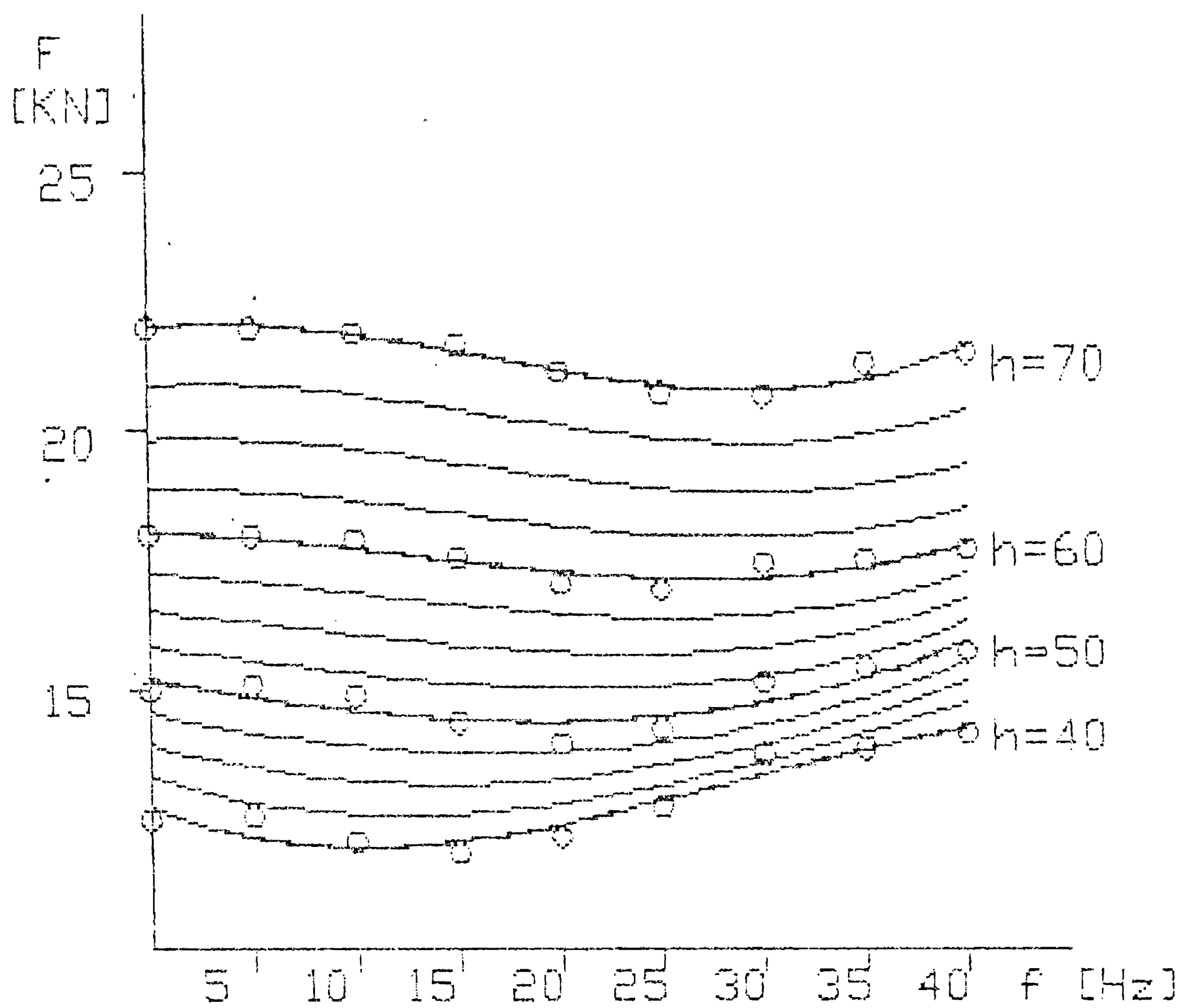
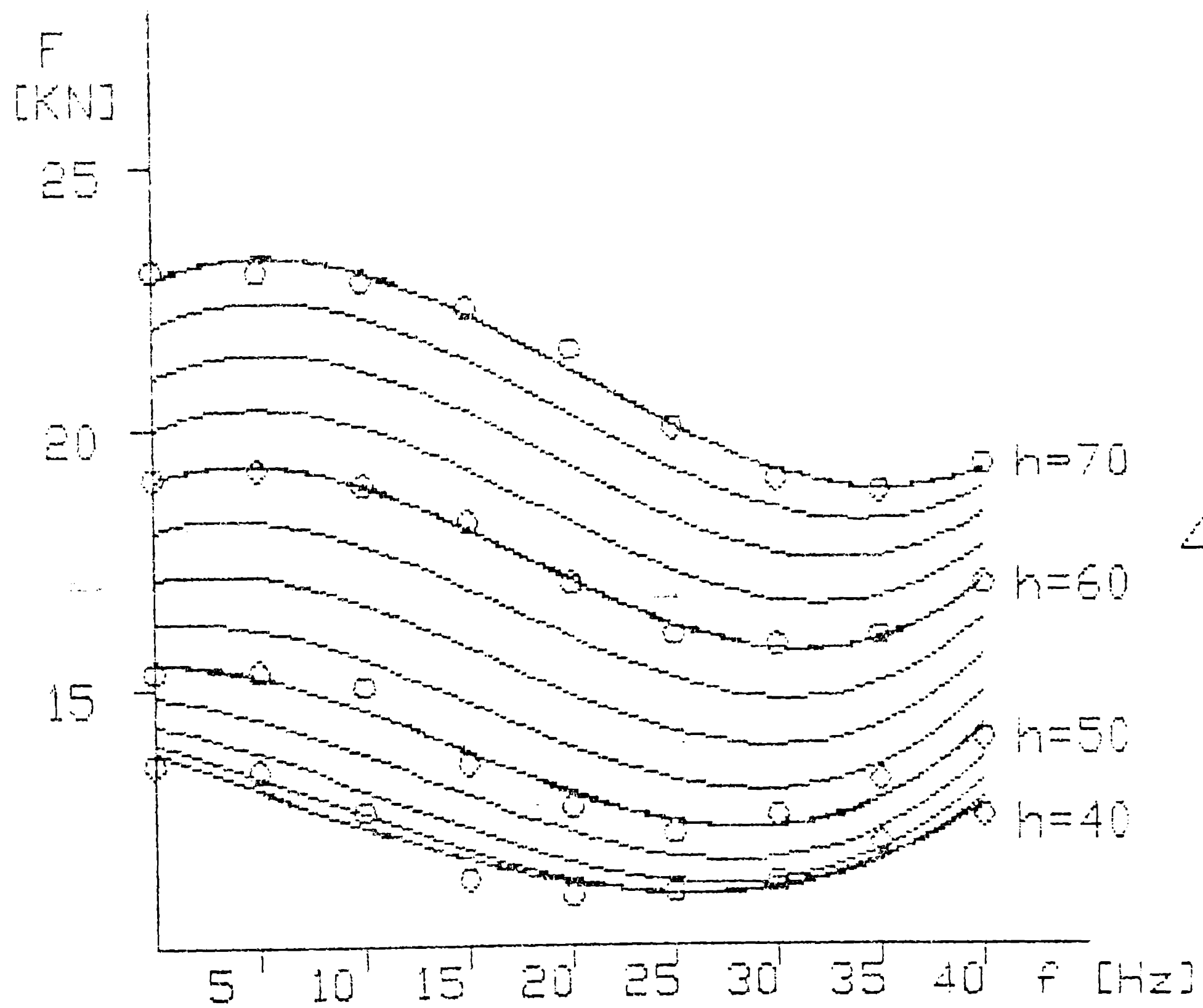


Fig.3.3.11.-- Curbele de variatie $F(f)$ pentru $A = 13,68$ mm, $v_0 = 0,83$ m/s, a) $w = 16\%$, b) 12% .



3



4

Fig.3.3.12.- Curbele de variatie $F_m(f)$ pentru $w = 12\%$; a) $A = 13,68$ mm; $v_o = 1,09$ m/s; b) $A = 10,18$ mm; $v_o = 0,83$ m/s.

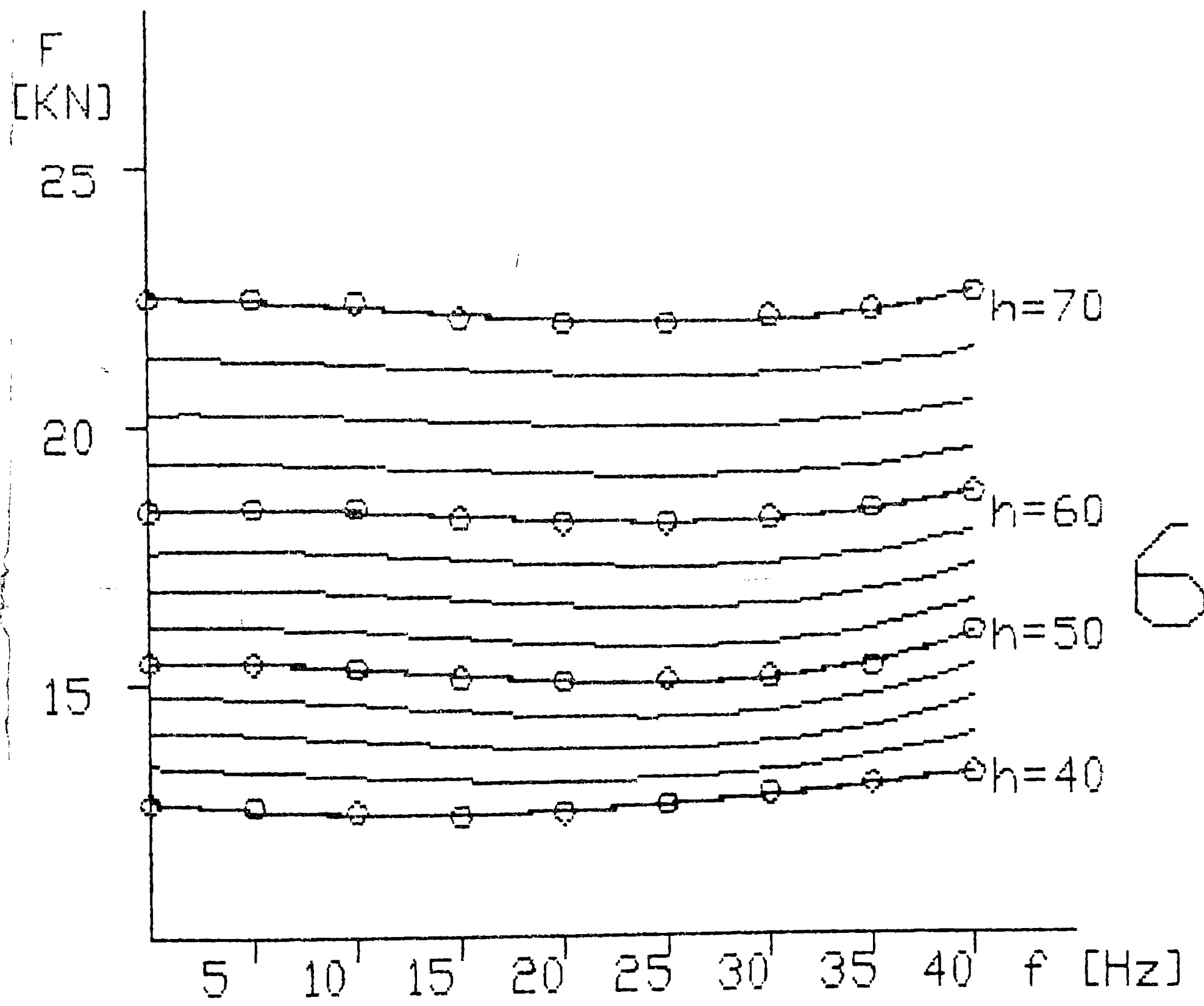
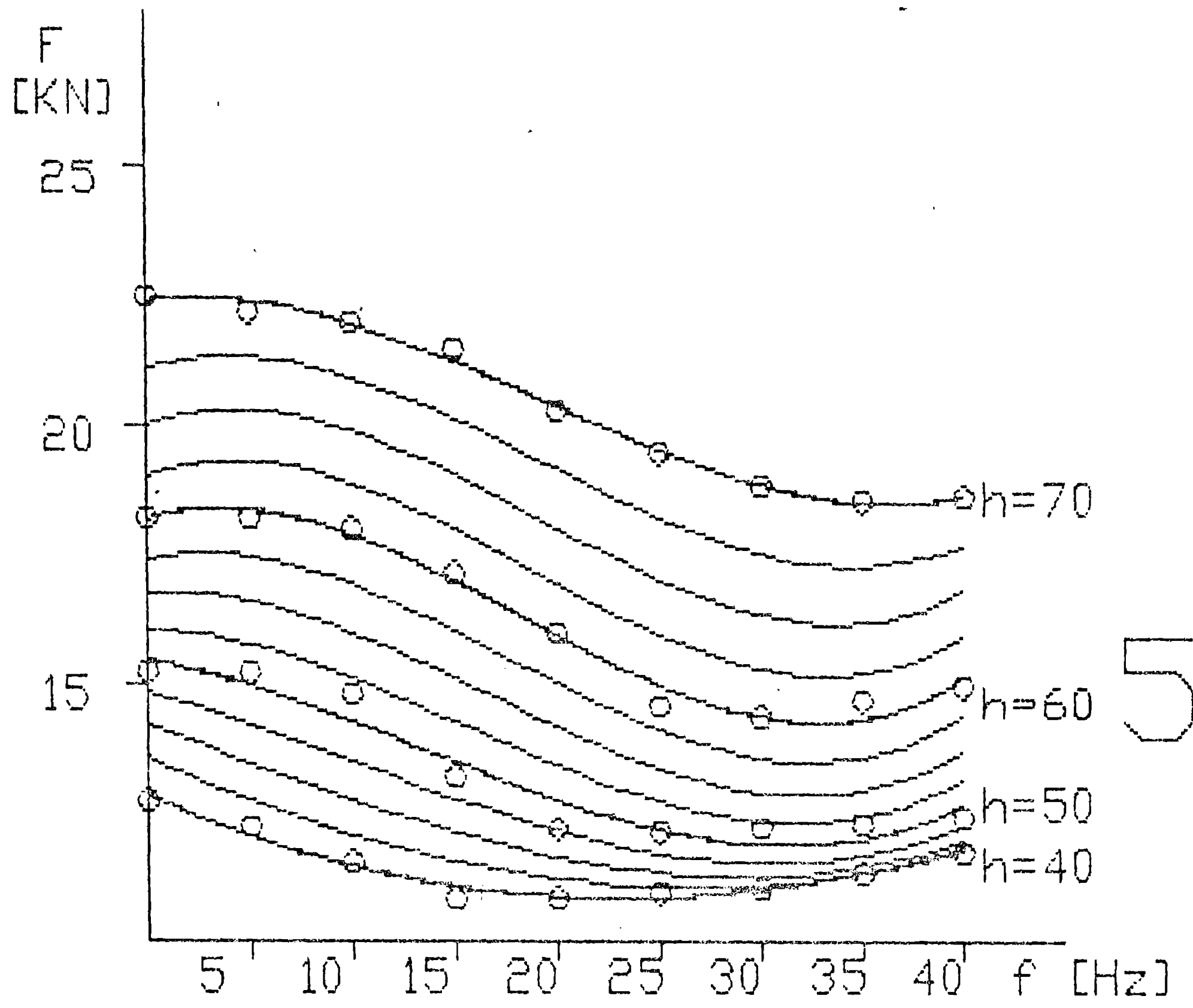


Fig.3.3.13.- Curbele de variatie $F_m(f)$ pentru $w = 12\%$, $A = 10,18$ mm; a) $v_0 = 0,51$ m/s, b) $v_0 = 1,09$ m/s.

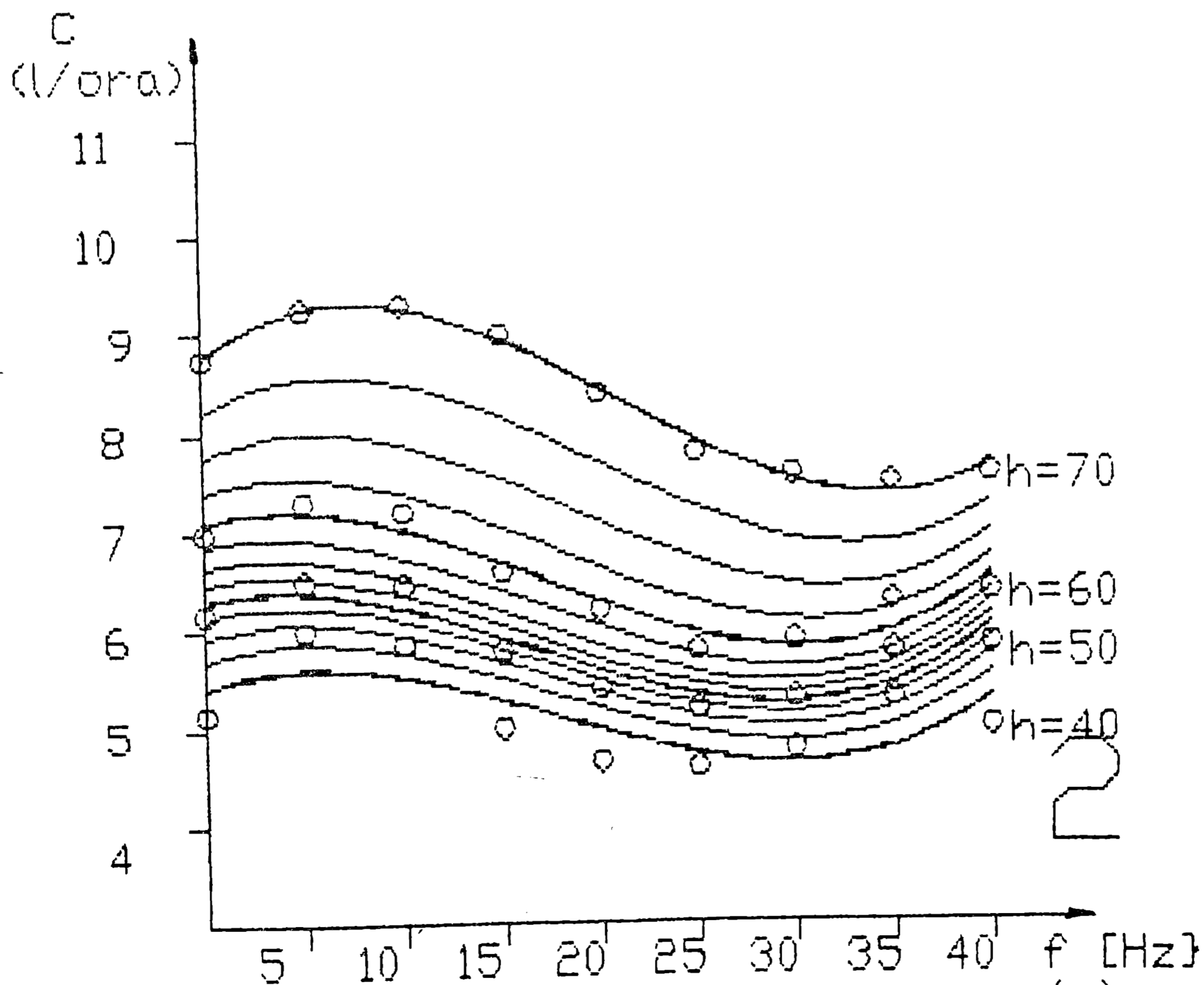
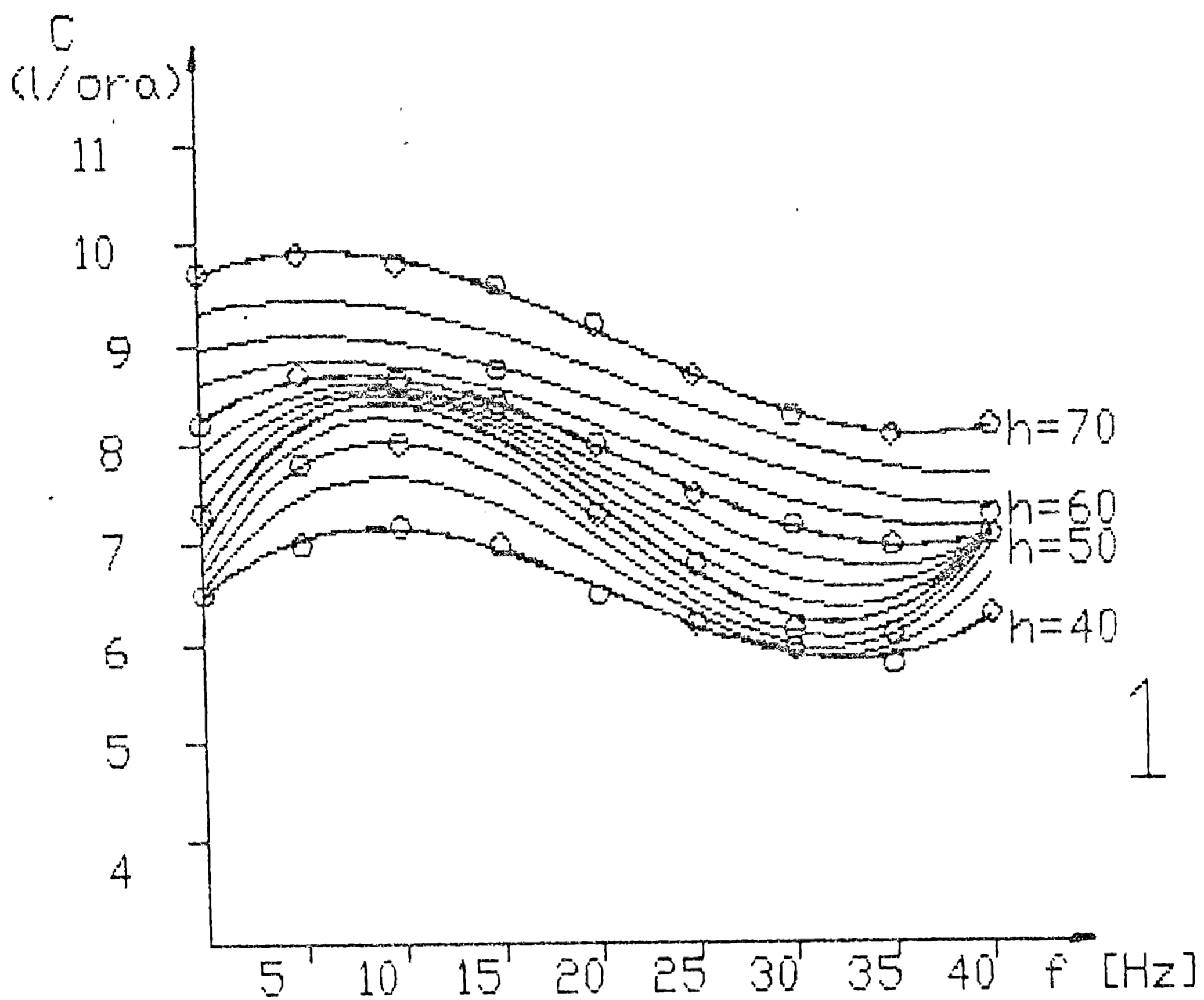


Fig.3.3.14.- Curbele de variatie $C(f)$ pentru regimul de lucru corespunzator fig.3.3.11.

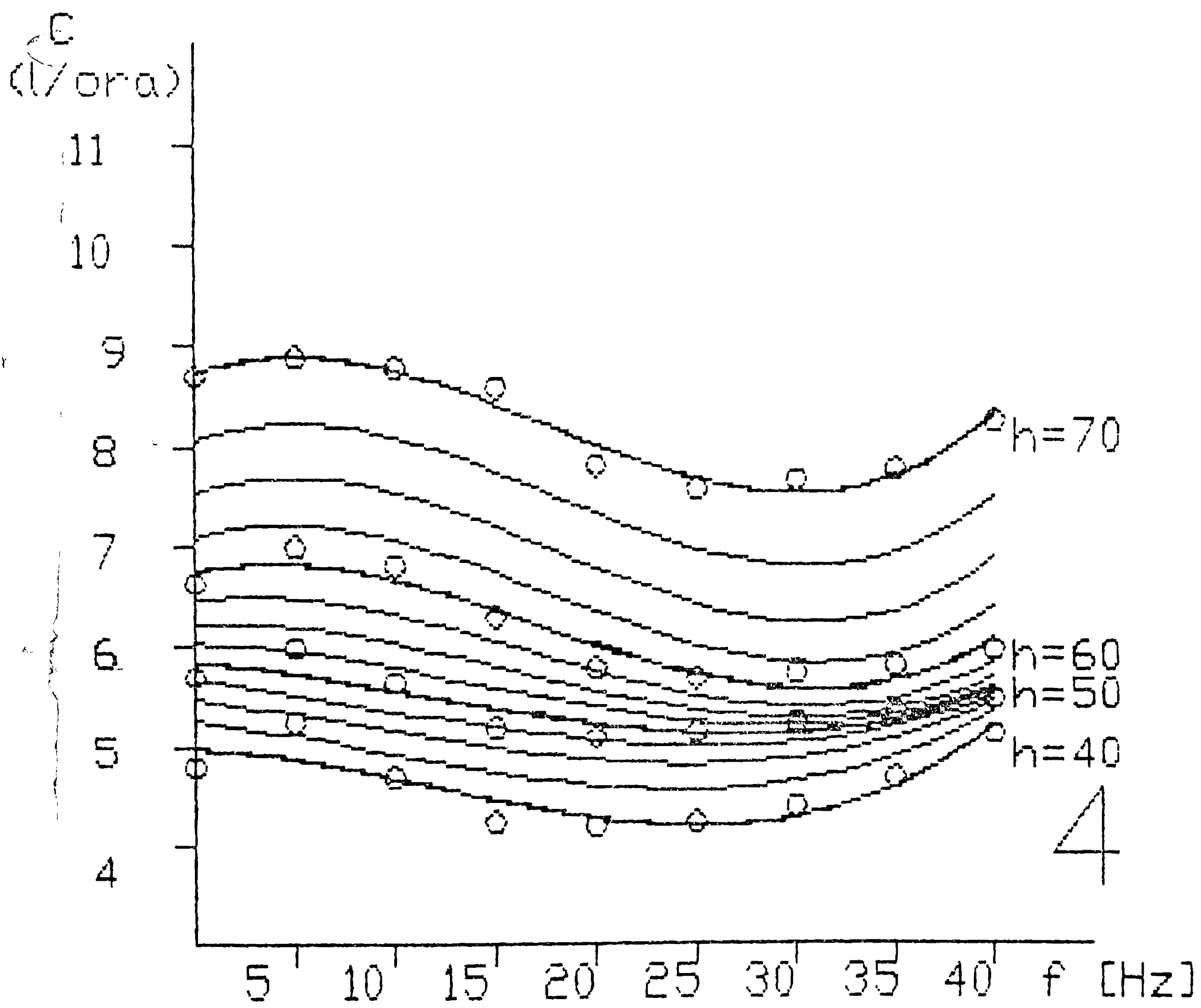
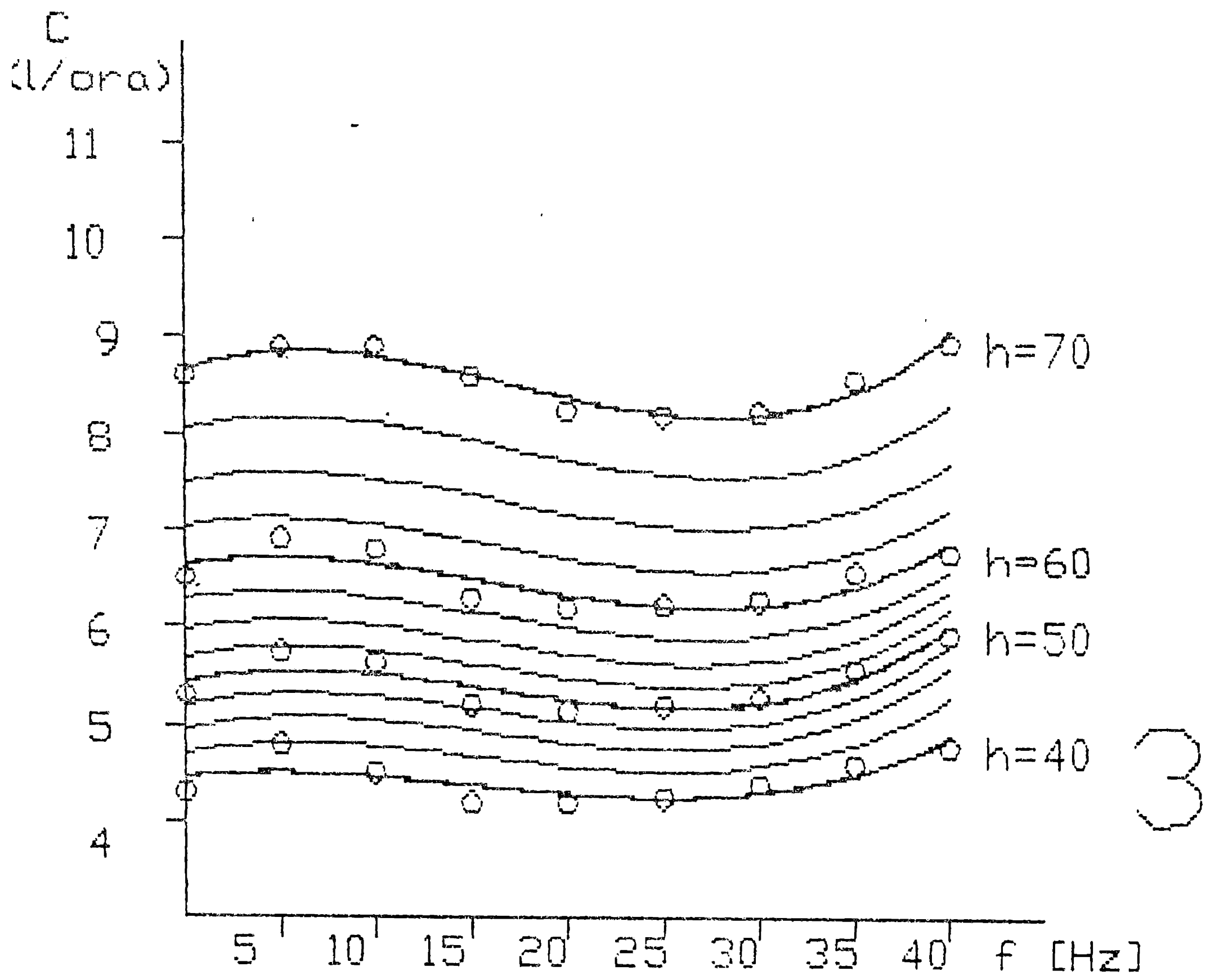
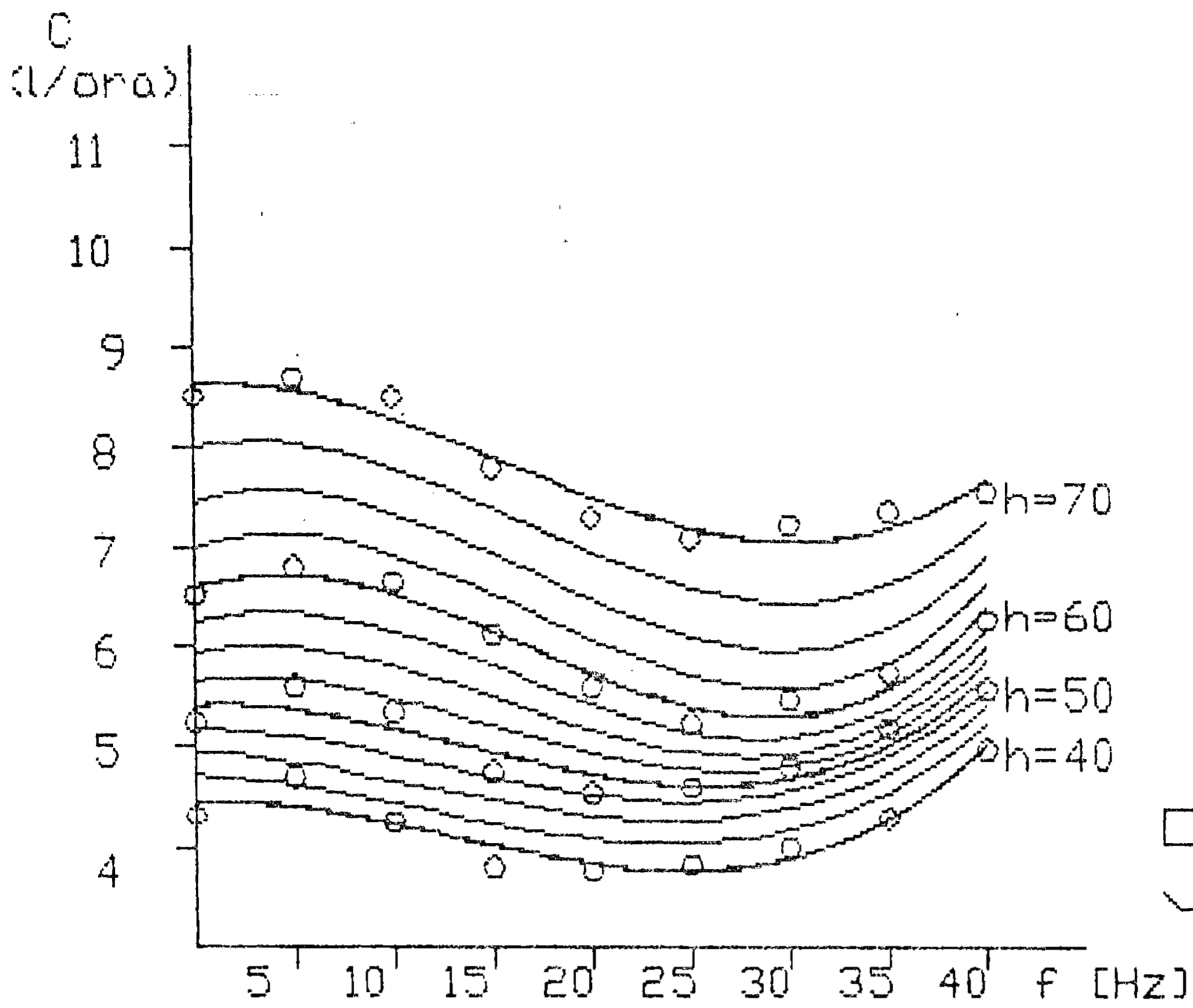
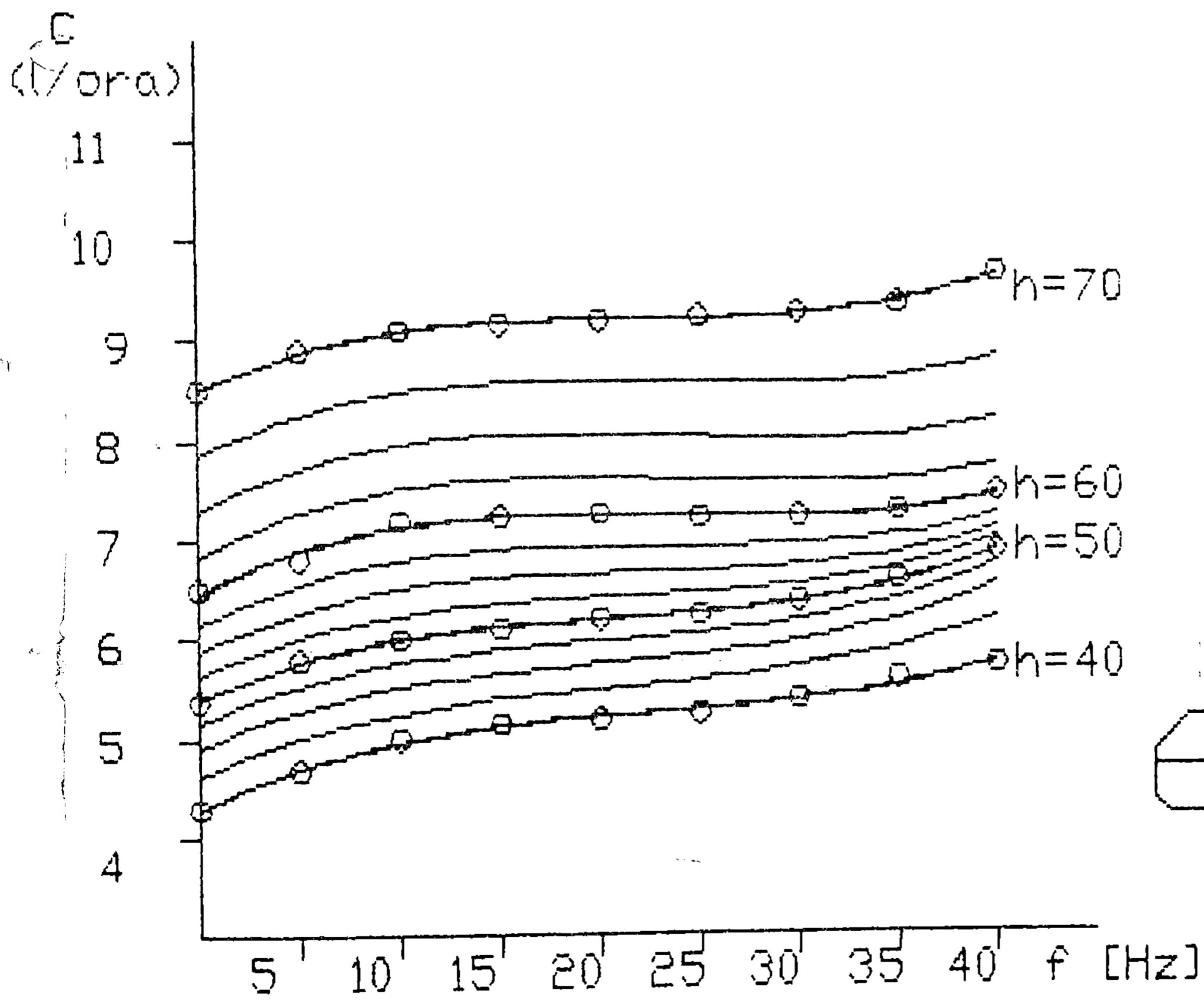


Fig.3.3.15.- Curbele de variatie $C(f)$ pentru regimul de lucru corespunzator fig.3.3.12.



5



6

Fig.3.3.16.- Curbele de variatie $C(f)$ pentru regimul de lucru corespunzator fig.3.3.13.

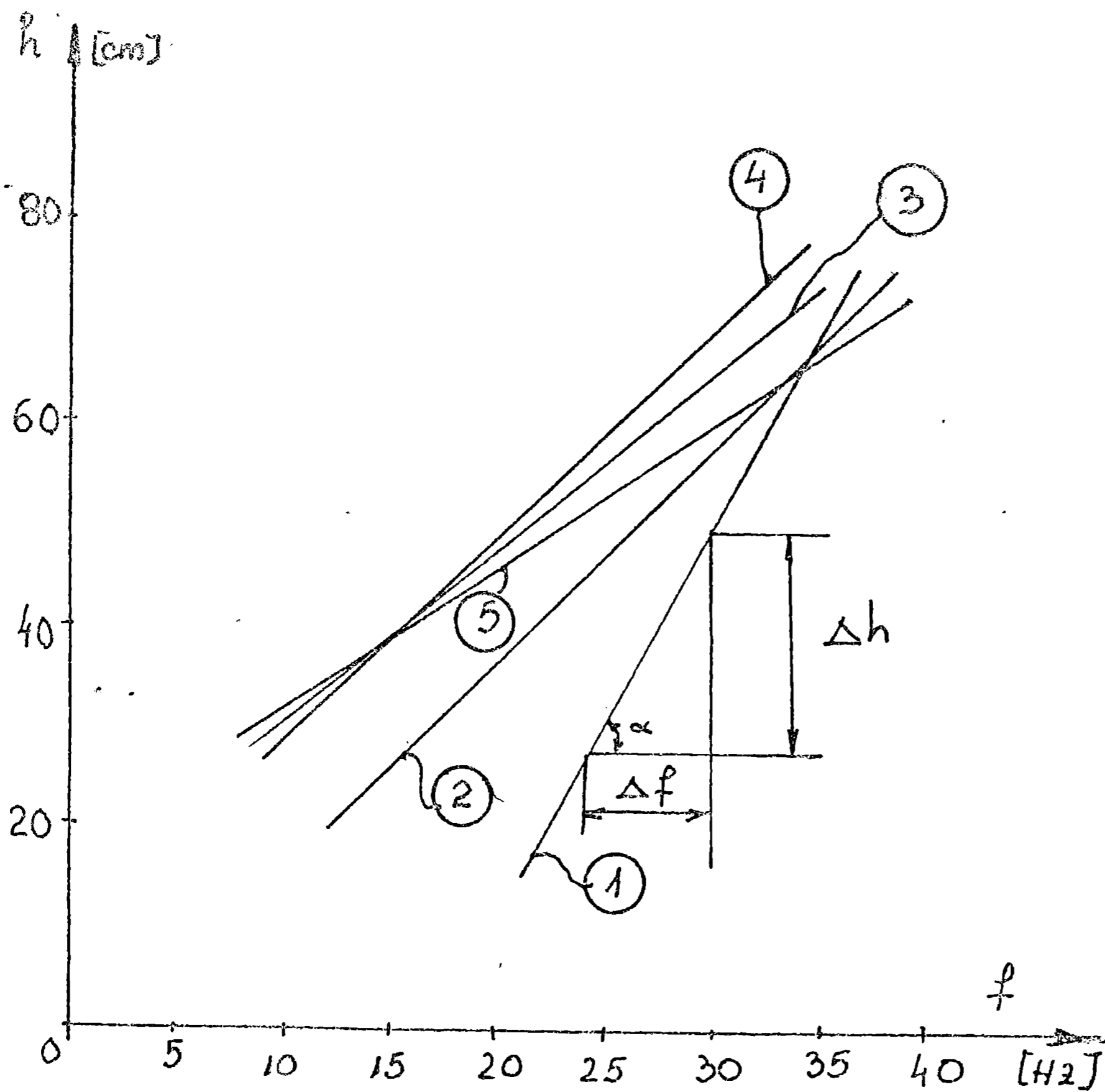


Fig.3.3.9. - Dependenta între adancimea de lucru si frecventa de oscilatie a sculei vibratoare pentru realizarea regimurilor de lucru pentru care forta de tractiune inregistreaza valori minime.

Curbele de variatie reprezentate in figurile 3.3.9 si 3.3.10, pot fi utilizate pentru determinarea frecventei optime pentru care forta de tractiune, respectiv consumul de carburant inregistreaza valori minime, in regim de lucru vibrator.

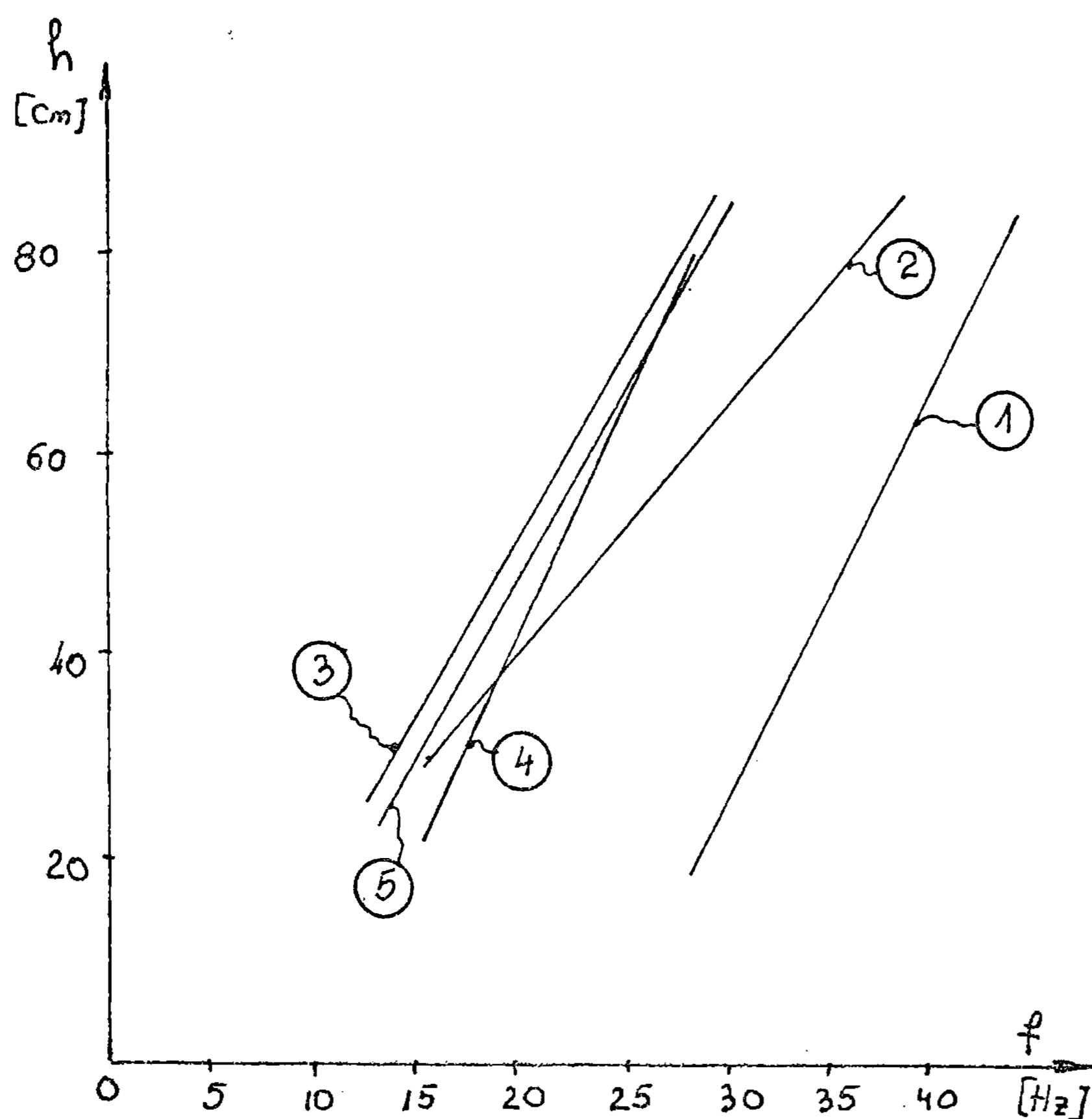


Fig.3.3.10. - Dependenta intre adancimea de lucru si frecventa de oscilatie a sculei vibratoare pentru realizarea regimurilor de lucru pentru care consumul de carburant inregistreaza valori minime.

In acest sens este necesar sa se cunoasca proprietatile fizico-chimice ale solului, amplitudinea miscarii vibratorii precum si viteza v_0 de deplasare a masinii purtatoare.

3.4. Rezultate si concluzii

Pe baza determinarilor experimentale efectuate si prelucrării datelor obtinute, in conformitate cu cele prezentate in paragrafele anterioare, se desprind urmatoarele rezultate si concluzii:

1. Din analiza curbelor de variatie $F_m(f)$ reprezentate in figurile 3.3.3, 3.3.4 si 3.3.5, se evidentiaza pentru fiecare regim de lucru, existenta unei valori a frecventei de oscilatie a organului activ de scarificare, pentru care forta de tractiune F_m inregistreaza o valoare minima. In figura 3.4.1 este prezen-

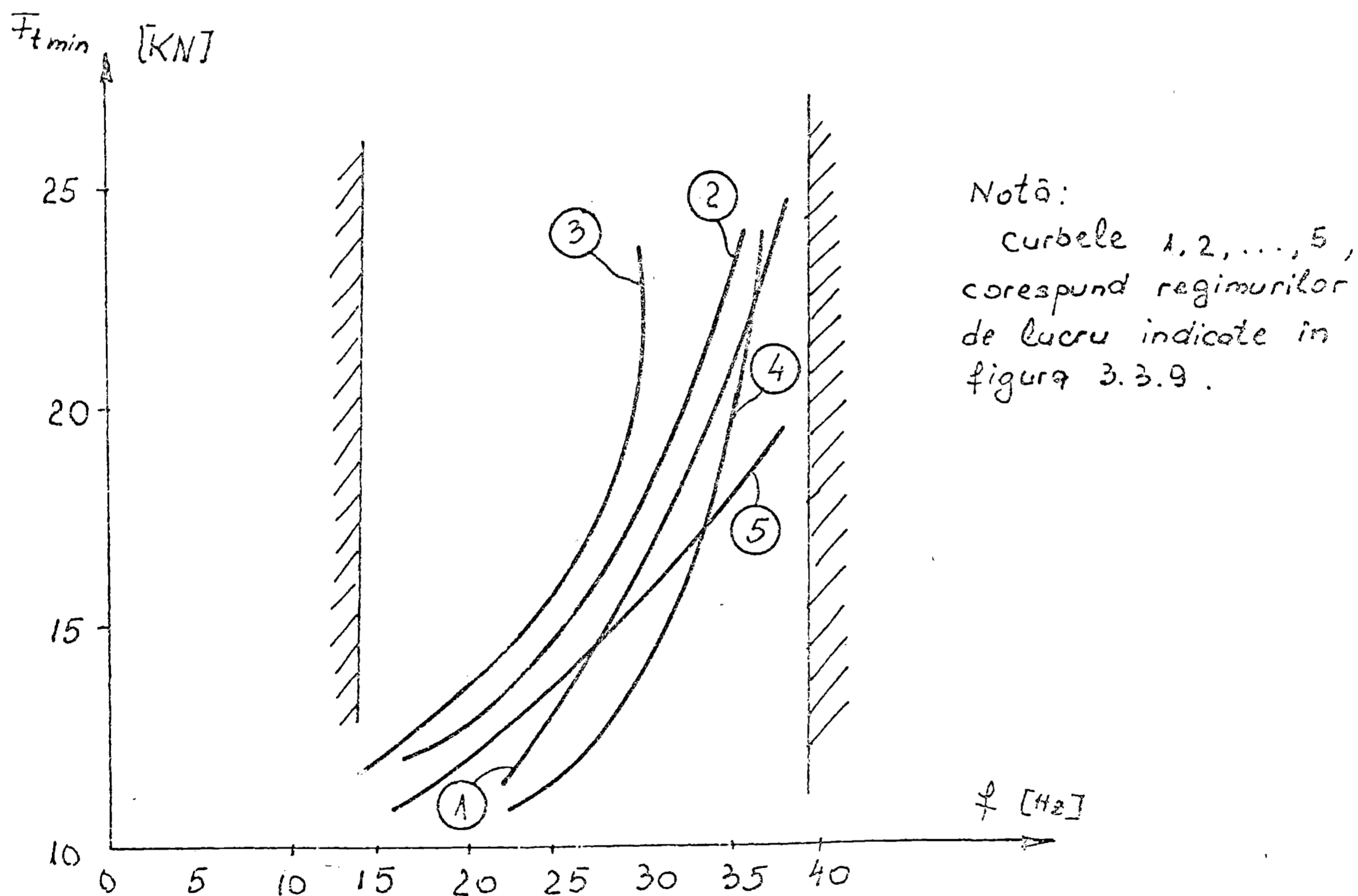


Fig.3.4.1.- Variatia fortei minime de tractiune in functie de frecventa de oscilatie a sculei vibratoare pentru seturile de incercari efectuate.

tata variatia fortei minime de tractiune in functie de frecventa de oscilatie a sculei vibratoare pentru seturile de incercari efectuate. Rezulta ca frecventele de oscilatie ale organelor de lucru pentru care forta de tractiune inregistreaza valori minime, sunt cuprinse intre 15 si 37 Hz.

Se remarcă, comparând curbele 2 și 3, care se referă la două seturi de încercări, conform tabelului 3.3.0, care diferă între ele numai prin viteza v_0 de deplasare a mașinii purtătoare, ca în cazul în care viteza v_0 se mărește de la 0,83 m/s în cazul curbei 2 la viteza $v_0 = 1,06$ m/s în cazul curbei 3, domeniul frecvențelor optime cuprins între (17-36) Hz în cazul curbei 2 se restrânge la (15-30) Hz în cazul curbei 3. Panta cea mai mică și prin urmare domeniul cel mai larg al frecvențelor optime (16-37,5) Hz, s-a înregistrat pentru setul 5 de încercări, pentru care viteza v_0 a fost cea mai scăzută, $v_0 = 0,51$ m/s.

Curbele de variație ale forței minime de tracțiune obținute în cazul vibrării organelor active de șcarificare la nivelul frecvențelor optime, în funcție de adâncimea de lucru, sunt reprezentate în figura 3.4.2. Pe baza acestor curbe de variație trasate prin polinoame de interpolare de gradul trei, se poate estima valoarea forței minime de tracțiune care se poate atinge pentru orice adâncime de lucru cuprinsă între (40-70) cm, pentru care parametrii: umiditatea solului, viteza v_0 a mașinii purtătoare și amplitudinea A , corespund seturilor de încercări prezentate în tabelul 3.3.0.

2. Frecvența de oscilație a organului de lucru, pentru care forța de tracțiune înregistrează valori minime, precum și valorile forțelor minime de tracțiune, sunt influențate de următorii parametri:

a) Adâncimea de lucru. Conform figurii 3.3.9 dependența dintre frecvența optimă și adâncimea de lucru a organului de șcarificare este liniară, înregistrându-se o creștere a frecvenței optime o dată cu creșterea adâncimii de lucru.

b) Proprietățile fizico-chimice ale solului. Dintre proprietățile fizico-chimice ale solului s-a pus în evidență influența umidității solului asupra frecvenței de oscilație a organului de lucru.

Conform variației din figura 3.3.9, rezulta că o dată cu creșterea umidității gravimetrice, domeniul frecvențelor optime se restrânge. Astfel pentru umiditatea gravimetrică procentuală a solului de 12%, frecvențele optime sunt cuprinse între 22,5 și 36 Hz, pe când în cazul umidității de 16% frecvențele optime sunt cuprinse între 27,5 și 35 Hz. Influența umidității solului asupra frecvenței optime (pentru care forța de tracțiune înregistrează valori minime), se poate exprima prin panta k a dreptelor

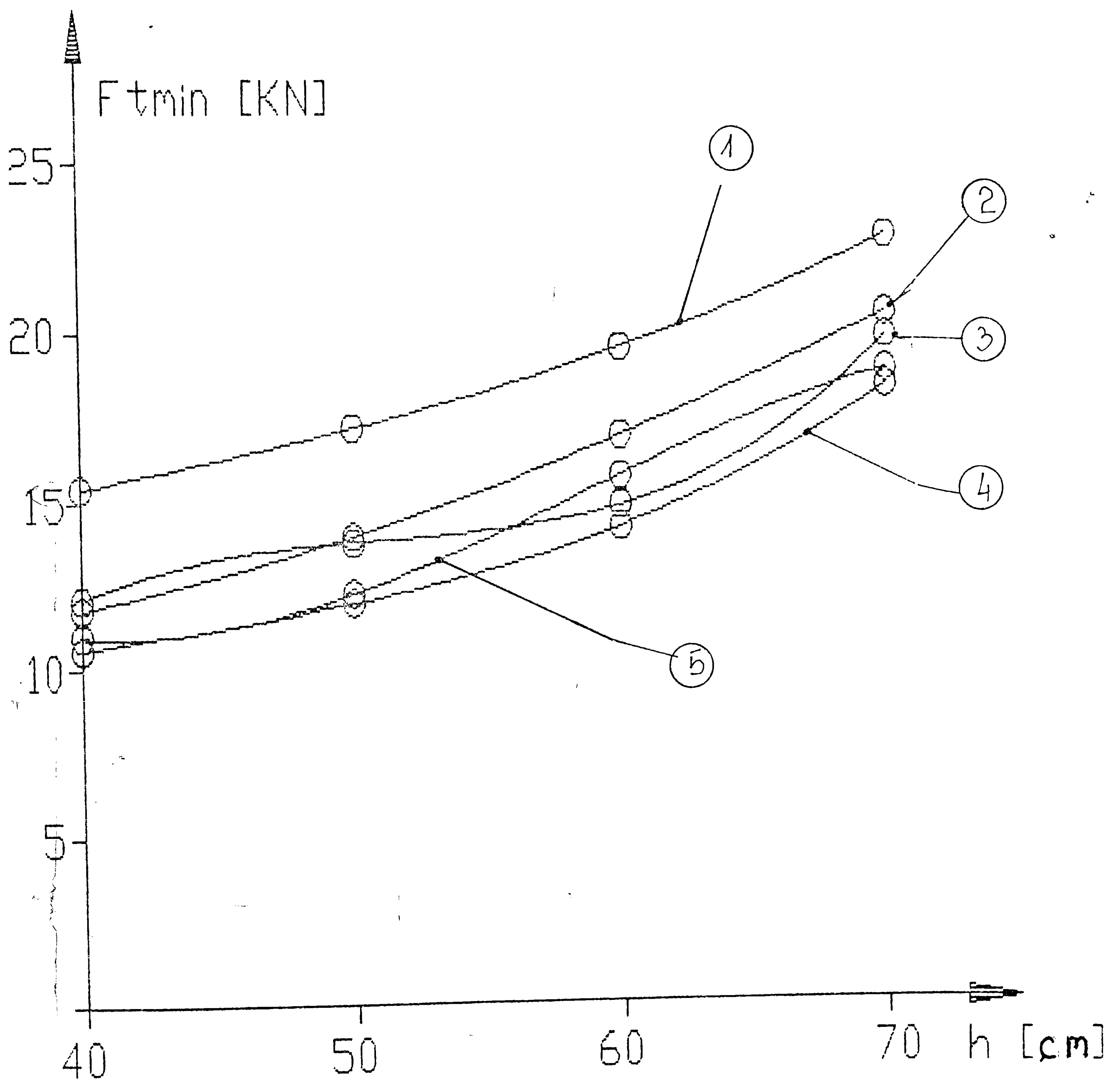


Fig.3.4.2.- Variatia fortei minime de trãctiune in functie de adãncimea de lucru.

de variație, reprezentate în figura 3.3.9.

$$k = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta h}{\Delta f} \quad (3.4.1)$$

Pentru umiditatea gravimetrică a solului de 16% panta dreptei este $k_1 = 1,88$, pe când în cazul umidității de 12%, panta dreptei este $k_2 = 1,03$. Rezulta deci, că în cazul în care umiditatea solului crește, domeniul pentru care frecvențele de lucru au ca efect scăderea forței de tracțiune se restrânge, iar forța de tracțiune minimă se modifică cu modificarea adâncimii de lucru.

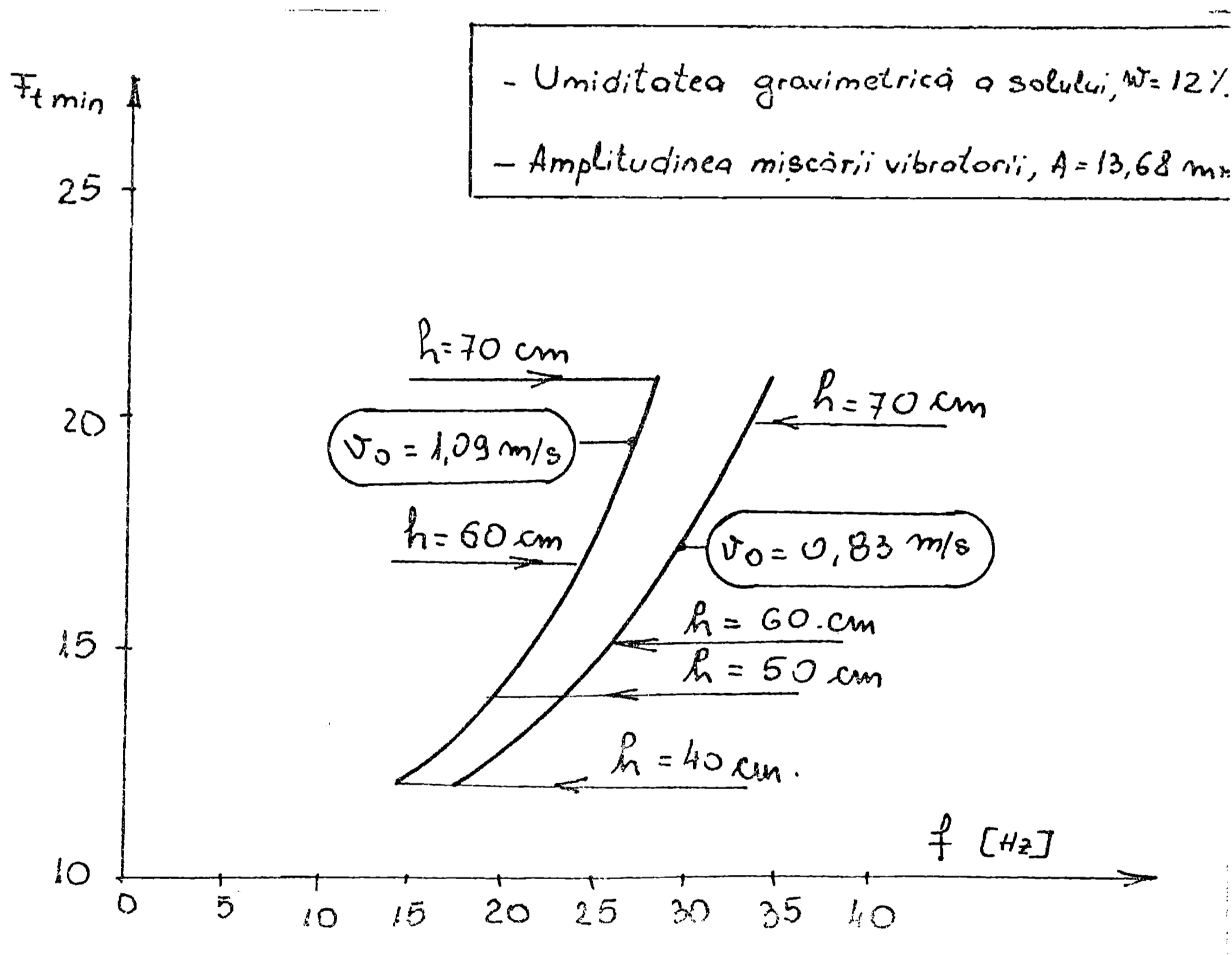


Fig.3.4.3.- Variația forței minime de tracțiune în funcție de frecvența pentru viteza de deplasare v_0 a agregatului: $v_0 = 0,83 \text{ m/s}$ și $v_0 = 1,09 \text{ m/s}$.

c) Viteza v_0 de deplasare a scarificatorului. Forța de tracțiune minimă înregistrează o creștere în cazul vitezelor de deplasare ridicate. În figura 3.4.3 se prezintă comparativ variația forței de tracțiune minimă în funcție de frecvența, pentru treptele de adâncime de 40, 50, 60 și 70 cm, în cazul a două viteze de deplasare distincte ($v_0 = 0,83 \text{ m/s}$ și $v_0 = 1,09 \text{ m/s}$). Prin creșterea vitezei de deplasare de la 0,83 m/s la 1,09 m/s media aritmetică a forței de tracțiune minime calculată pentru cele patru valori cunoscute ale fiecărei serii de încercări, în-

registreaza o crestere cu 6%. Se impune deci realizarea unei corelatii intre viteza de deplasare a agregatului si ceilalti parametri de lucru ai sculei vibratoare, pentru realizarea unor regimuri de lucru pentru care forta de tractiune inregistreaza cele mai scazute valori, in comparatie cu regimul de lucru in care scula nu este antrenata in miscare vibratorie. Conform figurii 3.4.3 cresteri insemnate ale fortei minime de tractiune pentru viteza $v_0 = 1,09$ m/s, in comparatie cu viteza $v_0 = 0,83$ m/s, se inregistreaza pe masura ce adancimea de lucru a organului de scarificare vibrator, se mareste. Pentru adancimi de lucru mai mici, viteza de deplasare v_0 a agregatului, influenteaza in masura mai mica forta minima de tractiune. Astfel pentru adancimile de lucru de 40 si 50 cm, valorile fortei minime de tractiune au fost aproximativ aceleasi. Diferente mai mari intre fortele minime de tractiune s-au inregistrat pentru adancimile de 60 si 70 cm.

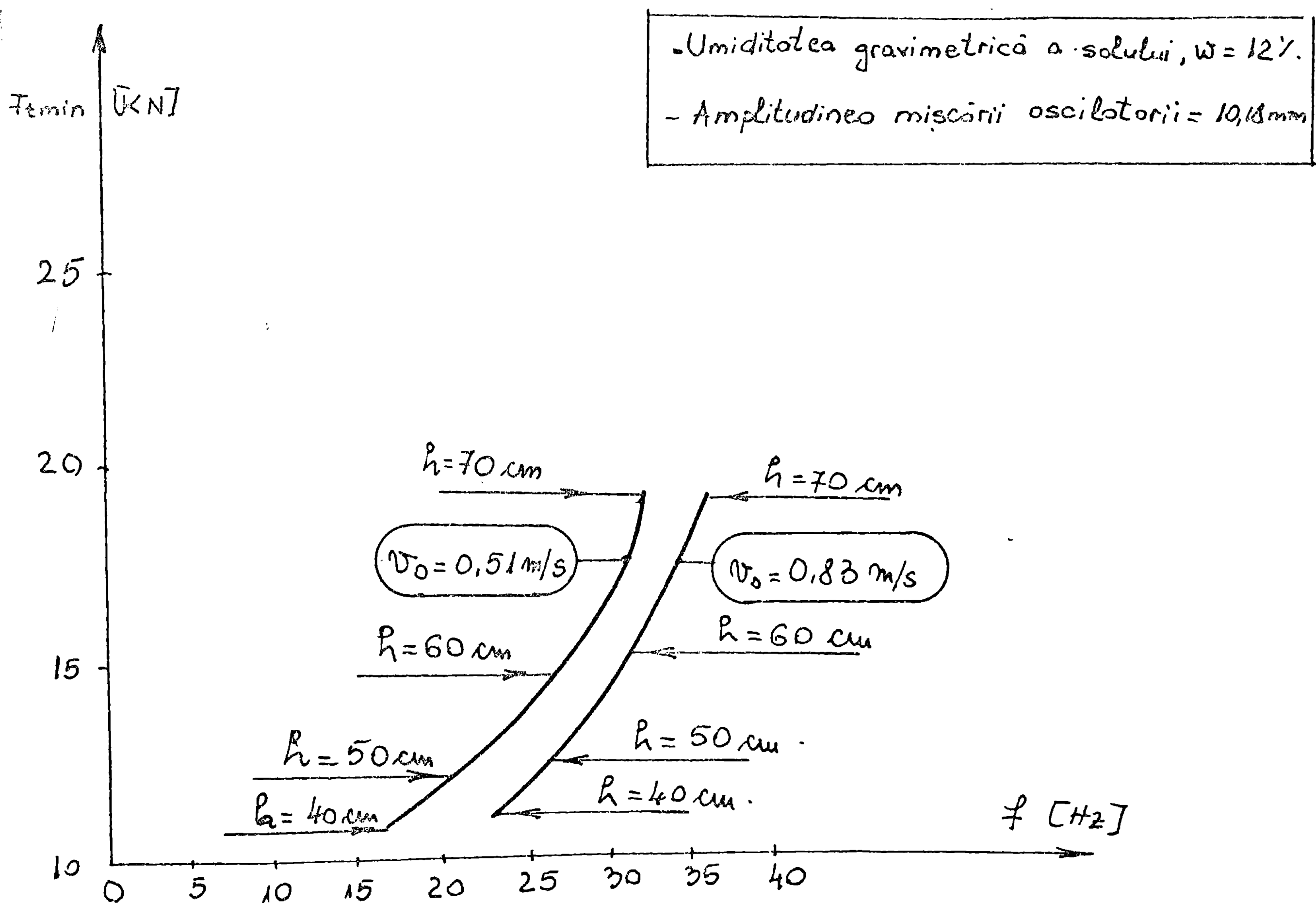


Fig. 3.4.4.- Variatia fortei minime de tractiune in functie de frecventa pentru vitezele de deplasare $v_0 = 0,83$ m/s si $v_0 = 0,51$ m/s

In figura 3.4.4 se prezinta inea un exemplu de variatie a fortei de tractiune minima in functie de frecventa de oscilatie a sculei vibratoare pentru aceleasi adancimi de lucru si aceleasi proprietati fizico-chimice ale solului inea pentru doua viteze diferite de deplasare ale agregatului $v_0 = 0,51$ m/s si $v_0 = 0,83$ m/s. Si in acest caz pentru viteza de deplasare inferioara, cea pentru care $v_0 = 0,51$ m/s, media fortei minime de tractiune este mai mica cu 2% fata de media fortei minime de tractiune obtinuta in cazul determinarilor efectuate pentru viteza de deplasare $v_0 = 0,83$ m/s. Diferenta dintre valorile medii ale fortei de tractiune in aceste doua cazuri este inferioara regimurilor de lucru prezentate in figura 3.4.2.

d) Amplitudinea miscarii vibratorii a sculei de lucru. Comparand rezultatele obtinute pentru doua amplitudini diferite ale miscarii oscilatorii ale sculei de lucru, prezentate in figura 3.4.5, rezulta ca pentru acelasi sol cu aceleasi proprietati fizico-chimice, se obtin rezultate mai bune in cazul vibrarii organului de

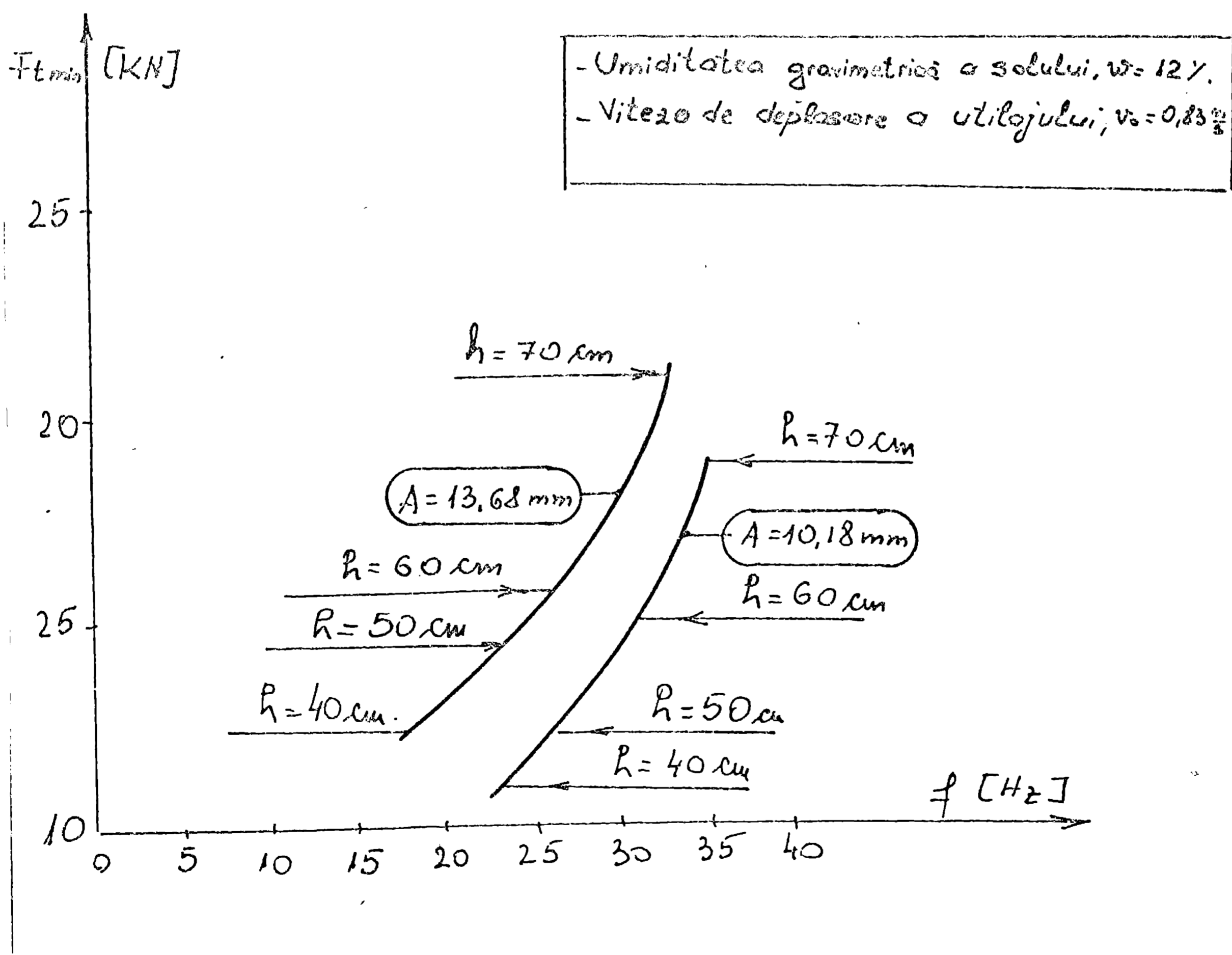


Fig.3.4.5.- Variatia fortei minime de tractiune in functie de frecventa pentru amplitudinea miscarii oscilatorii de 10,18 si 13,68 mm.

lucru corespunzator unei amplitudini a miscarii de 10,18 mm in raport cu valoarea amplitudinii de 13,68 mm. Se inregistreaza o reducere a fortei minime medii de tractiune cu 9% in cazul oscilatiilor cu amplitudinea de 10,18 mm fata de amplitudinea de 13,68 mm. De asemenea se remarca ca domeniul frecventelor pentru care forta de tractiune inregistreaza valori minime pentru amplitudinea oscilatiilor de 10,18 mm, este cuprins intre (22,5-35)Hz, pe cand la amplitudini mai mari de 13,68 mm, cum a fost cazul incercarilor efectuate, domeniul frecventelor optime se maresc fiind cuprins intre (17,5-32,5)Hz fiind insa un domeniu cu frecvente mai scazute.

2. Determinarile experimentale efectuate, au pus in evidenta influenta vibratiilor fortate asupra rezistentei de lucru a solului, materializata prin reducerea fortei totale de tractiune. Reprezentarea sintetica a acestor rezultate, este data de curbele de variatie ale scaderii procentuale a fortei de tractiune, SF % pentru cele cinci serii de incercari, unde:

$$SF = \frac{F_0 - F_{min}}{F_0} \cdot 100 \quad (3.4.2)$$

F_0 reprezinta forta de tractiune determinata in regim de lucru cu scula vibratoare;

F_{min} - reprezinta forta de tractiune minima determinata in regim de lucru cu scula de lucru antrenata in miscare vibratorie.

Regimurile de lucru reprezentate de curbele 1,2...,5, sunt aceleasi cu regimurile de lucru detaliate in reprezentarea grafica din figura 3.4.2. Rezulta ca cel mai eficace regim de lucru pentru care reducerea procentuala maxima SF = 22%, este regimul pentru care amplitudinea miscarii vibratorii A, a sculei de lucru, viteza de deplasare v_0 a masinii purtatoare si umiditatea gravimetrica procentuala, w % a solului, au avut urmatoarele valori: A = 10,18 mm, $v_0 = 0,83$ m/s, w = 12%. Conform figurii 3.3.13, frecventa de oscilatii a sculei pentru care s-a inregistrat forta minima corespunzatoare acestui regim de lucru este $f_{optim} = 30$ Hz.

In aceste conditii parametrul "d" definit de relatia (2.3.85) poate fi considerat ca un parametru al eficacitatii pentru regimul de lucru vibrator. Eficacitatea maxima in reducerea fortei de tractiune a fost obtinuta pentru $d = v_0/f = 0,017$ m. Eficacitatea minima a corespuns regimului de lucru reprezentat

de curba 3, fig. 3.4.6, pentru care reducerea procentuala maxima a fost $SF = 7\%$. Acest regim corespunde urmatorilor parametri de lucru: $A = 10,18$ mm, $v_0 = 1,09$ m/s, $w = 12\%$ (fig. 3.4.2) iar frecventa optima, conform figurii 3.3.12, a fost $f_{\text{optim}} = 15$ Hz. Rezulta pentru parametrul "d" care reprezinta distanta parcursa de scula intre doua securi succesive (exercitate de scula asupra solului) in acelasi sens de desfasurare a miscarii, $d = v_0 / f = 0,072$ m.

3. Concluzii definitive privind utilizarea vibratiilor in procesul tehnologic de lucru la scarificarea solului, se desprind din analiza curbelor de variatie a consumului de carburant in functie de frecventele de oscilatie a organului de lucru, pentru diferite regimuri de scarificare. Curbele de consum $C(f)$, reprezentate in figurile 3.3.6, 3.3.7 si 3.3.8, evidentiaza in prima faza, cand frecventele de lucru sunt mici, o crestere a consumului de carburant. Cresterile de consum de carburant in aceasta etapa, se explica prin consumul suplimentar de energie necesar actionarii mecanismului de vibrare fortata a organului de lucru. In aceasta etapa reducerea fortei de tractiune este nesemnificativa sau suficient de mica pentru a compensa lucrul mecanic necesar actionarii mecanismului generator de vibratii. Se remarca existenta unui maxim de consum de carburant pentru o anumita valoare a frecventei cuprinsa intre 5 la 10 Hz, conform cu reprezentarea din figura 3.4.7. In acest domeniu, utilizarea vibratiilor in procesul tehnologic de scarificare a solului nu este recomandata, intrucat consumul de carburant inregistreaza crestere fata de consumul de carburant realizat in cazul in care scarificarea se face cu organul de lucru neantrenat in miscare vibratorie.

In figura 3.4.8 s-au reprezentat curbele de variatie ale cresterii maxime a consumului de carburant (C_c) in functie de adancimea de lucru a sculei vibratoare. Cresterea maxima a consumului de carburant s-a calculat cu relatia:

$$C_c = \frac{C_{\text{max}} - C_0}{C_0} 100 \quad [\%] \quad (3.4.3)$$

unde: C_{max} reprezinta consumul de carburant maxim, determinat in cazul in care organul de lucru a fost antrenat in miscare vibratorie, iar C_0 reprezinta consumul de carburant determinat pentru regimul de lucru in care organul de scarificare nu a fost antre-

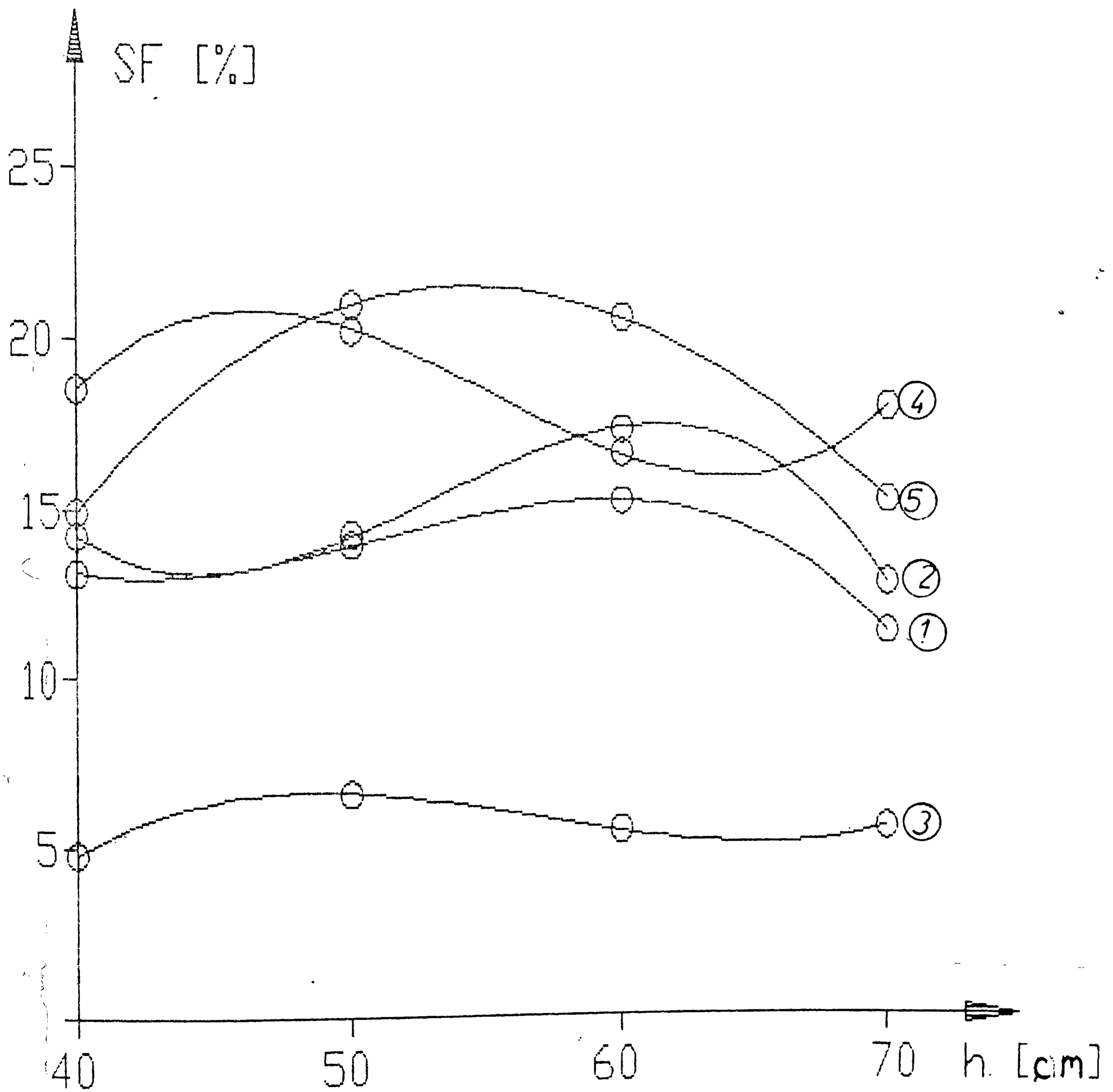


Fig.3.4.6.- Curbele de variatie pentru reducerea procentuala a fortei de tractiune in regim vibrator.

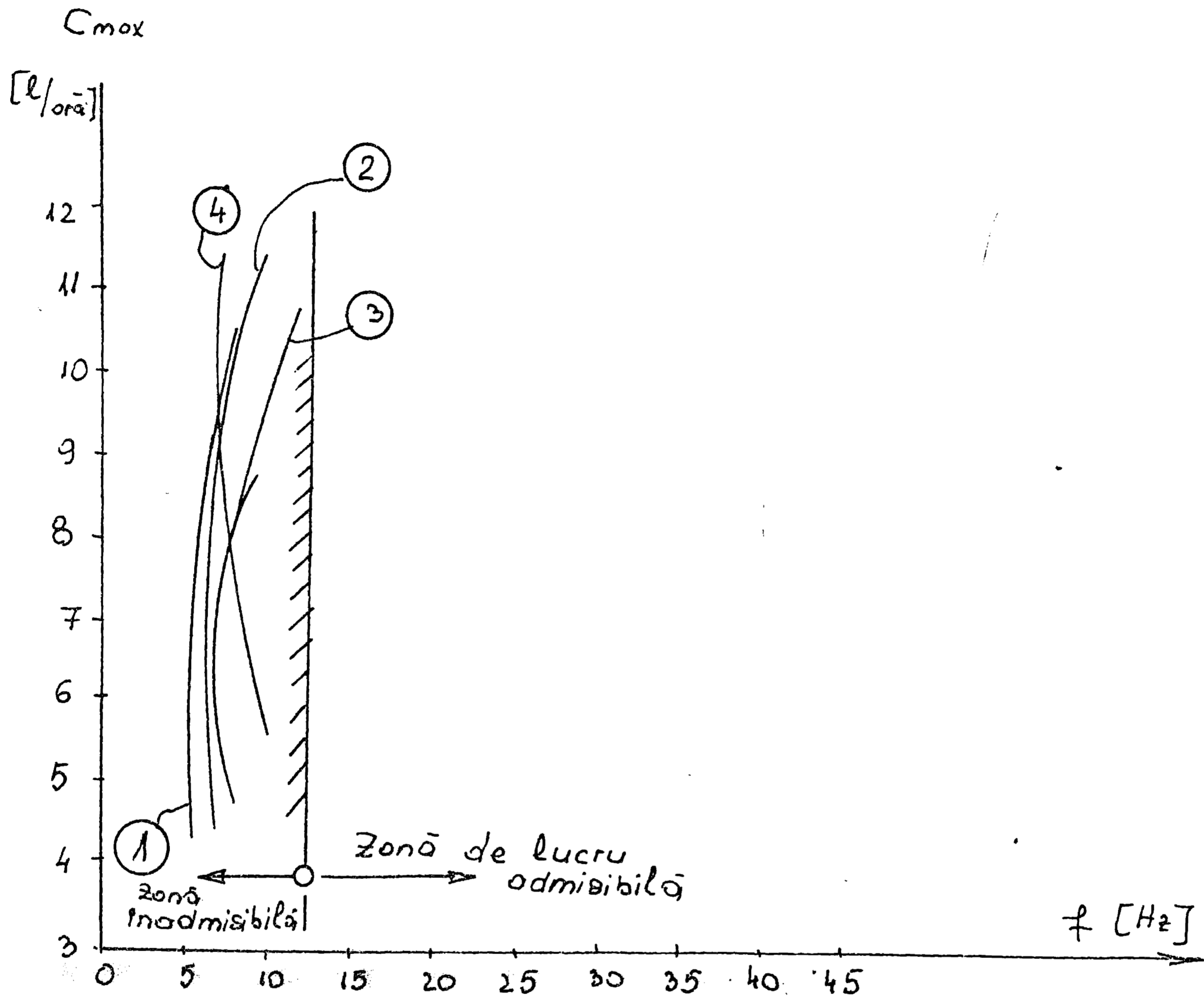


Fig.3.4.7.- Variația consumului maxim de carburant în funcție de frecvență, pentru diferite regimuri de lucru.

nat în mișcare vibratorie. Se remarcă creșterea ale consumului de carburant de până la 16% în regim vibrator față de șarificarea în regim nevibrator, în cazul în care frecvențele de oscilație ale sculei, nu depășesc valoarea de 10 Hz.

Din analiza curbelor de variație ale consumului de carburant în funcție de frecvență, prezentate în figurile 3.3.6, 3.3.7 și 3.3.8 se remarcă existența unor frecvențe de lucru pentru care consumul de carburant înregistrează o scădere considerabilă în raport cu consumul de carburant în regim nevibrator. În figura 3.4.9 se prezintă variația consumului minim de carburant în funcție de frecvență pentru regimurile de lucru pentru care s-au efectuat experimentările. Rezultă că pentru încercările efectuate, frecvențele de lucru pentru care consumul de carburant înregistrează valori minime, sunt cuprinse între limitele de 15 la 38 Hz.

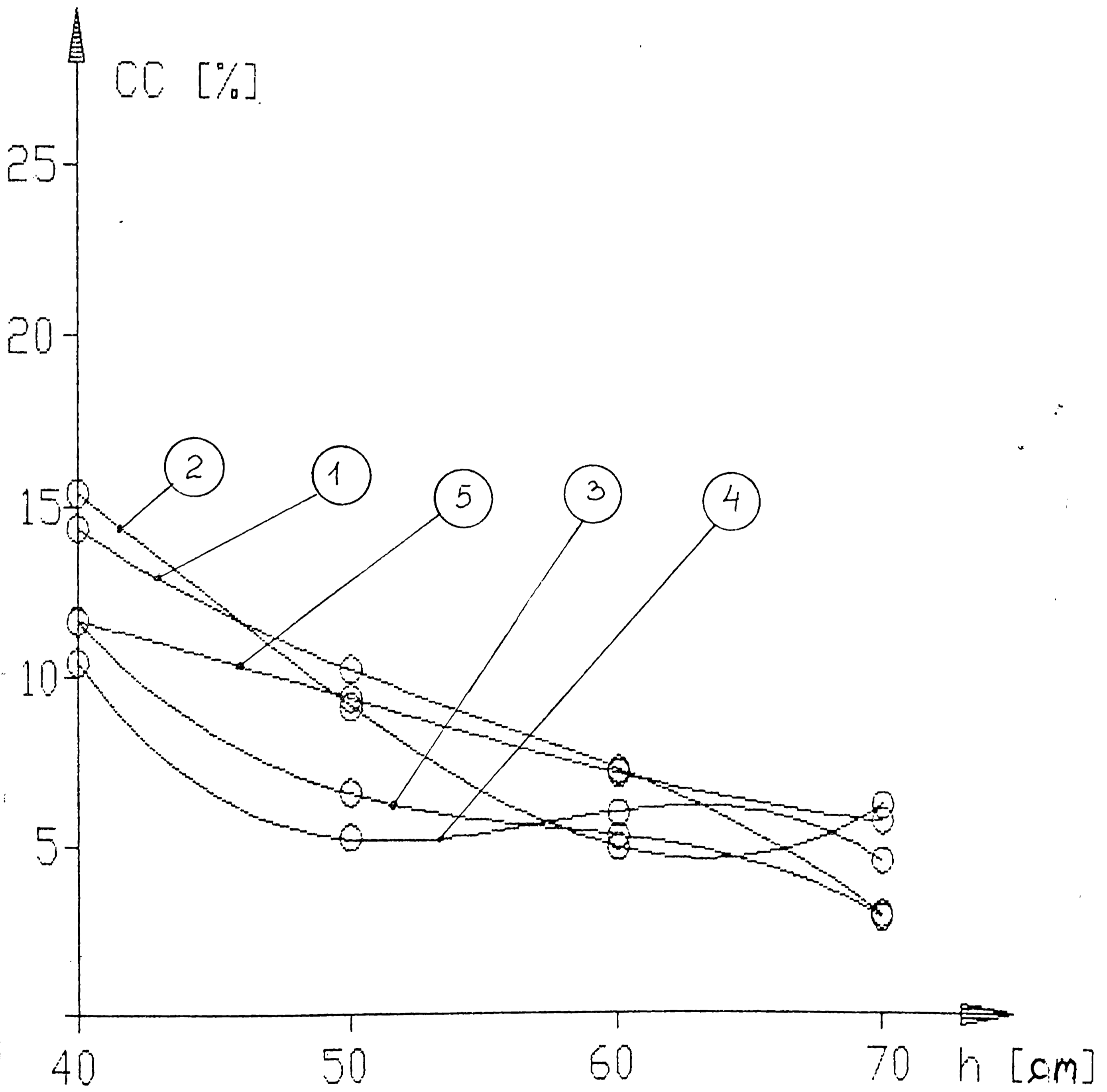


Fig.3.4.3.- Variatia cresterii consumului maxim de carburant pentru diferite regimuri de scarificare.

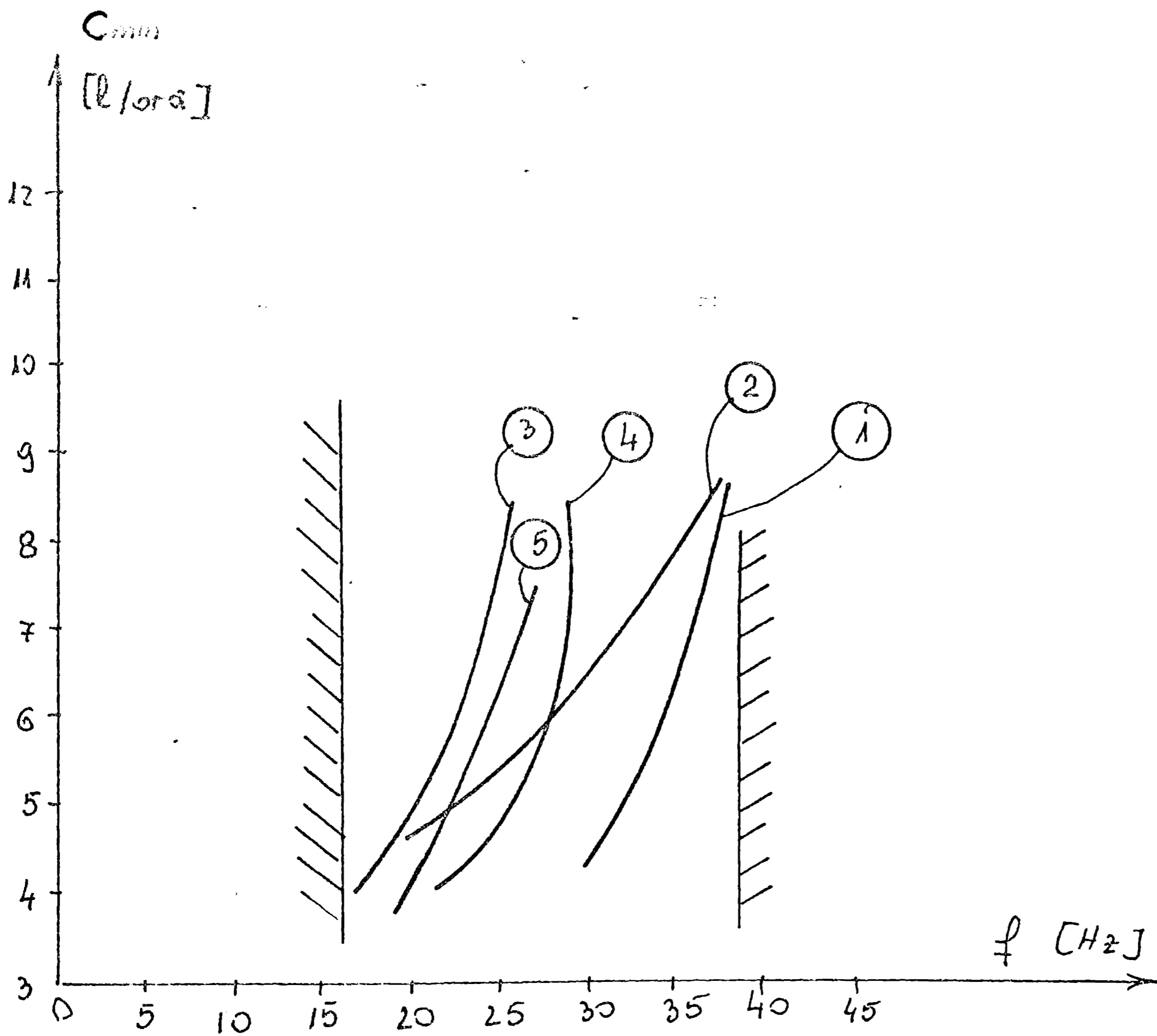


Fig. 3.4.9. - Variații consumului micș de carburant în funcție de frecvență pentru diferite regiuni de lucru.

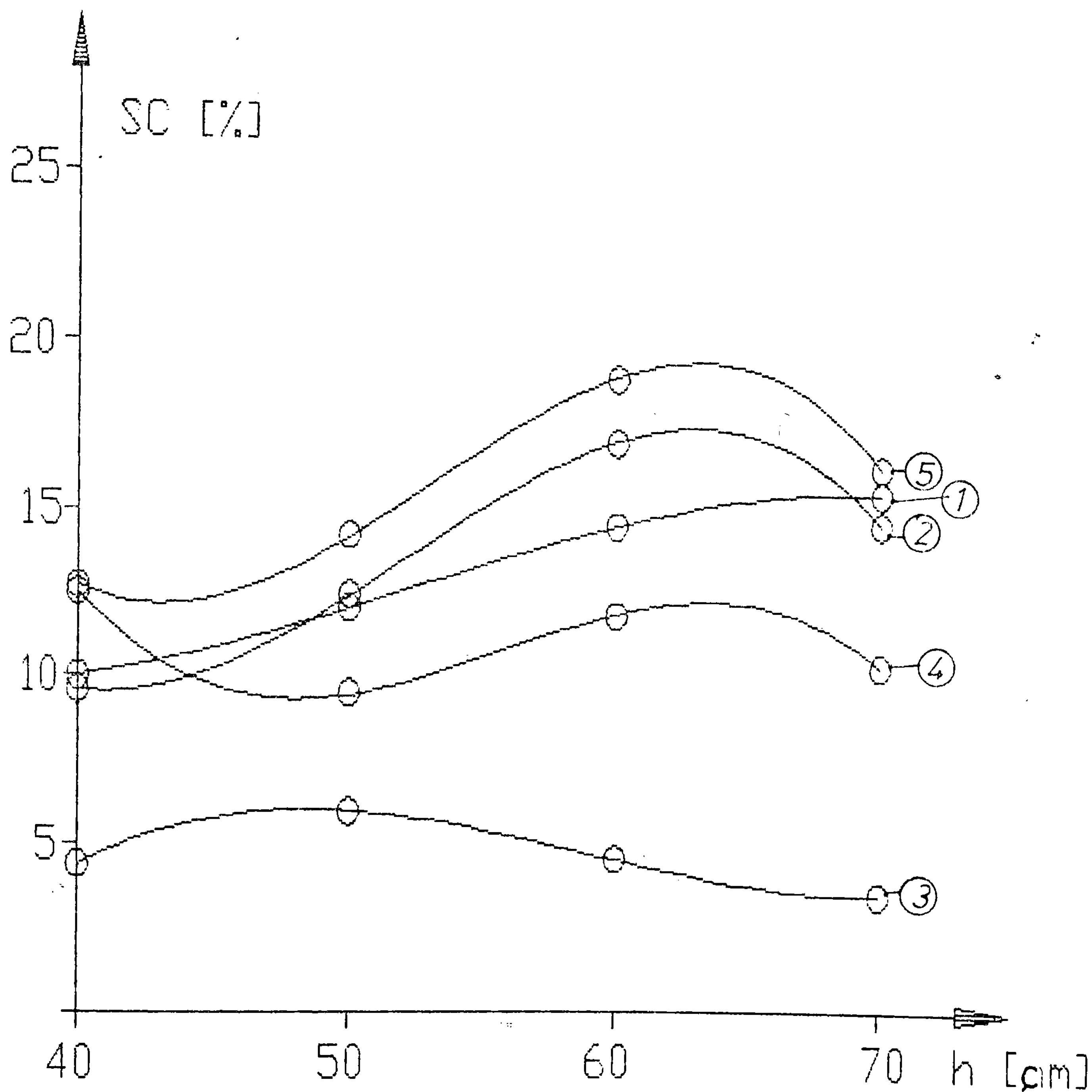


Fig.3.4.10.- Curbele de variatie ale scaderii procentuale maxime a consumului de carburant in functie de adancimea de lucru.

4. Eficienta utilizarii vibratiilor in procesul tehnologic de scarificare a solului poate fi exprimata de scaderea procentuala a consumului de carburant SC, definita de relatia:

$$SC = \frac{C_e - C_{\min}}{C_o} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.4.4)$$

unde: C_{\min} reprezinta consumul de carburant minim inregistrat pentru o anumita frecventa in cazul vibrarii fortate a organului de lucru. Conform reprezentarii grafice din figura 3.4.10 scaderea procentuala maxima a consumului de carburant ($SC\%$) in functie de adancimea de lucru (h) a sculei vibratoare, este mai pronuntata pentru curba 5, care corespunde regimului de lucru pentru care si forta de tractiune a inregistrat scaderea procentuala cea mai ridicata. Scaderea procentuala a consumului de carburant in regim vibrator a fost cuprinsa in limitele (6...9)%.

5. Frecventele de oscilatie pentru care forta de tractiune respectiv consumul de carburant inregistreaza valori minime sunt in general diferite in cadrul aceluiasi regim de lucru. In figura 3.4.11 sunt prezentate curbele de variatie ale fortei de tractiune minime si consumului de carburant minim, in functie de frecventa, pentru patru regimuri de lucru distincte, din setul de incercari experimentale efectuate. Pentru regimul de lucru corespunzator reprezentarii din figura 3.4.11.a care corespunde setului 1, frecventele pentru care consumul de carburant inregistreaza valori minime, sunt mai mari fata de frecventele pentru care forta de tractiune scade la valori minime. In cazul regimului de lucru reprezentat in figura 3.4.11.b, se mentine aceeaasi caracteristica pentru frecventele optime ale consumului de carburant si fortei de tractiune, cu mentiunea ca diferentele dintre cele doua frecvente optime sunt mult mai mici. Intrucat umiditatea solului este singurul parametru care difera in cazul celor doua regimuri de lucru, rezulta ca o data cu scaderea umiditatii solului de la 16% in cazul regimului din figura 3.4.11.a la 12% in cazul regimului din figura 3.4.11.b, se produce fenomenul de apropiere a frecventelor optime, pentru care atat consumul de carburant cat si forta de tractiune, inregistreaza cele mai scazute valori in timpul procesului tehnologic de lucru in regim vibrator ca un alt caz, comparand curbele de variatie $C_{\min}(f)$ si $F_{\min}(f)$ pentru doua regimuri diferite, in care toti parametri de lucru se mentin aceiasi, cu exceptia vitezei v_o de deplasare a masinii purtatoare,

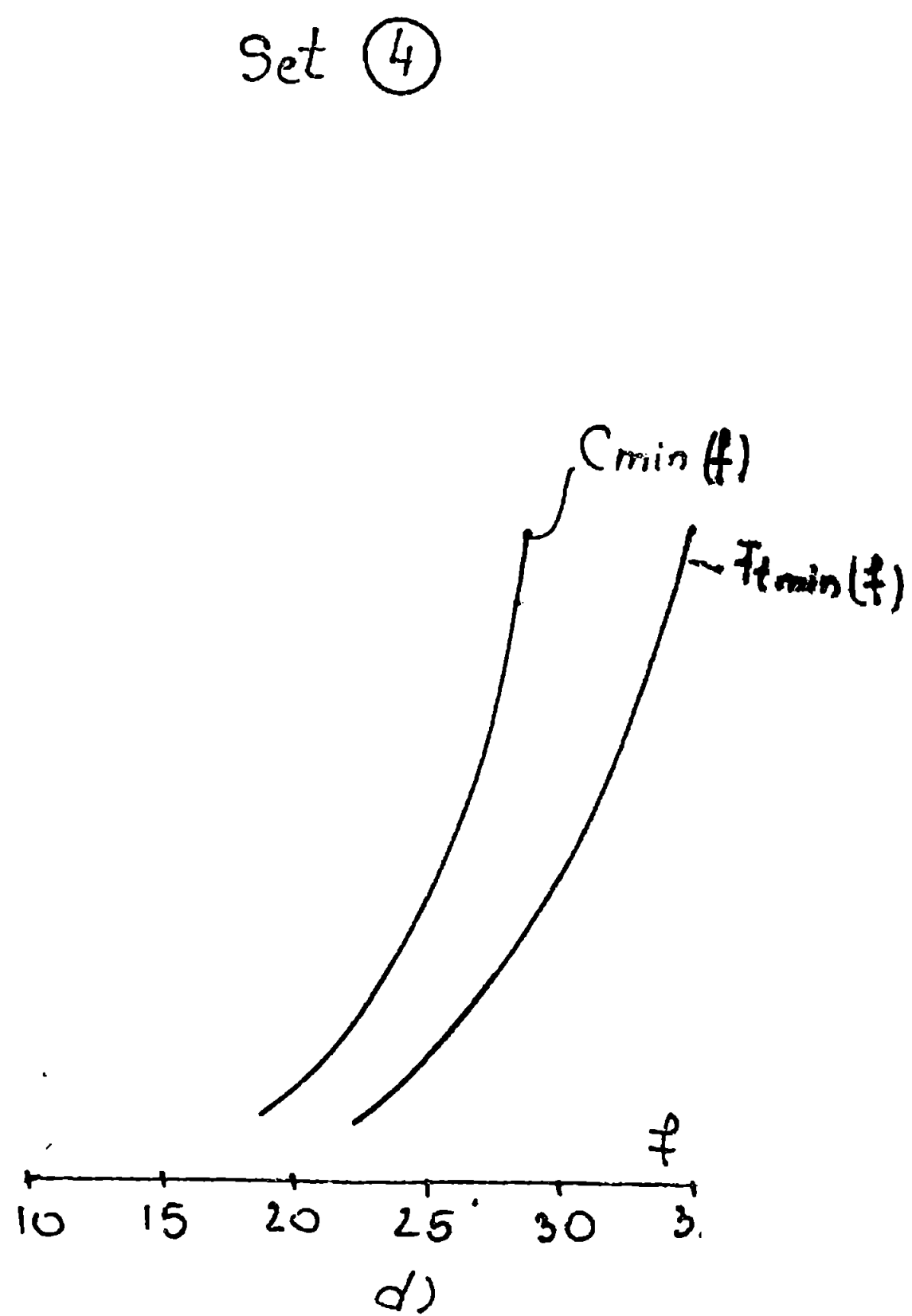
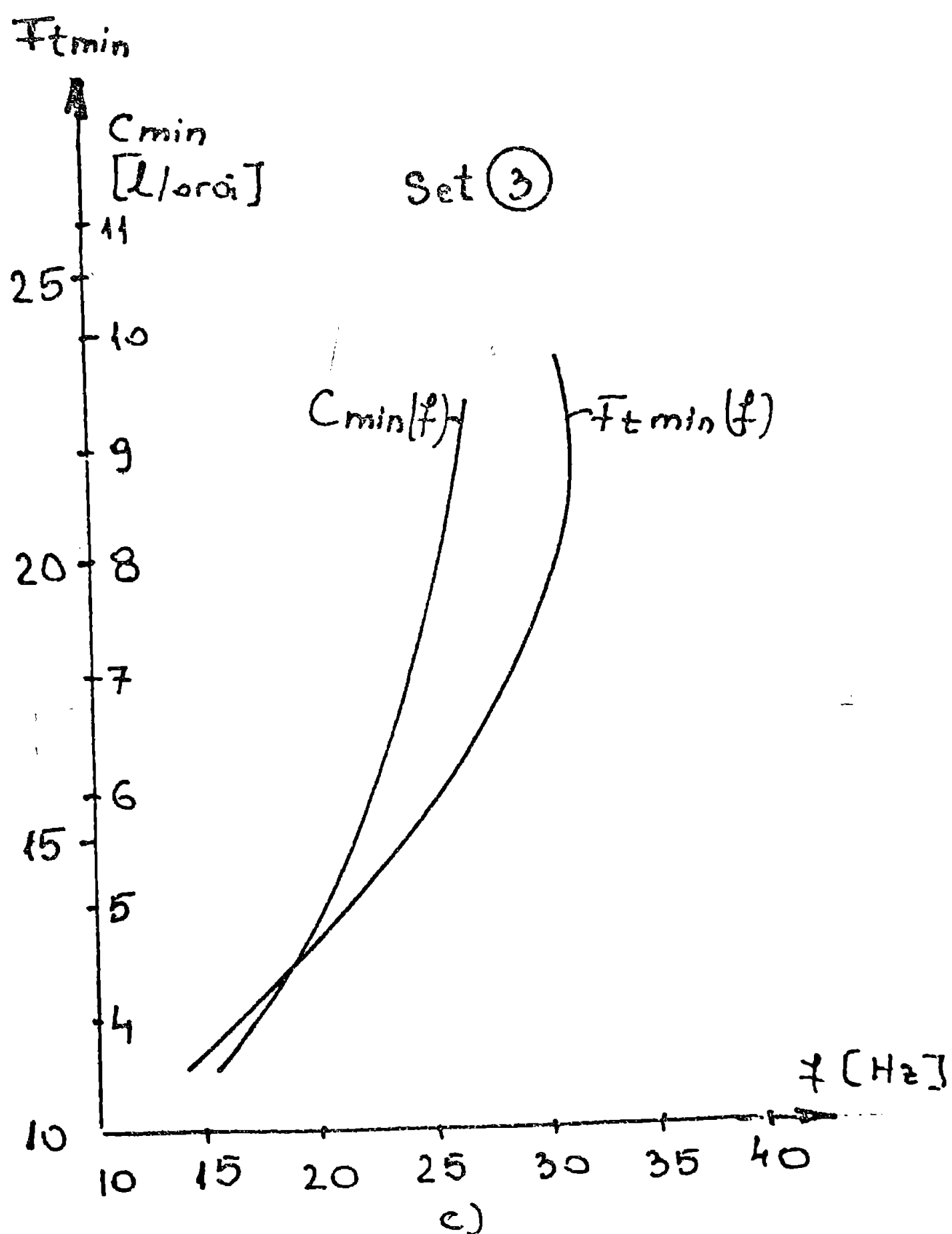
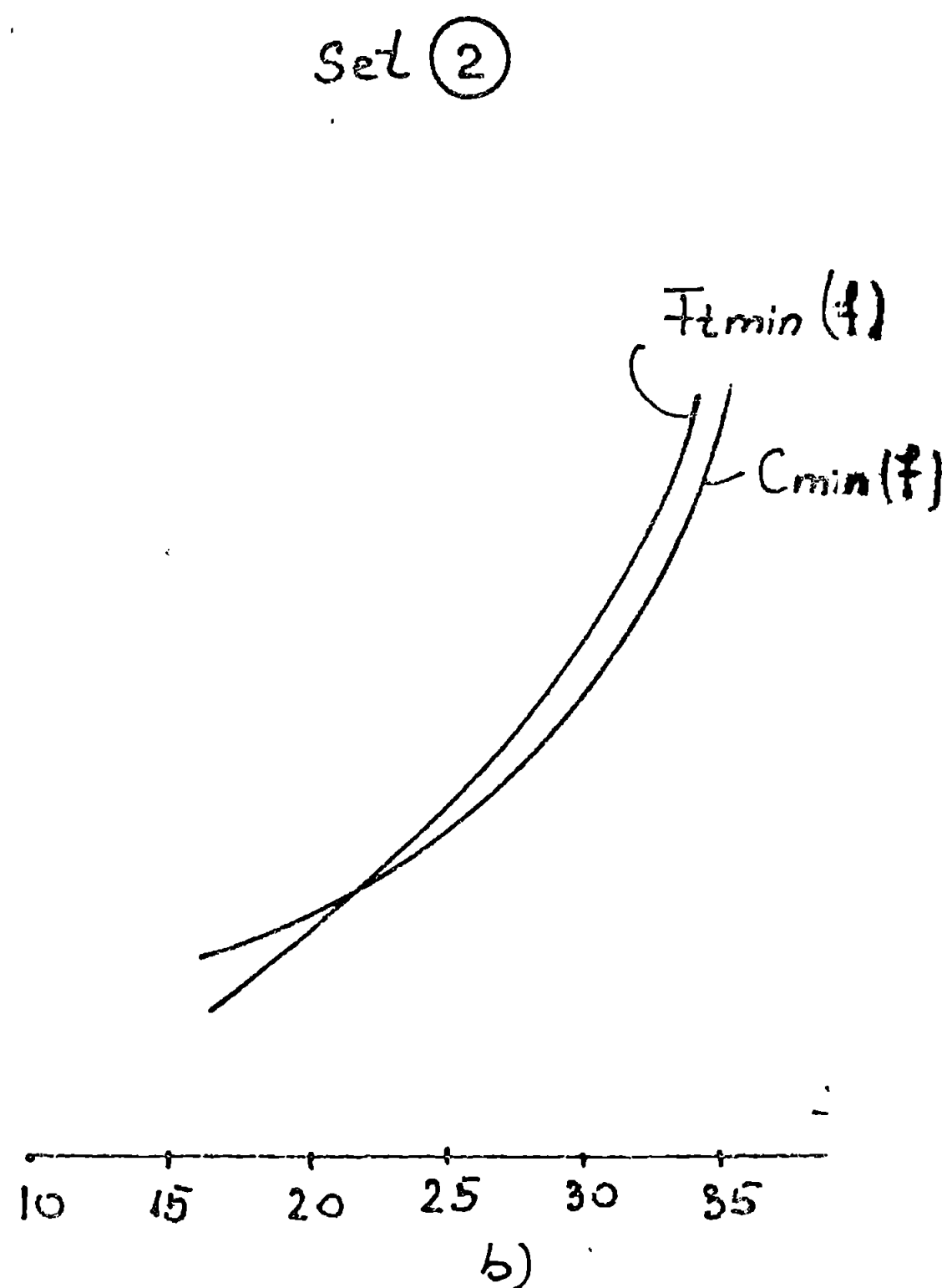
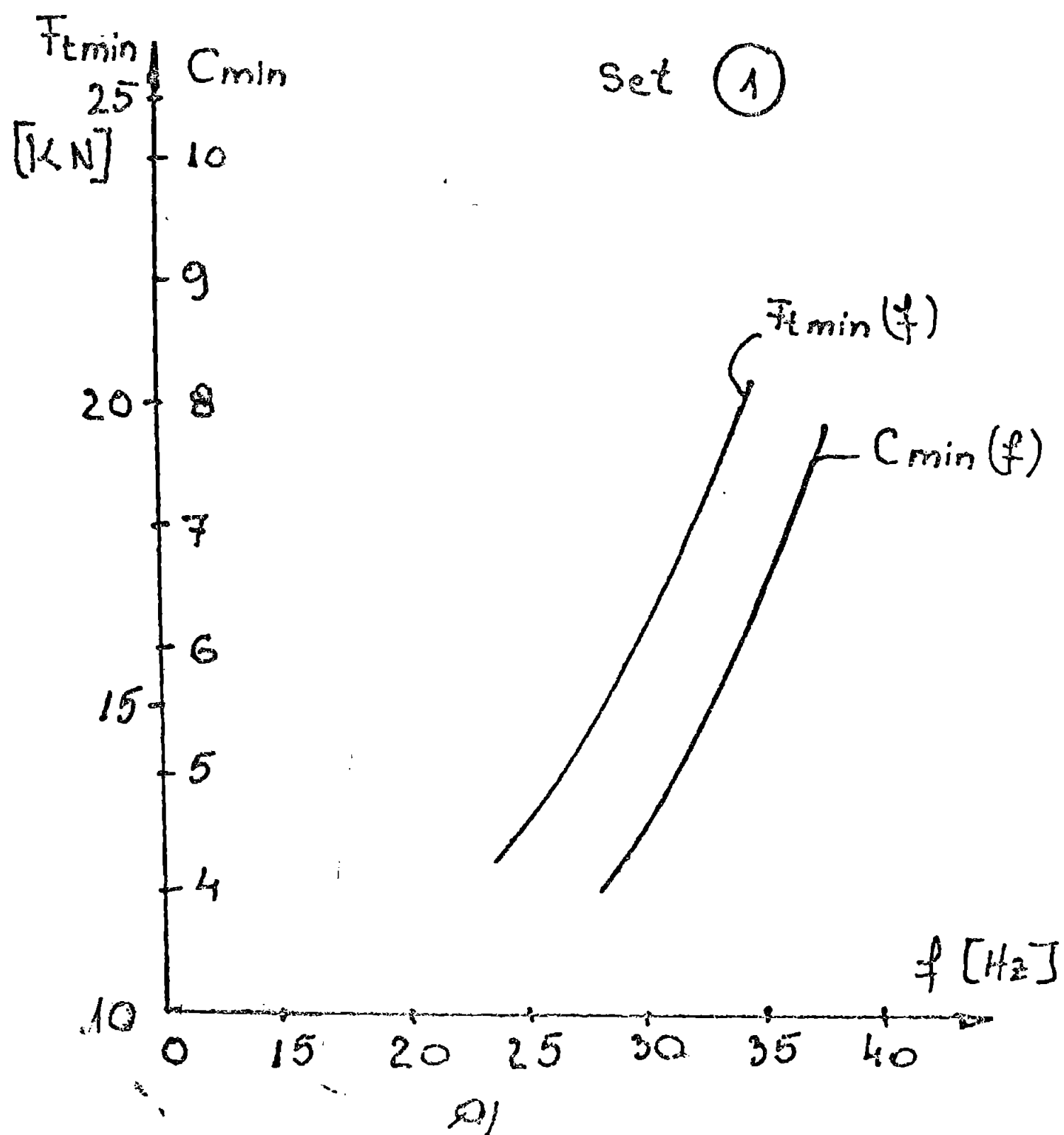


Fig.3.4.11.- Variatia fortei minime de tractiune si consumului minim de carburant in functie de frecventa.

care pentru regimul reprezentat în figura 3.4.11.b, are valoarea $v_0 = 0,83$ m/s, iar pentru regimul reprezentat în figura 3.4.11.c, are valoarea $v_0 = 1,09$ m/s, se constată o inversare a poziției relative a celor două curbe.

Curbele $C_{\min}(f)$ și $F_{\min}(f)$ reprezentate în figura 3.4.11.d corespund unui regim pentru care față de regimul reprezentat în figura 3.4.11.c diferă numai amplitudinea mișcării oscilatorii "A" a organului de lucru. În cazul în care amplitudinea $A = 13,68$ mm, (regimul din figura 3.4.11.c) scade la valoarea $A = 10,18$ mm (regimul din figura 3.4.11.d) se constată distanțarea curbelor $F_{\min}(f)$ și $C_{\min}(f)$ din domeniul frecvențelor cuprinse între limitele (15-30) Hz în domeniul frecvențelor cuprinse între limitele (23-35) Hz. Apropierea maximă a curbelor $C_{\min}(f)$ și $F_{\min}(f)$ corespunde setului 2 de încercări, figura 3.4.11.c, pentru care amplitudinea a avut valoarea maximă, iar viteza de deplasare, respectiv umiditatea solului, au avut valori intermediare, comparativ cu celelalte seturi de încercări. Analizând curba de reducere a consumului de carburant corespunzătoare aceluiași set 2 de încercări, figura 3.4.10 pentru care scăderea consumului a fost însemnată, rezultă că regimul de lucru aferent reprezintă un regim optim, iar apropierea curbelor $F_{\min}(f)$ și $C_{\min}(f)$ poate fi un indicator în realizarea unui astfel de regim optim.

6. Reducerea forței de tracțiune, respectiv a consumului de carburant în regim vibrator pentru anumite frecvențe de lucru ale sculei, este reflectată și de reducerea fenomenului de patinare pentru roțile motrice ale mașinii purtătoare. Variația patinării exprimată în procente în funcție de frecvența de oscilație a sculei vibratoare este reprezentată în figura 3.4.12. Se remarcă scăderea procentuală a patinării în domeniul frecvențelor de vibrație pentru care s-a pus în evidență fenomenul de reducerea forței de tracțiune. Reducerea patinării roților motrice de la mașina purtătoare, este reflectată de reducerea consumului de carburant precum și de reducerea fenomenului de uzură prematură a anvelopelor. Pentru regimurile grele de lucru, cum este de exemplu regimul de lucru la scarificarea adâncă a solului, fenomenul de uzură al anvelopelor este deosebit de sever și prin urmare reducerea patinării roților capătă o importanță deosebită.

7. Cercetările experimentale efectuate au pus în evidență fenomenul de reducerea rezistenței solului în regim de lucru cu scule antrenate în mișcare vibratorie, la scarificarea solului, ma-

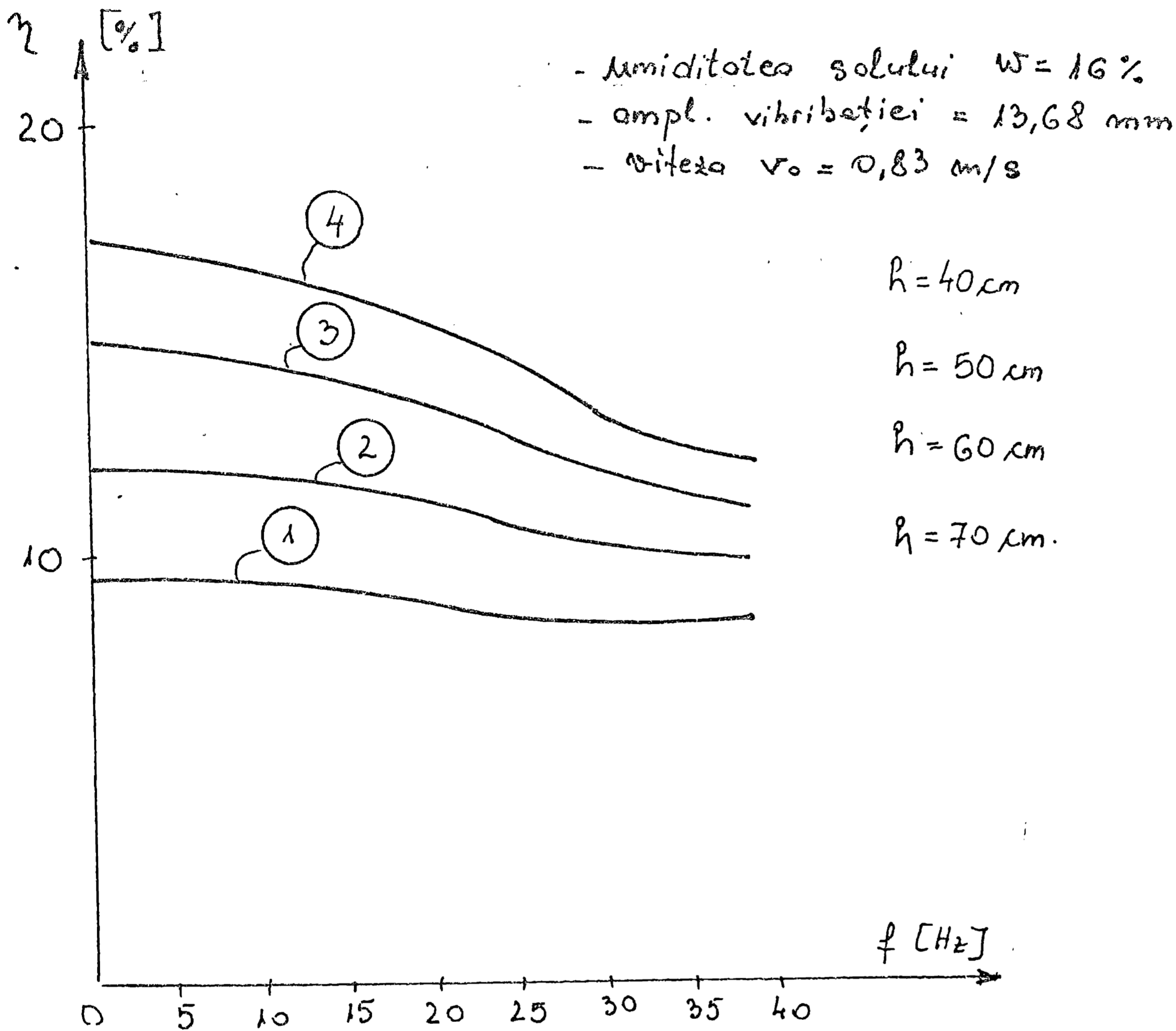


Fig. 3.4.12.- Variatia patinarii rotilor motrice in functie de frecventa de lucru.

terializate prin reducerea fortei de tractiune, reducerea fenomenului de patinare al rotilor motrice si reducerea consumului de carburant. Aceste fenomene sunt influentate de o multitudine de factori dintre care amintim: frecventa "f" de oscilatie a sculei, amplitudinea "a" a oscilatiilor, adancimea de lucru "h", viteza de inaintare "v₀", tipul de sol, gradul de umiditate al solului, gradul de tasare. Avand in vedere neomogenitatea solului, precum si modificarea permanenta a proprietatilor fizico-chimice ale sale, fenomenul de reducerea consumului de carburant in regim de lucru cu scule antrenate in miscare vibratorie, este un fenomen instabil. Pentru mentinerea stabilitatii procesului de lucru in regimul optim, instalatia de actionare in miscare vibratorie a sculei, trebuie prevazuta cu un sistem de urmarire a fortei de tractiune si reglaj automat al frecventei de oscilatie.

8. Avand in vedere efectele nocive pe care le poate avea fenomenul de transmiterea vibratiilor la tractor, s-au luat masuri de izolare antivibratorie (paragraful 3.2) la cuplarea sea-

rificatorului pe tractor. Masuratorile efectuate in acest sens au pus in evidenta posibilitatea limitarii transmiterii vibratiilor la un nivel sub cel admis de norme.

**Capitolul 4. Principalele contributii ale autorului.
Aplicatii si perspective ale rezultate-
lor obtinute.**

Contributiile autorului la studiul influentei efectelor vibratorii asupra reducerii rezistentei de lucru a solului, pot fi grupate dupa cum urmeaza:

a.1. Analiza amanuntita pe baza unui vast studiu bibliografic al principalelor cercetari elaborate in domeniu. Sistematiizarea rezultatelor teoretice si experimentale privind modul de definire al conceptului de rezistenta de lucru a solului precum si clasificarea factorilor care influenteaza aceasta rezistenta. Se prezinta o sinteza a principalelor solutii constructive privind utilizarea vibratiilor in procesul tehnologic de prelucrare a solului, cu accent pe utilizarea vibratiilor fortate si efectele vibratiilor asupra reducerii rezistentei de lucru a solului in conditii tehnologice reale.

a.2. Prezentarea sintetica pe baza studiului bibliografic a influentei efectelor vibratorii asupra proprietatilor mecanice ale solului, determinate in conditii de laborator, precum si relatiile matematice utilizate in scopul modelarii fenomenelor fizice de modificare a proprietatilor mecanice in conditiile unor sollicitari dinamice.

a.3. Elaborarea schemei cinematice de antrenare in miscare vibratorie a organelor de lucru, la scarificarea adanca, compusa din mecanismul biela-manivela-balansier. Acest mecanism realizeaza miscarea oscilatorie de translatie pentru cutitul vertical si miscarea oscilatorie de rotatie pentru cutitul inclinat.

a.4. Se elaboreaza studiul vibratiilor fortate pentru cutitul inclinat al scarificatorului cu antrenare armonica. In acest sens se deduce ecuatiile diferentiale neliniare a miscarii, din a carei rezolvare se evidentiaza cele doua tipuri de miscari pe care le descrie organul de lucru:

- Miscarea vibratorie rapida care are pulsatiile excitatiei perturbatoare si o amplitudine relativ mica.

- Miscarea de vibratie amortizata cu pulsatiile relativ mica, in functie de coeficientul de amortizare admis pentru sistem.

a.5. Elaborarea modelului de calcul pentru studiul interac-

tiunii dintre scula vibratoare si sol. Se determina valoarea masei de sol aflata in interactiune cu scula de lucru si se pune in evidenta ca solul antrenat in miscare are forma unui trunchi de con, avand axa, normala la suprafata de contact a cutitului cu solul. Se deduce sistemul de ecuatii diferentiale cu derivate partiale in care necunoscute sunt functiile $\tau(x,t)$ si $v(x,t)$.

a.6. Se prezinta o metoda aproximativa de rezolvare a sistemului nelinier de ecuatii diferentiale cu derivate partiale, prin calculul valorilor functiilor τ si v in nodurile unei retele rectangulare cu pas constant, pornindu-se de la zona de contact cu scula din aproape in aproape, cunoscand conditiile initiale ale problemei.

a.7. Pentru un studiu mai simplu al vibratiilor longitudinale ale coloanei tronconice de sol dislocat, se introduce un model fizic mult simplificat, prin acceptarea unor ipoteze care nu indeparteaza rezultatele de la valorile reale. Se stabileste in acest fel ecuatia diferentiala cu derivate partiale simpla pentru determinarea deplasarilor longitudinale $u(r,t)$. Se cauta o solutie de forma $u(r,t) = I(t) \cdot H(r)$ si se obtine o ecuatie care se separa in doua, una contine pe $I(t)$ si cealalta pe $H(r)$, care se integreaza cu usurinta.

a.8. Calculul numeric prin metoda elementelor finite a starii de tensiune si deformatie din sol la interactiunea cu scula de lucru, pentru domeniul de sollicitare elastic. Rezultatele obtinute in acest mod confirma ipotezele teoretice acceptate in stabilirea modelului fizic utilizat in stabilirea ecuatiilor diferentiale a vibratiilor solului pus in miscare de cutitul vibrator.

a.9. Calculul numeric prin metoda elementelor finite a starii de tensiune si deformatie din sol la interactiunea cu scula de lucru pentru domeniul elasto-plastic. Pentru modelul de calcul utilizat, a carui discretizare s-a realizat cu pas variabil cu o retea mai densa de elemente finite in zona de contact dintre scula si sol, s-a calculat starea de tensiune si deformatie in noduri precum si in centrul elementului pentru opt stadii de sollicitare. S-a determinat starea de tensiune si deformatie pentru intregul proces de sollicitare dintre scula si sol, tinand cont de caracterul ciclic al sollicitarii produse de scula vibratoare. Rezultatele obtinute confirma modelul fizic adoptat in

studierea vibrațiilor longitudinale ale masei de sol care interacționează cu scula de lucru. De asemenea sunt confirmate observațiile experimentale privind maruntirea și dislocarea solului cu organe de lucru vibratoare.

a.10. Elaborarea unor programe de calcul automat pentru prelucrarea diagramelor de variație a forței de tracțiune în funcție de timp, înregistrate cu un înregistrator în coordonate X-Y.

a.11. Generalizarea rezultatelor experimentale obținute pentru variația forței medii de tracțiune și consumului de carburant în funcție de frecvența pentru alte regimuri de lucru decât cele la care s-au făcut experimentările, prin elaborarea unui program de calcul automat de interpolare.

a.12. Introducerea parametrului $d = v_0 / f$, [m], reprezentând distanța parcursă de scula între două socuri succesive aplicate solului, în același sens de desfășurare a mișcării pentru aprecierea eficacității și eficienței utilizării vibrațiilor în procesul de lucru.

b. Contribuții experimentale

b.1. Echiparea utilajului de scarificare adâncă cu scula vibratoare și efectuarea încercărilor experimentale pentru studiul influenței vibrațiilor forțate asupra rezistenței de lucru a solului în condiții tehnologice reale.

b.2. Dispozitive și instalații proiectate și realizate în vederea efectuării cercetărilor experimentale.

b.2.1. Mecanismul cinematic pentru antrenarea în mișcare vibratorie a sculelor de lucru.

b.2.2. Instalația de acționare hidrostatică a mecanismului generator de vibrații al sculei de lucru.

b.2.3. Dispozitivele de izolare antivibratorie, care se montează între tractor și scarificator, în trei puncte de prindere, prin articulații speciale, prezentate cu bușe din cauciuc.

b.2.4. Doza tensometrică pentru măsurarea forței de tracțiune în condiții reale de lucru.

b.3. Dispozitive și instalații realizate în vederea efectuării cercetării experimentale:

b.3.1. Dispozitivul de măsură al frecvenței de oscilație pentru scula vibratoare.

b.3.2. Instalația de măsură a consumului de combustibil pentru mașina purtătoare.

b.3.3. Instalatia de masura pentru patinarea retilor metrice de la masina purtatoare.

b.3.4. Instalatia mobila de masura si achizitii de date, pentru dinamometrarea fortei de tractiune.

b.4. Conceperea unui stand pentru studiul efectelor vibratorii si uzurii la masinile agricole de lucrat solul, care face obiectul brevetului de inventie nr.98803, Romania, 1989.

b.5. Trasarea curbelor de variatie in functie de frecventa de oscilatie a sculei, pentru forta medie de tractiune $F_m(f)$ si consumului de carburant $C(f)$.

b.6. Trasarea curbelor de variatie, in functie de frecventa optima si adancimea de lucru a fortei minime de tractiune in cadrul seriilor de incercari efectuate.

b.7. S-a determinat frecventa optima pentru care miscarea vibratorie a organului de scarificare conduce la micșorarea fortei de tractiune si a consumului de carburant fata de regimul de lucru cu scule neantrenate in miscare vibratorie.

b.8. S-a determinat dependenta dintre frecventa de oscilatie a sculei vibratoare, adancimea de lucru si viteza de deplasare a masinii purtatoare in scopul realizarii unor regimuri de lucru cu un consum minim de carburant.

b.9. Pe baza incercarilor experimentale efectuate s-a determinat domeniul de frecventa pentru care utilizarea vibratiilor in procesul de lucru este ineficienta ca urmare a cresterii consumului de carburant in raport cu regimul de lucru cu scule nevibratoare.

Solutionarea unor probleme din prezenta lucrare a fost pregatita de autor printr-o cercetare concretizata prin publicarea unor articole la diferite sesiuni de comunicari din tara si strainatate: [F1] , [F2] , [F3] , [F4] , [F5] , [F6] , [F7] , [F8] , [F9] , [F10] , [S16] , [S17] si brevetul de inventie [F11] .

Cercetarile teoretice si experimentale efectuate, au pus in evidenta fenomenul de reducerea rezistentei solului, in regim de lucru cu scule vibratoare, pentru anumite valori ale parametrilor miscarii vibratorii pe care o executa organul activ, la contactul cu solul. Reducerea rezistentei de lucru a solului, este materializata prin reducerea fortei de tractiune, iar in conditiile unor anumiti parametri optimi de lucru prin scaderea consumului de carburant, deci conditii de eficienta economica sporita.

Cercetarile experimentale efectuate, evidentiaza multitudine factorilor care influenteaza forta de tractiune in conditii de vibratie fortata a sculei de lucru, factori care sunt in permanenta variatie. Aceste caracteristici confera fenomenului de reducerea fortei de tractiune si implicit a consumului specific de carburant, un caracter de instabilitate. Mentinerea unui regim de lucru vibrator cu eficienta economica maxima, indiferent de factorii obiectivi care influenteaza procesul de lucru, sau factorii subiectivi, cum sunt cei legati de exploatarea nerationala a agregatului, presupun existenta unui reglaj automat al frecventei de oscilatie al sculei.

Pe langa fenomenul de reducerea rezistentei de lucru a solului, prin utilizarea vibratiilor fortate aplicate organului activ, se inregistreaza o imbunatatire a gradului de afanare a solului in procesul de scarificare adanca, pentru care afanarea solului reprezinta scopul principal.

Utilizarea vibratiilor fortate se poate face numai in cazul adoptarii masurilor de izolare antivibratorie a sculei de lucru si printr-o proiectare adecvata a structurii de rezistenta, care sa tina cont de caracterul dinamic al solicitarilor din timpul procesului tehnologic, caruia ii este destinat.

Rezultatele teoretice si experimentale obtinute de autor, pot fi utilizate in activitatea de proiectare a unor masini cu performante ridicate sub aspectul productivitatii, al consumului energetic precum si al calitatii lucrarilor efectuate. De asemenea aceste rezultate pot fi utilizate pentru perfectionarea utilajelor aflate in exploatare.

Anexa 1.a.

DATE DE INTRARE COSMOS

VIEW,0,0,1,
PT,1,20,0,0,
PT,2,0,0,0,
PT,3,90,70,0,
PT,4,-70,70,0,
PT,5,-140,0,0,
PT,6,-70,-70,0,
SCALE,0,
PT,7,-14,14,0,
PT,8,-28,0,0,
PT,9,-14,-14,0,
CRLINE,1,1,2,
CRLINE,2,1,3,
CRLINE,3,3,4,
CRLINE,4,4,5,
CRLINE,5,5,6,
CRLINE,6,6,9,
CRLINE,7,9,2,
CRLINE,8,2,7,
CRLINE,9,7,8,
CRLINE,10,8,8,
CRLINE,10,8,9,
CRLINE,11,4,7,
CRLINE,12,5,8,
SF2CR,1,1,3,0,
SF2CR,2,11,12,0,
SF2CR,3,10,5,0,
SF2CR,4,8,10,0,
PT,10,34,14,0,
CRLINE,17,10,7,
SF2CR,1,17,3,0,
SF2CR,5,1,17,0,
CLS,1,
CRCOMPRESS,1,20,1,
CRCOMPRESS,1,20,1,
CRDEL,13,13,1,
CRDEL,11,11,1,
M_SF,1,1,1,4,8,6,1,1,
M_SF,2,2,1,4,6,8,1,1,
EDELETE,49,180,1,
CLS,1,
M_SF,2,2,1,4,6,5,1,1,
M_SF,3,3,1,4,5,6,1,1,
M_SF,4,4,1,4,5,5,1,1,
M_SF,5,5,1,4,8,5,1,1,
NMERGE,1,237,1,0.0001,0,1,0,
NCOMPRESS,1,227,1,
CLS,1,
EGROUP,1,PLANE2D,0,1,2,0,0,0,0,0,
MPROP,1,EX,.02,
MPROP,1,EX,.002,
MPROP,1,NUXY,.25,
RCONST,1,1,1,1,1,
DCR,4,ALL,0,5,1,
DCR,15,ALL,0,15,1,
PCR,1,.8,16,15,0.8,

STRESS EVALUATION FOR STATIC ANALYSIS

STRESS OUTPUT FOR 2/D ELEMENT GROUP 1 CASE NO. 1
(PLANE STRAIN)

ELEMENT NUMBER	STRESS NODE	OUTPUT SIGMA-X	SIGMA-Y	TAU-XY	SIGMA-Z	VON MISES	SIGMA-P+	SIGMA-P-	ANGLE
1	1	.177296E-01	-.191953E-02	.109483E-01	.395251E-02	.257833E-01			
	2	-.152889E-01	-.401803E-01	-.245695E-01	-.138673E-01	.496786E-01			
	11	-.109254E-01	-.366841E-01	-.212511E-01	-.119024E-01	.446557E-01			
	10	.159707E-01	-.540727E-02	.777824E-02	.264086E-02	.230487E-01			
	CENTER	.187148E-02	-.210478E-01	-.677351E-02	-.479409E-02	.235498E-01	.372363E-02	-.229000E-01	-15.293
2	2	.375286E-01	-.864529E-01	-.831296E-02	-.122311E-01	.109021E+00			
	3	.100815E-01	-.137976E+00	-.464052E-01	-.319737E-01	.154672E+00			
	12	-.125996E-01	-.131887E+00	-.429122E-01	-.361217E-01	.132292E+00			
	11	.965391E-02	-.926234E-01	-.138317E-01	-.207424E-01	.940727E-01			
	CENTER	.111661E-01	-.112235E+00	-.278655E-01	-.252672E-01	.119953E+00	.171667E-01	-.118236E+00	-12.153
3	3	.902643E-01	-.228513E+00	.534153E-02	-.345621E-01	.278378E+00			
	4	.826570E-01	-.266908E+00	-.130296E-01	-.460628E-01	.307047E+00			
	13	.174373E-01	-.261667E+00	-.120813E-01	-.610575E-01	.250181E+00			
	12	.250404E-01	-.233828E+00	.128819E-02	-.521968E-01	.230193E+00			
	CENTER	.538497E-01	-.247729E+00	-.462029E-02	-.484698E-01	.265755E+00	.539205E-01	-.247300E+00	-.878
4	4	.141034E+00	-.363106E+00	.103270E+00	-.555182E-01	.475073E+00			
	5	.142343E+00	-.336380E+00	.107715E+00	-.485091E-01	.457211E+00			
	14	.505480E-01	-.340307E+00	.106339E+00	-.724398E-01	.392106E+00			
	13	.505986E-01	-.359190E+00	.103206E+00	-.771479E-01	.404786E+00			
	CENTER	.961309E-01	-.349746E+00	.105132E+00	-.634037E-01	.431605E+00	.119677E+00	-.373291E+00	12.624
5	5	.127951E+00	-.347212E+00	.257918E+00	-.548154E-01	.609840E+00			
	6	.129694E+00	-.261400E+00	.243665E+00	-.329265E-01	.542142E+00			
	15	.303398E-01	-.273998E+00	.246539E+00	-.609146E-01	.505491E+00			
	14	.280408E-01	-.334627E+00	.256617E+00	-.766465E-01	.549616E+00			
	CENTER	.790063E-01	-.304309E+00	.251185E+00	-.563257E-01	.550138E+00	.203302E+00	-.428605E+00	26.328
6	6	.513547E-01	-.194064E+00	.348702E+00	-.356774E-01	.641268E+00			
	7	.702023E-01	-.104255E+00	.305706E+00	-.851307E-02	.550698E+00			
	16	-.266042E-01	-.116655E+00	.313860E+00	-.358148E-01	.550353E+00			
	15	-.433341E-01	-.181772E+00	.345107E+00	-.562766E-01	.612239E+00			
	CENTER	.129047E-01	-.149187E+00	.328344E+00	-.340705E-01	.586766E+00	.270057E+00	-.406339E+00	38.067
7	7	-.311446E-01	-.336710E-01	.350626E+00	-.162039E-01	.607522E+00			
	8	.473652E-02	.362097E-01	.299014E+00	.102365E-01	.518725E+00			
	17	-.765209E-01	.277708E-01	.308240E+00	-.121875E-01	.541611E+00			

16	-.100056E+00	-.254860E-01	.347737E+00	-.333840E-01	.607445E+00				
CENTER	-.527448E-01	.120586E-02	.326404E+00	-.128947E-01	.567422E+00	.301747E+00	-.353286E+00	47.362	
8									
8	-.100266E+00	.766302E-01	.306357E+00	-.590893E-02	.552330E+00				
9	-.469574E-01	.140800E+00	.246900E+00	.234507E-01	.458114E+00				
18	-.992068E-01	.134790E+00	.255025E+00	.889583E-02	.486063E+00				
17	-.146396E+00	.823212E-01	.303835E+00	-.160186E-01	.562528E+00				
CENTER	-.982065E-01	.108635E+00	.278029E+00	.260724E-02	.513805E+00	.301856E+00	-.291427E+00	55.202	
9									
10	.182560E-01	.128632E-01	.158139E-01	.777980E-02	.288544E-01				
11	.200855E-02	-.866564E-02	-.281674E-02	-.166427E-02	.105842E-01				
20	-.308794E-02	-.597035E-02	-.100420E-02	-.226457E-02	.379272E-02				
19	.877528E-02	.100796E-01	.128670E-01	.471372E-02	.228072E-01				
CENTER	.648798E-02	.207669E-02	.621498E-02	.214117E-02	.116214E-01	.108771E-01	-.231242E-02	35.230	
10									
11	.262697E-01	-.263017E-01	.866271E-02	-.800286E-05	.479368E-01				
12	.102012E-01	-.693769E-01	-.174203E-01	-.147939E-01	.766731E-01				
21	-.100793E-01	-.644332E-01	-.155932E-01	-.186281E-01	.573778E-01				
20	.173293E-02	-.313782E-01	.439499E-02	-.741133E-02	.305800E-01				
CENTER	.703113E-02	-.478725E-01	-.498895E-02	-.102103E-01	.493936E-01	.748078E-02	-.483221E-01	-5.150	
11									
12	.604545E-01	-.113973E+00	.240457E-01	-.133795E-01	.157265E+00				
13	.537765E-01	-.162949E+00	.649131E-02	-.272931E-01	.189997E+00				
22	.229165E-02	-.157632E+00	.673299E-02	-.388351E-01	.144312E+00				
21	.680141E-02	-.119398E+00	.204146E-01	-.281493E-01	.118269E+00				
CENTER	.308310E-01	-.138488E+00	.144211E-01	-.269143E-01	.151162E+00	.320505E-01	-.139708E+00	4.834	
12									
13	.978332E-01	-.212773E+00	.988469E-01	-.287349E-01	.320148E+00				
14	.976842E-01	-.208242E+00	.993819E-01	-.276394E-01	.317155E+00				
23	.111073E-01	-.208734E+00	.984005E-01	-.494068E-01	.260263E+00				
22	.108444E-01	-.212300E+00	.979754E-01	-.503639E-01	.262067E+00				
CENTER	.543673E-01	-.210512E+00	.986512E-01	-.390363E-01	.288688E+00	.870709E-01	-.243216E+00	18.341	
13									
14	.704528E-01	-.221205E+00	.214949E+00	-.376879E-01	.451473E+00				
15	.718956E-01	-.134054E+00	.204612E+00	-.155397E-01	.397054E+00				
24	-.171226E-01	-.143348E+00	.206662E+00	-.401176E-01	.376413E+00				
23	-.178696E-01	-.211931E+00	.214792E+00	-.574502E-01	.412254E+00				
CENTER	.268391E-01	-.177634E+00	.210254E+00	-.376989E-01	.406692E+00	.158395E+00	-.309191E+00	32.034	
14									
15	-.168280E-01	-.115345E+00	.281471E+00	-.330434E-01	.496033E+00				
16	-.284991E-02	-.102561E-01	.243815E+00	-.327651E-02	.422362E+00				
25	-.708949E-01	-.218496E-01	.250089E+00	-.231861E-01	.435861E+00				
24	-.809229E-01	-.103889E+00	.279457E+00	-.462031E-01	.486641E+00				
CENTER	-.428739E-01	-.628352E-01	.263708E+00	-.264273E-01	.457846E+00	.211042E+00	-.316751E+00	43.916	
15									
16	-.103549E+00	-.952341E-04	.269773E+00	-.259112E-01	.476478E+00				
17	-.701232E-01	.898040E-01	.215343E+00	.492021E-02	.397900E+00				
26	-.112894E+00	.792340E-01	.223790E+00	-.841510E-02	.421903E+00				
25	-.137656E+00	.102468E-01	.265513E+00	-.318523E-01	.478447E+00				
CENTER	-.106056E+00	.447974E-01	.243605E+00	-.153145E-01	.441964E+00	.224386E+00	-.285644E+00	53.602	
16									
17	-.163157E+00	.571708E-01	.207302E+00	-.264967E-01	.407470E+00				
18	-.128442E+00	.103704E+00	.167062E+00	-.618457E-02	.352401E+00				
27	-.128016E+00	.978135E-01	.171804E+00	-.755053E-02	.356169E+00				

17	26	-.154063E+00	.631185E-01	.201819E+00	-.227360E-01	.397599E+00			
	CENTER	-.143419E+00	.804516E-01	.186997E+00	-.157419E-01	.377809E+00	.186455E+00	-.249423E+00	60.452
	19	.653407E-02	.877877E-02	.709601E-02	.382821E-02	.130190E-01			
	20	.178327E-02	.227268E-02	.165396E-02	.101399E-02	.306831E-02			
	29	-.299771E-02	.303661E-02	.215024E-02	.972399E-05	.641720E-02			
	28	.264381E-03	.800658E-02	.629758E-02	.206774E-02	.129696E-01			
	CENTER	.139600E-02	.552366E-02	.429945E-02	.172991E-02	.843958E-02	.822896E-02	-.130930E-02	57.821
18	20	.917962E-02	-.574234E-02	.787730E-02	.859319E-03	.188120E-01			
	21	.184854E-02	-.286151E-01	-.472708E-02	-.659165E-02	.284225E-01			
	30	-.128248E-01	-.263211E-01	-.375855E-02	-.978650E-02	.165761E-01			
	29	-.767606E-02	-.804818E-02	.629746E-02	-.393106E-02	.115987E-01			
	CENTER	-.236818E-02	-.171817E-01	.142228E-02	-.488747E-02	.139476E-01	-.223286E-02	-.173170E-01	5.435
19	21	.286151E-01	-.579446E-01	.249865E-01	-.733239E-02	.868687E-01			
	22	.254437E-01	-.843383E-01	.167031E-01	-.147236E-01	.100463E+00			
	31	-.140460E-01	-.819741E-01	.169862E-01	-.240050E-01	.700179E-01			
	30	-.124923E-01	-.603196E-01	.237703E-01	-.182030E-01	.611720E-01			
	CENTER	.688010E-02	-.711441E-01	.206115E-01	-.160660E-01	.780926E-01	.119903E-01	-.762544E-01	13.925
20	22	.442411E-01	-.118854E+00	.840819E-01	-.186531E-01	.203733E+00			
	23	.440215E-01	-.109872E+00	.849956E-01	-.164627E-01	.199264E+00			
	32	-.228570E-01	-.110633E+00	.846607E-01	-.333726E-01	.168507E+00			
	31	-.232472E-01	-.118094E+00	.838995E-01	-.353354E-01	.170625E+00			
	CENTER	.105396E-01	-.114363E+00	.844094E-01	-.259560E-01	.183709E+00	.530887E-01	-.156913E+00	26.752
21	23	.982705E-02	-.124124E+00	.167298E+00	-.285742E-01	.313433E+00			
	24	.107979E-01	-.626430E-01	.161034E+00	-.129613E-01	.286373E+00			
	33	-.610893E-01	-.679470E-01	.161841E+00	-.322341E-01	.282225E+00			
	32	-.612864E-01	-.118922E+00	.167042E+00	-.450521E-01	.297036E+00			
	CENTER	-.254377E-01	-.933840E-01	.164304E+00	-.297054E-01	.292117E+00	.108369E+00	-.227190E+00	39.159
22	24	-.697075E-01	-.607484E-01	.212941E+00	-.326140E-01	.370346E+00			
	25	-.608929E-01	.208000E-01	.187359E+00	-.100232E-01	.332289E+00			
	34	-.118050E+00	.134715E-01	.190308E+00	-.261447E-01	.349727E+00			
	33	-.123835E+00	-.534348E-01	.211281E+00	-.443174E-01	.373630E+00			
	CENTER	-.931213E-01	-.199779E-01	.200472E+00	-.282748E-01	.354090E+00	.147231E+00	-.260331E+00	50.169
23	25	-.144623E+00	.665913E-02	.193044E+00	-.344910E-01	.360766E+00			
	26	-.128609E+00	.568749E-01	.165373E+00	-.179335E-01	.328892E+00			
	35	-.162315E+00	.518138E-01	.168778E+00	-.276252E-01	.347288E+00			
	34	-.173699E+00	.116966E-01	.190857E+00	-.405005E-01	.369727E+00			
	CENTER	-.152311E+00	.317611E-01	.179513E+00	-.301376E-01	.350706E+00	.141456E+00	-.262007E+00	58.572
24	26	-.173692E+00	.248692E-01	.151879E+00	-.372056E-01	.316474E+00			
	27	-.151224E+00	.555379E-01	.126224E+00	-.239215E-01	.283606E+00			
	36	-.182801E+00	.518964E-01	.130043E+00	-.327261E-01	.305150E+00			
	35	-.198104E+00	.284689E-01	.149591E+00	-.424088E-01	.327769E+00			
	CENTER	-.176455E+00	.401931E-01	.139434E+00	-.340655E-01	.307715E+00	.108436E+00	-.244698E+00	63.922
25	28	-.200159E-02	.853813E-02	.773020E-03	.384135E-03	.499565E-02			
	29	-.227937E-02	.306089E-02	.372973E-03	.195380E-03	.467379E-02			
	38	-.437486E-03	.310738E-02	.370350E-03	.667474E-03	.320649E-02			

35	47	.203528E-02	.252047E-02	-.188294E-02	.113894E-02	.347995E-02							
	CENTER	-.174802E-02	.145385E-02	-.242037E-02	-.735419E-04	.502711E-02	.275501E-02	-.304918E-02					-61.740
	39	-.100530E-01	-.979372E-02	.335223E-02	-.496188E-02	.761090E-02							
	40	-.933363E-02	-.424611E-02	.533906E-02	-.339493E-02	.107914E-01							
	49	-.284102E-02	-.461031E-02	.508445E-02	-.186283E-02	.913087E-02							
	48	-.345018E-02	-.942487E-02	.335986E-02	-.321876E-02	.842609E-02							
	CENTER	-.641965E-02	-.701875E-02	.428390E-02	-.335960E-02	.816158E-02	-.242485E-02	-.110136E-01					43.000
36	40	-.286685E-01	-.292279E-01	.332124E-01	-.144741E-01	.593205E-01							
	41	-.283732E-01	-.803711E-02	.357252E-01	-.910257E-02	.649761E-01							
	50	-.343518E-01	-.942998E-02	.355977E-01	-.109454E-01	.662360E-01							
	49	-.346132E-01	-.278355E-01	.334152E-01	-.156122E-01	.602322E-01							
	CENTER	-.315017E-01	-.186326E-01	.344876E-01	-.125336E-01	.620442E-01	.100156E-01	-.601499E-01					50.284
37	41	-.827660E-01	-.283867E-01	.746372E-01	-.277882E-01	.140364E+00							
	42	-.823673E-01	-.783972E-03	.713641E-01	-.207878E-01	.143884E+00							
	51	-.106645E+00	-.259895E-02	.714261E-01	-.273109E-01	.155467E+00							
	50	-.106971E+00	-.265737E-01	.742691E-01	-.333862E-01	.150034E+00							
	CENTER	-.946873E-01	-.145858E-01	.729241E-01	-.273183E-01	.146671E+00	.285619E-01	-.137835E+00					59.388
38	42	-.163316E+00	-.121349E-01	.928603E-01	-.438628E-01	.211979E+00							
	43	-.159988E+00	.133195E-01	.837445E-01	-.366672E-01	.211921E+00							
	52	-.208763E+00	.116205E-01	.834311E-01	-.492857E-01	.244414E+00							
	51	-.211534E+00	-.104703E-01	.913445E-01	-.555012E-01	.241727E+00							
	CENTER	-.185901E+00	.583690E-03	.878451E-01	-.463292E-01	.226669E+00	.354464E-01	-.220763E+00					68.354
39	43	-.233903E+00	.660537E-02	.855381E-01	-.568243E-01	.261844E+00							
	44	-.234014E+00	.573726E-02	.860700E-01	-.570691E-01	.261900E+00							
	53	-.331038E+00	.570079E-02	.830067E-01	-.813467E-01	.335198E+00							
	52	-.330605E+00	.645336E-02	.825579E-01	-.810379E-01	.334994E+00							
	CENTER	-.282402E+00	.612419E-02	.842932E-01	-.690695E-01	.297527E+00	.289454E-01	-.305223E+00					74.851
40	44	-.266342E+00	-.501440E-02	.786564E-01	-.678392E-01	.272730E+00							
	45	-.297791E+00	-.474987E-01	.115416E+00	-.863225E-01	.307244E+00							
	54	-.408648E+00	-.448305E-01	.108048E+00	-.113370E+00	.383599E+00							
	53	-.380842E+00	-.810240E-02	.762972E-01	-.972361E-01	.362105E+00							
	CENTER	-.338406E+00	-.263615E-01	.946044E-01	-.911919E-01	.328930E+00	.798062E-04	-.364847E+00					74.385
41	46	.242752E-03	.165342E-03	-.473422E-04	.102023E-03	.147060E-03							
	47	.744962E-04	-.348100E-04	-.233220E-03	.992154E-05	.415011E-03							
	56	-.143450E-04	-.281487E-04	-.224996E-03	-.106234E-04	.390033E-03							
	55	.150758E-03	.158600E-03	-.517409E-04	.773396E-04	.118570E-03							
	CENTER	.113415E-03	.652458E-04	-.139325E-03	.446653E-04	.248937E-03	.230722E-03	-.520608E-04					-40.096
42	47	.151691E-02	.780959E-03	-.879149E-03	.574466E-03	.174784E-02							
	48	.108175E-02	.722843E-04	-.140277E-02	.288509E-03	.259822E-02							
	57	.244209E-02	.105793E-03	-.139860E-02	.636971E-03	.321989E-02							
	56	.274649E-02	.748049E-03	-.922672E-03	.873635E-03	.251248E-02							
	CENTER	.194681E-02	.426771E-03	-.115080E-02	.593395E-03	.246130E-02	.256591E-02	-.192325E-03					-28.279
43	48	-.119812E-02	-.238364E-02	-.192805E-02	-.895440E-03	.360667E-02							
	49	-.342005E-03	.274173E-02	.531008E-03	.599930E-03	.288754E-02							
	58	.136224E-01	.245134E-02	.262881E-03	.401845E-02	.104857E-01							

44	CENTER	.608520E-02	.179619E-03	-.761260E-03	.156620E-02	.550694E-02	.618175E-02	.830669E-04	-7.228
	49	-.287175E-01	-.127357E-01	.729519E-02	-.103633E-01	.214154E-01			
	50	-.283516E-01	.884730E-02	.108819E-01	-.487607E-02	.376410E-01			
	59	.280227E-03	.750280E-02	.105709E-01	.194576E-02	.194458E-01			
	58	-.471241E-03	-.113907E-01	.743241E-02	-.296549E-02	.162463E-01			
45	CENTER	-.143150E-01	-.194408E-02	.904509E-02	-.406478E-02	.194099E-01	.282826E-02	-.190874E-01	62.183
	50	-.102314E+00	-.146803E-01	.269104E-01	-.292487E-01	.937432E-01			
	51	-.101750E+00	.630530E-02	.234236E-01	-.238613E-01	.104749E+00			
	60	-.103667E+00	.499774E-02	.236351E-01	-.246673E-01	.105548E+00			
	59	-.104190E+00	-.133728E-01	.266873E-01	-.293906E-01	.958447E-01			
46	CENTER	-.102980E+00	-.418751E-02	.251641E-01	-.267920E-01	.996871E-01	.185287E-02	-.109021E+00	76.502
	51	-.208584E+00	-.590915E-02	.335781E-01	-.536234E-01	.192525E+00			
	52	-.207049E+00	.731776E-02	.272258E-01	-.499329E-01	.197944E+00			
	61	-.269917E+00	.656009E-02	.270126E-01	-.658392E-01	.252692E+00			
	60	-.274111E+00	-.516224E-02	.326162E-01	-.698183E-01	.249632E+00			
47	CENTER	-.239915E+00	.701618E-03	.301082E-01	-.598034E-01	.222976E+00	.441182E-02	-.243626E+00	82.975
	52	-.325212E+00	.225250E-02	.225426E-01	-.807399E-01	.297436E+00			
	53	-.331021E+00	-.340619E-02	.266878E-01	-.836069E-01	.299375E+00			
	62	-.402568E+00	-.315768E-02	.254023E-01	-.101432E+00	.363140E+00			
	61	-.402473E+00	.196964E-02	.215670E-01	-.109126E+00	.366193E+00			
48	CENTER	-.365319E+00	-.585434E-03	.240499E-01	-.914760E-01	.331475E+00	.993542E-03	-.366898E+00	86.244
	53	-.330882E+00	.399625E-01	.190010E-01	-.727299E-01	.330933E+00			
	54	-.473105E+00	-.106970E+00	.155051E+00	-.145019E+00	.440107E+00			
	63	-.789735E+00	-.102192E+00	.143696E+00	-.222982E+00	.682790E+00			
	62	-.687253E+00	.348841E-01	.161200E-01	-.163092E+00	.646908E+00			
49	CENTER	-.570244E+00	-.335788E-01	.834669E-01	-.150956E+00	.509602E+00	-.203970E-01	-.582925E+00	81.361
	63	-.426407E+00	-.159493E+00	.183962E+00	-.146475E+00	.420015E+00			
	54	-.463627E+00	-.192055E+00	.172364E+00	-.163921E+00	.413898E+00			
	65	-.252243E+00	-.505494E-01	-.587424E-03	-.756980E-01	.190372E+00			
	64	-.243207E+00	-.368551E-01	.340706E-01	-.700155E-01	.200799E+00			
50	CENTER	-.346371E+00	-.109738E+00	.974522E-01	-.114027E+00	.288945E+00	-.747715E-01	-.381338E+00	70.262
	54	-.309397E+00	-.128621E+00	.891579E-01	-.109505E+00	.245660E+00			
	45	-.286949E+00	-.103833E+00	.124472E+00	-.976955E-01	.284908E+00			
	66	-.194960E+00	-.422536E-01	.492080E-01	-.593033E-01	.168138E+00			
	65	-.231560E+00	-.765150E-01	.254730E-01	-.770188E-01	.160959E+00			
51	CENTER	-.255716E+00	-.878057E-01	.720777E-01	-.858805E-01	.210016E+00	-.611098E-01	-.282412E+00	69.677
	45	-.230827E+00	-.504979E-01	.873409E-01	-.703312E-01	.228518E+00			
	36	-.211240E+00	-.293660E-01	.115425E+00	-.601515E-01	.261526E+00			
	67	-.159831E+00	.504821E-02	.733633E-01	-.386957E-01	.195020E+00			
	66	-.188765E+00	-.223408E-01	.529267E-01	-.527765E-01	.178779E+00			
52	CENTER	-.197666E+00	-.242891E-01	.822640E-01	-.554887E-01	.214303E+00	.853083E-02	-.230486E+00	68.250
	36	-.194542E+00	.523804E-02	.984673E-01	-.473261E-01	.247510E+00			
	27	-.163326E+00	.380632E-01	.138532E+00	-.313157E-01	.298282E+00			
	68	-.119526E+00	.673836E-01	.102696E+00	-.130357E-01	.240854E+00			
	67	-.160476E+00	.280428E-01	.705948E-01	-.331083E-01	.206643E+00			

53	CENTER	-.159468E+00	.346819E-01	.102573E+00	-.311964E-01	.246591E+00	.788326E-01	-.203618E+00	66.711
	27	-.178427E+00	.643921E-01	.132057E+00	-.285886E-01	.312011E+00			
	18	-.131623E+00	.113283E+00	.190342E+00	-.458482E-02	.392040E+00			
	69	-.874238E-01	.142871E+00	.154179E+00	.138618E-01	.333590E+00			
	68	-.145856E+00	.855262E-01	.106227E+00	-.153324E-01	.273109E+00			
54	CENTER	-.136082E+00	.101518E+00	.145701E+00	-.864100E-02	.325732E+00	.170714E+00	-.205278E+00	64.596
	18	-.180373E+00	.113260E+00	.195517E+00	-.167782E-01	.423825E+00			
	9	-.103300E+00	.193127E+00	.287953E+00	.224567E-01	.561388E+00			
	70	-.610523E-01	.221409E+00	.253397E+00	.400891E-01	.504043E+00			
	69	-.155025E+00	.130229E+00	.174777E+00	-.619882E-02	.390777E+00			
55	CENTER	-.124938E+00	.164506E+00	.227908E+00	.989219E-02	.467716E+00	.289760E+00	-.250191E+00	61.208
	64	-.172782E+00	-.223814E-01	.575225E-01	-.487908E-01	.171091E+00			
	65	-.204900E+00	-.505306E-01	.340041E-01	-.638577E-01	.159434E+00			
	72	-.121051E+00	-.262191E-01	-.111458E-01	-.368174E-01	.920486E-01			
	71	-.100112E+00	-.131145E-02	.183927E-01	-.253559E-01	.947574E-01			
56	CENTER	-.149711E+00	-.251106E-01	.246934E-01	-.437054E-01	.124030E+00	-.203953E-01	-.154426E+00	79.189
	65	-.191466E+00	-.850358E-01	.376262E-01	-.691254E-01	.132367E+00			
	66	-.181864E+00	-.699984E-01	.590051E-01	-.629656E-01	.154256E+00			
	73	-.823481E-01	-.411446E-01	.541960E-02	-.308732E-01	.481099E-01			
	72	-.107260E+00	-.606211E-01	-.771540E-02	-.419703E-01	.597619E-01			
57	CENTER	-.140735E+00	-.642000E-01	.235839E-01	-.512336E-01	.932021E-01	-.575164E-01	-.147418E+00	74.177
	66	-.170858E+00	-.580332E-01	.499143E-01	-.572229E-01	.142464E+00			
	67	-.153434E+00	-.349328E-01	.796369E-01	-.470918E-01	.178257E+00			
	74	-.655000E-01	-.943707E-02	.322877E-01	-.187343E-01	.763921E-01			
	73	-.989123E-01	-.371730E-01	.111740E-01	-.340213E-01	.662633E-01			
58	CENTER	-.122176E+00	-.348940E-01	.432532E-01	-.392676E-01	.113438E+00	-.170909E-01	-.139979E+00	67.628
	67	-.154088E+00	.838802E-02	.652769E-01	-.364250E-01	.184144E+00			
	68	-.131580E+00	.366151E-01	.100176E+00	-.237412E-01	.227786E+00			
	75	-.590920E-01	.576323E-01	.611441E-01	-.364931E-03	.146405E+00			
	74	-.977085E-01	.247348E-01	.349187E-01	-.182434E-01	.123430E+00			
59	CENTER	-.110617E+00	.318425E-01	.653790E-01	-.196937E-01	.168618E+00	.572983E-01	-.136073E+00	68.726
	68	-.158612E+00	.847506E-01	.910945E-01	-.184653E-01	.263922E+00			
	69	-.118830E+00	.131626E+00	.146246E+00	.319895E-02	.333497E+00			
	76	-.488990E-01	.151902E+00	.108591E+00	.257507E-01	.257448E+00			
	75	-.108661E+00	.992334E-01	.641979E-01	-.235694E-02	.211624E+00			
60	CENTER	-.108751E+00	.116878E+00	.102532E+00	.203185E-02	.264053E+00	.156510E+00	-.148383E+00	68.867
	69	-.184640E+00	.159394E+00	.147589E+00	-.631138E-02	.392629E+00			
	70	-.100875E+00	.251985E+00	.250478E+00	.377774E-01	.532003E+00			
	77	-.387229E-01	.270005E+00	.217011E+00	.578206E-01	.464876E+00			
	76	-.147348E+00	.170207E+00	.127509E+00	.571456E-02	.352760E+00			
61	CENTER	-.117897E+00	.212898E+00	.185647E+00	.237503E-01	.431308E+00	.296139E+00	-.201138E+00	65.849
	71	-.851747E-01	.608542E-02	.217957E-01	-.197723E-01	.897909E-01			
	72	-.108059E+00	-.133804E-01	.403904E-02	-.303599E-01	.877137E-01			
	79	-.503725E-01	-.697082E-02	-.151898E-01	-.143358E-01	.480675E-01			
	78	-.351797E-01	.116404E-01	.513065E-02	-.588482E-02	.419249E-01			

62	CENTER	-.696965E-01	-.656350E-03	.394338E-02	-.175882E-01	.626970E-01	-.431788E-03	-.699211E-01	86.741
	72	-.891777E-01	-.264018E-01	.140314E-02	-.289949E-01	.616152E-01			
	73	-.942106E-01	-.282059E-01	.121348E-02	-.306041E-01	.648729E-01			
	80	-.469895E-01	-.229591E-01	-.145269E-01	-.174871E-01	.370404E-01			
	79	-.492214E-01	-.219622E-01	-.119156E-01	-.177959E-01	.360547E-01			
63	CENTER	-.698998E-01	-.248822E-01	-.595648E-02	-.236955E-01	.467745E-01	-.241074E-01	-.706746E-01	-82.589
	73	-.982231E-01	-.441419E-01	.530895E-02	-.355913E-01	.595388E-01			
	74	-.831527E-01	-.239929E-01	.279973E-01	-.267864E-01	.754584E-01			
	81	-.203047E-01	-.170098E-01	.704794E-02	-.932862E-02	.156265E-01			
	80	-.468020E-01	-.384285E-01	-.118314E-01	-.213076E-01	.304393E-01			
64	CENTER	-.621206E-01	-.308933E-01	.713069E-02	-.232535E-01	.377442E-01	-.293420E-01	-.636719E-01	77.727
	74	-.100619E+00	.475012E-03	.257646E-01	-.250359E-01	.101406E+00			
	75	-.819751E-01	.264443E-01	.553966E-01	-.138827E-01	.134963E+00			
	82	-.780443E-02	.346855E-01	.306730E-01	.672026E-02	.649747E-01			
	81	-.429305E-01	.688482E-02	.653517E-02	-.901142E-02	.455028E-01			
65	CENTER	-.583322E-01	.171224E-01	.295924E-01	-.103025E-01	.836858E-01	.273436E-01	-.685534E-01	70.945
	75	-.116076E+00	.858588E-01	.474664E-01	-.755430E-02	.193389E+00			
	76	-.848187E-01	.127273E+00	.939583E-01	.106135E-01	.245630E+00			
	83	-.483727E-02	.136159E+00	.672979E-01	.328305E-01	.171974E+00			
	82	-.589454E-01	.922066E-01	.284232E-01	.831503E-02	.140101E+00			
66	CENTER	-.661696E-01	.110374E+00	.592865E-01	.110512E-01	.184506E+00	.128436E+00	-.842312E-01	73.057
	76	-.165766E+00	.188523E+00	.926961E-01	.568925E-02	.346340E+00			
	77	-.860964E-01	.282392E+00	.193663E+00	.490738E-01	.465577E+00			
	84	-.623310E-02	.291266E+00	.167042E+00	.712581E-01	.393911E+00			
	83	-.117848E+00	.193848E+00	.767234E-01	.189998E-01	.301474E+00			
67	CENTER	-.939861E-01	.239007E+00	.132531E+00	.362553E-01	.370366E+00	.285315E+00	-.140294E+00	70.740
	78	-.326128E-01	.101033E-01	.502071E-02	-.562733E-02	.384160E-01			
	79	-.474559E-01	-.284058E-02	-.751618E-02	-.125741E-01	.426671E-01			
	86	-.180520E-01	-.192489E-02	-.127051E-01	-.499423E-02	.265380E-01			
	85	-.712944E-02	.108969E-01	.523649E-03	.941853E-03	.156659E-01			
68	CENTER	-.263125E-01	.405867E-02	-.366923E-02	-.556347E-02	.276252E-01	.449567E-02	-.267495E-01	-83.208
	79	-.401940E-01	-.857306E-02	-.801256E-02	-.121918E-01	.330326E-01			
	80	-.468417E-01	-.130870E-01	-.120693E-01	-.149822E-01	.389359E-01			
	87	-.182114E-01	-.121954E-01	-.171217E-01	-.760171E-02	.310546E-01			
	86	-.159683E-01	-.781863E-02	-.122877E-01	-.594674E-02	.231978E-01			
69	CENTER	-.303038E-01	-.104185E-01	-.123728E-01	-.101806E-01	.293168E-01	-.448848E-02	-.362339E-01	-64.392
	80	-.396950E-01	-.247544E-01	-.113698E-01	-.161124E-01	.285454E-01			
	81	-.324363E-01	-.149930E-01	-.107200E-02	-.118573E-01	.192937E-01			
	88	-.402072E-02	-.141081E-01	-.608652E-02	-.453219E-02	.144220E-01			
	87	-.164459E-01	-.240304E-01	-.154726E-01	-.101191E-01	.293894E-01			
70	CENTER	-.231495E-01	-.194715E-01	-.850021E-02	-.106552E-01	.184510E-01	-.126136E-01	-.300073E-01	-51.104
	81	-.454474E-01	-.108957E-01	.168240E-03	-.140858E-01	.330735E-01			
	82	-.287384E-01	.108321E-01	.229716E-01	-.447656E-02	.527019E-01			
	89	.178829E-01	.122840E-01	.147443E-01	.754171E-02	.270660E-01			
	88	-.918647E-02	-.976650E-02	-.623075E-02	-.473824E-02	.117970E-01			

71	CENTER	-.163724E-01	.613463E-03	.791334E-02	-.393972E-02	.204884E-01	.372876E-02	-.194876E-01	68.512
	82	-.621182E-01	.670836E-01	.162454E-01	.124136E-02	.115382E+00			
	83	-.389788E-01	.100149E+00	.514381E-01	.152926E-01	.150629E+00			
	90	.327391E-01	.102383E+00	.387820E-01	.337804E-01	.963895E-01			
	89	-.109911E-01	.686789E-01	.720532E-02	.144470E-01	.715052E-01			
72	CENTER	-.198122E-01	.845736E-01	.284177E-01	.161903E-01	.104198E+00	.918085E-01	-.270472E-01	75.716
	83	-.121181E+00	.194690E+00	.441752E-01	.183772E-01	.284645E+00			
	84	-.554122E-01	.277289E+00	.130381E+00	.554693E-01	.370260E+00			
	91	.314461E-01	.279994E+00	.115053E+00	.778601E-01	.303490E+00			
	90	-.690660E-01	.196313E+00	.349784E-01	.318117E-01	.239796E+00			
73	CENTER	-.535533E-01	.237072E+00	.811470E-01	.458796E-01	.291902E+00	.258194E+00	-.746756E-01	75.410
	85	-.900023E-02	.448640E-02	.337330E-03	-.112846E-02	.117487E-01			
	86	-.172876E-01	-.299510E-02	-.709939E-02	-.507068E-02	.181693E-01			
	93	-.516520E-02	-.296152E-02	-.773741E-02	-.203168E-02	.136884E-01			
	92	.150589E-02	.451550E-02	-.215626E-03	.150535E-02	.303297E-02			
74	CENTER	-.748679E-02	.761319E-03	-.367877E-02	-.168137E-02	.971857E-02	.216367E-02	-.888915E-02	-69.133
	86	-.120861E-01	-.275099E-02	-.846630E-02	-.370927E-02	.171509E-01			
	87	-.177448E-01	-.740523E-02	-.130647E-01	-.628750E-02	.251351E-01			
	94	-.465074E-02	-.736896E-02	-.137539E-01	-.300492E-02	.241263E-01			
	93	-.100653E-02	-.272029E-02	-.904944E-02	-.931706E-03	.157717E-01			
75	CENTER	-.887204E-02	-.506137E-02	-.110836E-01	-.348335E-02	.197879E-01	.427947E-02	-.182129E-01	-49.877
	87	-.109851E-01	-.153098E-01	-.130220E-01	-.657372E-02	.237898E-01			
	88	-.664556E-02	-.976574E-02	-.741099E-02	-.410283E-02	.137442E-01			
	95	.664117E-02	-.972894E-02	-.811029E-02	-.771940E-03	.199728E-01			
	94	-.114099E-03	-.152797E-01	-.135941E-01	-.384844E-02	.272343E-01			
76	CENTER	-.277599E-02	-.125210E-01	-.105343E-01	-.382423E-02	.204638E-01	.395818E-02	-.192551E-01	-32.589
	88	-.702180E-02	-.134266E-01	-.720918E-02	-.511210E-02	.145882E-01			
	89	.641036E-02	.225002E-02	.859214E-02	.216510E-02	.154643E-01			
	96	.266667E-01	.230613E-02	.752602E-02	.724320E-02	.258353E-01			
	95	.873310E-02	-.133830E-01	-.803839E-02	-.116247E-02	.237074E-01			
77	CENTER	.869708E-02	-.556336E-02	.217649E-03	.783431E-03	.123805E-01	.870040E-02	-.556668E-02	.874
	89	-.139006E-01	.384863E-01	.285695E-02	.614642E-02	.460494E-01			
	90	.715285E-02	.654823E-01	.301831E-01	.181588E-01	.749302E-01			
	97	.488663E-01	.655978E-01	.279876E-01	.286160E-01	.581271E-01			
	96	.158947E-01	.385688E-01	.128878E-02	.136159E-01	.239991E-01			
78	CENTER	.145033E-01	.520338E-01	.155791E-01	.166343E-01	.454007E-01	.576579E-01	.887916E-02	70.150
	90	-.601544E-01	.179016E+00	.143654E-01	.297154E-01	.210722E+00			
	91	-.181478E-01	.238332E+00	.746435E-01	.550461E-01	.262834E+00			
	98	.686415E-01	.238573E+00	.700756E-01	.768036E-01	.205641E+00			
	97	-.808080E-02	.179160E+00	.116247E-01	.427698E-01	.168905E+00			
79	CENTER	-.443537E-02	.208770E+00	.426773E-01	.510837E-01	.205344E+00	.216996E+00	-.126607E-01	79.091
	98	.340450E-01	.227747E+00	.256592E-01	.654479E-01	.185469E+00			
	99	.174154E-01	.227833E+00	.249537E-01	.613122E-01	.197063E+00			
	104	.146387E-01	.224031E+00	.295590E-01	.596674E-01	.197649E+00			
	97	.264030E-01	.224151E+00	.298332E-01	.626386E-01	.189531E+00			

80	CENTER	.231255E-01	.225940E+00	.275013E-01	.622665E-01	.192345E+00	.229603E+00	.194626E-01	82.413
	99	.552758E-01	.311041E+00	.594614E-02	.915793E-01	.239906E+00			
	100	.585720E-01	.311468E+00	.593821E-02	.925099E-01	.237973E+00			
	105	.312158E-01	.289551E+00	.300808E-01	.801916E-01	.243306E+00			
	104	.299672E-01	.289887E+00	.294324E-01	.799636E-01	.244258E+00			
81	CENTER	.437577E-01	.300487E+00	.178499E-01	.860611E-01	.240405E+00	.301722E+00	.425226E-01	86.042
	100	.116677E+00	.433343E+00	-.235981E-01	.137505E+00	.309494E+00			
	101	.105343E+00	.432330E+00	-.275294E-01	.134418E+00	.317068E+00			
	106	.442320E-01	.371313E+00	.357183E-01	.103886E+00	.307988E+00			
	105	.509577E-01	.372191E+00	.376314E-01	.105787E+00	.304684E+00			
82	CENTER	.793022E-01	.402294E+00	.555553E-02	.120399E+00	.304683E+00	.402390E+00	.792067E-01	89.015
	101	.200582E+00	.641629E+00	-.122121E+00	.210553E+00	.484732E+00			
	102	.316878E+00	.679582E+00	-.500868E-01	.249115E+00	.410182E+00			
	107	.128392E+00	.476772E+00	.114169E+00	.151291E+00	.391177E+00			
	106	.563378E-01	.450080E+00	.758588E-01	.126604E+00	.386739E+00			
83	CENTER	.175547E+00	.562016E+00	.445507E-02	.184391E+00	.382201E+00	.562067E+00	.175496E+00	89.340
	102	.349335E+00	.120225E+01	-.173477E+00	.387896E+00	.886761E+00			
	103	.739351E-01	.984940E+00	-.389040E+00	.264719E+00	.107078E+01			
	108	-.189116E+00	.534414E+00	.310595E-01	.863246E-01	.634797E+00			
	107	-.201577E-01	.652821E+00	.201733E+00	.158166E+00	.697696E+00			
84	CENTER	.534991E-01	.843606E+00	-.824311E-01	.224276E+00	.734089E+00	.852115E+00	.449908E-01	-84.107
	97	.264474E-01	.503246E-01	.139771E-01	.191930E-01	.371759E-01			
	104	.472549E-01	.503769E-01	.151637E-01	.244080E-01	.359565E-01			
	109	.427797E-01	.496636E-01	.158350E-01	.231108E-01	.363578E-01			
	96	.287612E-01	.496060E-01	.150650E-01	.195918E-01	.372905E-01			
85	CENTER	.363108E-01	.499928E-01	.150102E-01	.215759E-01	.358027E-01	.596474E-01	.266562E-01	57.251
	104	.722689E-01	.108299E+00	.110513E-01	.451420E-01	.581191E-01			
	105	.783914E-01	.108316E+00	.124405E-01	.466768E-01	.575729E-01			
	110	.532372E-01	.891992E-01	.337899E-01	.356091E-01	.752544E-01			
	109	.484191E-01	.888490E-01	.331753E-01	.343170E-01	.755340E-01			
86	CENTER	.630792E-01	.986658E-01	.226142E-01	.404362E-01	.641803E-01	.109648E+00	.520974E-01	64.098
	105	.102283E+00	.175974E+00	.189456E-02	.695642E-01	.944605E-01			
	106	.121281E+00	.178030E+00	.837820E-02	.748278E-01	.906927E-01			
	111	.693148E-01	.130485E+00	.558455E-01	.499501E-01	.121068E+00			
	110	.552444E-01	.128830E+00	.512501E-01	.460185E-01	.118569E+00			
87	CENTER	.870307E-01	.153330E+00	.293421E-01	.600902E-01	.974187E-01	.164451E+00	.759100E-01	69.243
	105	.113973E+00	.260832E+00	.301300E-01	.937013E-01	.166370E+00			
	107	.427521E-01	.241155E+00	-.826676E-02	.709767E-01	.186455E+00			
	112	.604024E-02	.186720E+00	.487130E-01	.481900E-01	.184187E+00			
	111	.580801E-01	.201718E+00	.756937E-01	.649496E-01	.192044E+00			
88	CENTER	.552114E-01	.222606E+00	.365675E-01	.694544E-01	.172775E+00	.230246E+00	.475718E-01	78.200
	107	.320635E-01	.300144E+00	.905424E-02	.830518E-01	.247070E+00			
	108	-.569193E-01	.242723E+00	-.644465E-01	.464510E-01	.286282E+00			
	113	-.748010E-01	.195483E+00	-.987654E-02	.301706E-01	.236629E+00			
	112	-.133628E-01	.236462E+00	.382831E-01	.557748E-01	.233060E+00			

89 -	CENTER	-.282549E-01	.243703E+00	-.674643E-02	.538620E-01	.241885E+00	.243870E+00	-.284222E-01	-88.530
	96	.163473E-01	.169655E-02	.322807E-02	.451096E-02	.145806E-01			
	109	.342857E-01	.177394E-02	.442713E-02	.901491E-02	.305422E-01			
	114	.317062E-01	.168704E-02	.434207E-02	.834830E-02	.283216E-01			
	95	.187475E-01	.162701E-02	.348062E-02	.509362E-02	.167965E-01			
90	CENTER	.252716E-01	.169613E-02	.386947E-02	.674195E-02	.225217E-01	.258905E-01	.107728E-02	9.087
	109	.336606E-01	.187698E-01	.142920E-01	.131076E-01	.308366E-01			
	110	.561066E-01	.196716E-01	.188543E-01	.189446E-01	.492034E-01			
	115	.526074E-01	.186001E-01	.193722E-01	.178019E-01	.480637E-01			
	114	.350123E-01	.178636E-01	.158349E-01	.132190E-01	.338753E-01			
91	CENTER	.443467E-01	.187263E-01	.170884E-01	.157683E-01	.402117E-01	.528933E-01	.101797E-01	26.572
	110	.567662E-01	.578137E-01	.320289E-01	.286450E-01	.624413E-01			
	111	.503967E-01	.570635E-01	.298882E-01	.268650E-01	.586086E-01			
	116	.455594E-01	.517616E-01	.355134E-01	.243302E-01	.663657E-01			
	115	.506556E-01	.523346E-01	.372678E-01	.257476E-01	.695106E-01			
92	CENTER	.508445E-01	.547433E-01	.336746E-01	.263970E-01	.641103E-01	.865249E-01	.190630E-01	46.657-
	111	.495927E-01	.105057E+00	.410355E-01	.386624E-01	.940943E-01			
	112	.134749E-01	.958096E-01	.225005E-01	.273211E-01	.857293E-01			
	117	.932274E-02	.882620E-01	.326943E-01	.243962E-01	.920623E-01			
	116	.380174E-01	.957702E-01	.471132E-01	.334469E-01	.101386E+00			
93	CENTER	.276019E-01	.962247E-01	.358359E-01	.309567E-01	.913387E-01	.111527E+00	.123000E-01	66.877
	112	.278007E-01	.162195E+00	.186046E-01	.474988E-01	.129772E+00			
	113	-.339000E-01	.124918E+00	-.311581E-01	.227544E-01	.149491E+00			
	118	-.476760E-01	.103634E+00	-.235171E-03	.139895E-01	.131784E+00			
	117	-.134960E-02	.132436E+00	.344906E-01	.327715E-01	.134412E+00			
94	CENTER	-.137812E-01	.130795E+00	.542547E-02	.292536E-01	.128922E+00	.130999E+00	-.139845E-01	87.854
	95	-.114584E-02	-.118708E-01	-.397344E-02	-.325416E-02	.120093E-01			
	114	.220767E-01	-.116733E-01	-.251995E-02	.260084E-02	.296667E-01			
	119	.231212E-01	-.771520E-02	-.644688E-02	.385150E-02	.292007E-01			
	94	.509953E-02	-.770116E-02	-.774395E-02	-.650407E-03	.174133E-01			
95	CENTER	.122879E-01	-.974011E-02	-.517105E-02	.636944E-03	.210843E-01	.134414E-01	-.108936E-01	-12.575
	114	.207235E-01	-.108965E-02	.726011E-02	.490847E-02	.232181E-01			
	115	.363750E-01	-.428122E-03	.104009E-01	.898697E-02	.376990E-01			
	120	.364123E-01	.104853E-02	.863572E-02	.936522E-02	.353466E-01			
	119	.235946E-01	.545156E-03	.601763E-02	.603493E-02	.233134E-01			
96	CENTER	.292766E-01	.189792E-04	.807859E-02	.732390E-02	.298570E-01	.313591E-01	-.206346E-02	14.455
	115	.308022E-01	.138281E-01	.220004E-01	.111576E-01	.423395E-01			
	116	.370753E-01	.145579E-01	.241242E-01	.129081E-01	.478838E-01			
	121	.386315E-01	.165918E-01	.218699E-01	.138058E-01	.446070E-01			
	120	.333919E-01	.159920E-01	.200826E-01	.123460E-01	.398675E-01			
97	CENTER	.349752E-01	.152422E-01	.220193E-01	.125544E-01	.436371E-01	.492375E-01	.980001E-03	32.932
	116	.345129E-01	.455366E-01	.323403E-01	.200124E-01	.602439E-01			
	117	.143568E-01	.403325E-01	.220772E-01	.136723E-01	.464241E-01			
	122	.152368E-01	.399564E-01	.238238E-01	.137983E-01	.484913E-01			
	121	.318989E-01	.442707E-01	.322811E-01	.190424E-01	.600301E-01			

98	CENTER	.240014E-01	.425240E-01	.276306E-01	.166314E-01	.531439E-01	.624041E-01	.412127E-02	54.265
	117	.171965E-01	.789879E-01	.236995E-01	.240461E-01	.715020E-01			
	118	-.248444E-01	.534272E-01	-.923630E-02	.719569E-02	.698505E-01			
	123	-.246086E-01	.522681E-01	-.156584E-02	.691538E-02	.669885E-01			
	122	.851484E-02	.725608E-01	.241268E-01	.202689E-01	.723432E-01			
99	CENTER	-.588489E-02	.643110E-01	.925604E-02	.146065E-01	.645443E-01	.655110E-01	-.708487E-02	82.613
	94	-.419481E-02	-.561952E-02	-.903823E-02	-.245358E-02	.158937E-01			
	119	.125128E-01	-.556893E-02	-.809752E-02	.173597E-02	.210935E-01			
	124	.101260E-01	-.690145E-02	-.697109E-02	.806147E-03	.190759E-01			
	93	-.397830E-02	-.694811E-02	-.776147E-02	-.273160E-02	.139570E-01			
100	CENTER	.361643E-02	-.625950E-02	-.796708E-02	-.660767E-03	.162484E-01	.805172E-02	-.106948E-01	-29.105
	119	.732011E-02	-.667072E-02	.470493E-03	.162347E-03	.121449E-01			
	120	.249708E-01	-.607557E-02	.369980E-02	.472380E-02	.280408E-01			
	125	.263005E-01	-.306601E-02	.586820E-03	.580862E-02	.261069E-01			
	124	.113679E-01	-.356387E-02	-.215160E-02	.195100E-02	.135983E-01			
101	CENTER	.174898E-01	-.484404E-02	.651379E-03	.316145E-02	.196308E-01	.175088E-01	-.486302E-02	1.669
	120	.200059E-01	.408361E-02	.135911E-01	.602237E-02	.279386E-01			
	121	.296717E-01	.516907E-02	.168288E-01	.871019E-02	.370915E-01			
	126	.317400E-01	.796097E-02	.137411E-01	.992525E-02	.330007E-01			
	125	.235515E-01	.704234E-02	.109969E-01	.764846E-02	.250142E-01			
102	CENTER	.262423E-01	.606400E-02	.137895E-01	.807657E-02	.306766E-01	.332394E-01	-.933140E-03	26.904
	121	.243522E-01	.194750E-01	.236776E-01	.109568E-01	.426589E-01			
	122	.165637E-01	.172828E-01	.195492E-01	.846161E-02	.349071E-01			
	127	.192662E-01	.193514E-01	.178657E-01	.965441E-02	.324155E-01			
	126	.258565E-01	.212044E-01	.213639E-01	.117652E-01	.390371E-01			
103	CENTER	.215096E-01	.193284E-01	.206141E-01	.102095E-01	.371837E-01	.410620E-01	-.223938E-03	43.486
	122	.170464E-01	.427294E-01	.199392E-01	.149439E-01	.437121E-01			
	123	-.120346E-01	.237057E-01	-.357915E-02	.291778E-02	.317013E-01			
	128	-.907491E-02	.257341E-01	-.236331E-02	.416479E-02	.307059E-01			
	127	.154731E-01	.417921E-01	.174934E-01	.143163E-01	.405232E-01			
104	CENTER	.285250E-02	.334903E-01	.787254E-02	.908570E-02	.311847E-01	.353948E-01	.948000E-03	76.400
	93	-.178752E-02	-.205212E-02	-.603092E-02	-.959909E-03	.104924E-01			
	124	.579969E-02	-.188545E-02	-.592436E-02	.978560E-03	.122698E-01			
	129	.144159E-02	-.632370E-02	-.170833E-02	-.122053E-02	.744780E-02			
	92	-.519707E-02	-.617398E-02	-.209269E-02	-.284276E-02	.468349E-02			
105	CENTER	.641726E-04	-.410881E-02	-.393908E-02	-.101116E-02	.778664E-02	.243523E-02	-.647987E-02	-31.045
	124	.285392E-02	-.537906E-02	-.397076E-02	-.631285E-03	.992652E-02			
	125	.189478E-01	-.498896E-02	-.179113E-02	.348972E-02	.212492E-01			
	130	.149794E-01	-.808313E-02	.103911E-02	.172407E-02	.201276E-01			
	129	.117622E-02	-.828311E-02	-.981481E-03	-.177672E-02	.855312E-02			
106	CENTER	.948935E-02	-.668356E-02	-.142607E-02	.701446E-03	.142396E-01	.961413E-02	-.680835E-02	-5.001
	125	.135483E-01	-.498046E-03	.650319E-02	.326256E-02	.168966E-01			
	126	.265981E-01	.858068E-03	.107417E-01	.686404E-02	.298359E-01			
	131	.280378E-01	.322389E-02	.795995E-02	.781541E-02	.267013E-01			
	130	.169717E-01	.205448E-02	.439428E-02	.475655E-02	.157305E-01			

107	CENTER	.212890E-01	.140960E-02	.739978E-02	.567464E-02	.222005E-01	.237410E-01	-.104241E-02	18.333
	126	.201681E-01	.129483E-01	.173935E-01	.827912E-02	.318629E-01			
	127	.191869E-01	.126883E-01	.166217E-01	.796880E-02	.303977E-01			
	132	.253341E-01	.184966E-01	.107434E-01	.109577E-01	.223919E-01			
	133	.264124E-01	.189434E-01	.111781E-01	.113389E-01	.233508E-01			
108	CENTER	.227753E-01	.157642E-01	.139842E-01	.963614E-02	.267646E-01	.336886E-01	.485601E-02	37.968
	127	.190921E-01	.125518E-01	.150134E-01	.111526E-01	.288367E-01			
	128	-.159258E-02	.988898E-02	-.294241E-02	.207410E-02	.113642E-01			
	133	-.896835E-03	.103786E-01	-.185083E-02	.237043E-02	.105474E-01			
	132	.178334E-01	.245277E-01	.144529E-01	.105903E-01	.277925E-01			
109	CENTER	.860903E-02	.175784E-01	.616826E-02	.654685E-02	.147425E-01	.207200E-01	.546745E-02	63.010
	134	.576668E+00	.117090E+00	.748309E+00	.173440E+00	.136689E+01			
	135	.300439E+00	-.159138E+00	.472080E+00	.353252E-01	.910074E+00			
	140	.136930E+00	-.322648E+00	.635589E+00	-.464294E-01	.117153E+01			
	139	.413159E+00	-.464191E-01	.911818E+00	.916850E-01	.163127E+01			
110	CENTER	.356799E+00	-.102779E+00	.691949E+00	.635051E-01	.126445E+01	.856117E+00	-.602096E+00	35.815
	135	.146711E+00	-.184225E-01	.499223E+00	.320720E-01	.877013E+00			
	136	.136986E+00	-.281470E-01	.489499E+00	.272097E-01	.860244E+00			
	141	.690391E-01	-.960940E-01	.557446E+00	-.676374E-02	.976081E+00			
	140	.787636E-01	-.863695E-01	.567170E+00	-.190148E-02	.992724E+00			
111	CENTER	.107875E+00	-.572583E-01	.528335E+00	.126541E-01	.926296E+00	.560056E+00	-.509439E+00	40.559
	136	.338401E-01	.114703E+00	.492649E+00	.371358E-01	.856966E+00			
	137	-.137006E-01	.671622E-01	.445108E+00	.133654E-01	.774239E+00			
	142	-.293445E-01	.515184E-01	.460752E+00	.554347E-02	.801131E+00			
	141	.181963E-01	.990592E-01	.508292E+00	.293139E-01	.883655E+00			
112	CENTER	.224783E-02	.831107E-01	.476700E+00	.213396E-01	.828908E+00	.521091E+00	-.435732E+00	47.424
	137	-.459851E-01	.174162E+00	.432214E+00	.320443E-01	.773176E+00			
	138	-.917740E-01	.128373E+00	.386425E+00	.914986E-02	.695992E+00			
	143	-.842773E-01	.135870E+00	.378928E+00	.128982E-01	.683575E+00			
	142	-.384885E-01	.181659E+00	.424717E+00	.357926E-01	.760778E+00			
	CENTER	-.651312E-01	.155016E+00	.405571E+00	.224712E-01	.728229E+00	.465185E+00	-.375301E+00	52.592

STRESS OUTPUT FOR 2/D ELEMENT GROUP 2 CASE NO. 1
(PLANE STRAIN)

ELEMENT NUMBER	STRESS NODE	OUTPUT SIGMA-X	SIGMA-Y	TAU-XY	SIGMA-Z	VON MISES	SIGMA-P+	SIGMA-P-	ANGLE
113	138	-.834749E-01	.190875E+00	.373322E+00	.268501E-01	.689405E+00			
	9	-.135144E+00	.139206E+00	.321653E+00	.101544E-02	.605667E+00			
	70	-.109259E+00	.165091E+00	.295767E+00	.139580E-01	.564872E+00			
	143	-.575898E-01	.216760E+00	.347437E+00	.397926E-01	.648206E+00			
	CENTER	-.963670E-01	.177983E+00	.334545E+00	.204040E-01	.626600E+00	.402384E+00	-.320768E+00	56.148
114	139	-.605036E-01	-.100073E+00	.692441E+00	-.401441E-01	.120050E+01			

140	.134603E-01	-.261089E-01	.766405E+00	-.316216E-02	.132790E+01				
145	.167127E-01	-.228565E-01	.763152E+00	-.153593E-02	.132226E+01				
144	-.572511E-01	-.958203E-01	.689189E+00	-.385179E-01	.119482E+01				
CENTER	-.218954E-01	-.614546E-01	.727797E+00	-.208400E-01	.126122E+01	.686386E+00	-.769746E+00	44.221	
115									
140	.134365E+00	.181849E+00	.669729E+00	.790535E-01	.116342E+01				
141	.382287E-01	.857122E-01	.573592E+00	.309852E-01	.994824E+00				
146	-.163614E-01	.311221E-01	.628182E+00	.369017E-02	.108883E+01				
145	.797752E-01	.127259E+00	.724319E+00	.517585E-01	.125630E+01				
CENTER	.590019E-01	.106485E+00	.648955E+00	.413718E-01	.112554E+01	.732133E+00	-.566646E+00	46.048	
116									
141	-.142614E-01	.275405E+00	.552112E+00	.652859E-01	.990795E+00				
142	-.931913E-01	.196475E+00	.473182E+00	.258210E-01	.857496E+00				
147	-.964986E-01	.193168E+00	.476489E+00	.241673E-01	.862925E+00				
146	-.175687E-01	.272098E+00	.555419E+00	.636323E-01	.996218E+00				
CENTER	-.553800E-01	.234287E+00	.514300E+00	.447266E-01	.926523E+00	.623758E+00	-.444852E+00	52.864	
117									
142	-.840992E-01	.309566E+00	.453687E+00	.563668E-01	.858429E+00				
143	-.163469E+00	.230196E+00	.374317E+00	.166818E-01	.732698E+00				
148	-.122574E+00	.271092E+00	.333421E+00	.371295E-01	.671652E+00				
147	-.432037E-01	.350462E+00	.412791E+00	.768145E-01	.795814E+00				
CENTER	-.103336E+00	.290329E+00	.393554E+00	.467482E-01	.763589E+00	.533528E+00	-.346535E+00	58.286	
118									
143	-.115534E+00	.281210E+00	.350012E+00	.414192E-01	.698055E+00				
70	-.170999E+00	.225745E+00	.294547E+00	.136864E-01	.615236E+00				
77	-.128371E+00	.268373E+00	.251919E+00	.350005E-01	.556478E+00				
148	-.729055E-01	.323838E+00	.307384E+00	.627332E-01	.636745E+00				
CENTER	-.121952E+00	.274792E+00	.300965E+00	.382098E-01	.625504E+00	.436880E+00	-.284041E+00	61.695	
119									
144	-.132960E+00	.369268E-01	.690720E+00	-.240082E-01	.120561E+01				
145	-.708423E-02	.162802E+00	.816596E+00	.389295E-01	.142255E+01				
150	.106907E-01	.180577E+00	.798821E+00	.478170E-01	.139222E+01				
149	-.115185E+00	.547018E-01	.672945E+00	-.151208E-01	.117492E+01				
CENTER	-.611345E-01	.108752E+00	.744771E+00	.119044E-01	.129840E+01	.773408E+00	-.725790E+00	48.253	
120									
145	-.714276E-01	.428187E+00	.763952E+00	.891899E-01	.139500E+01				
146	-.176373E+00	.323241E+00	.659007E+00	.367170E-01	.122124E+01				
151	-.168131E+00	.331484E+00	.650764E+00	.408383E-01	.120804E+01				
150	-.631850E-01	.436430E+00	.755710E+00	.933112E-01	.138174E+01				
CENTER	-.119779E+00	.379836E+00	.707358E+00	.650141E-01	.130096E+01	.880201E+00	-.620145E+00	54.725	
121									
146	-.111728E+00	.528507E+00	.615803E+00	.104195E+00	.120662E+01				
147	-.269945E+00	.370289E+00	.457586E+00	.250860E-01	.967579E+00				
152	-.164604E+00	.475631E+00	.352245E+00	.777566E-01	.828070E+00				
151	-.638705E-02	.633848E+00	.510462E+00	.156865E+00	.105534E+01				
CENTER	-.138166E+00	.502069E+00	.484024E+00	.909756E-01	.100923E+01	.762257E+00	-.398354E+00	61.740	
122									
147	-.145378E+00	.427353E+00	.405619E+00	.704937E-01	.862882E+00				
148	-.221345E+00	.351385E+00	.329652E+00	.325100E-01	.757023E+00				
153	-.142238E+00	.430493E+00	.250544E+00	.720639E-01	.662967E+00				
152	-.662701E-01	.506461E+00	.326512E+00	.110048E+00	.760234E+00				
CENTER	-.143808E+00	.428923E+00	.328082E+00	.712788E-01	.757634E+00	.578037E+00	-.292922E+00	65.558	
123									
148	-.137078E+00	.363023E+00	.301591E+00	.564862E-01	.680910E+00				

	77	-.194362E+00	.305739E+00	.244308E+00	.276443E-01	.606143E+00			
	84	-.131591E+00	.368510E+00	.181536E+00	.592299E-01	.538470E+00			
	153	-.743070E-01	.425794E+00	.238820E+00	.878718E-01	.605312E+00			
124	CENTER	-.134334E+00	.365767E+00	.241564E+00	.578560E-01	.604965E+00	.463392E+00	-.231960E+00	67.994
	149	-.400934E-01	.496447E+00	.822803E+00	.114088E+00	.150331E+01			
	150	.318762E-02	.539728E+00	.866084E+00	.135729E+00	.157627E+01			
	155	-.157338E+00	.379202E+00	.102661E+01	.554661E-01	.183869E+01			
	154	-.200619E+00	.335921E+00	.983329E+00	.338256E-01	.176575E+01			
125	CENTER	-.987157E-01	.437825E+00	.924707E+00	.847773E-01	.166983E+01	.113239E+01	-.793281E+00	53.089
	150	-.212348E+00	.101411E+01	.928668E+00	.200441E+00	.193794E+01			
	151	-.580610E+00	.645848E+00	.560405E+00	.163094E-01	.143895E+01			
	156	-.231954E+00	.994504E+00	.211749E+00	.190638E+00	.113974E+01			
	155	.136308E+00	.136277E+01	.580011E+00	.374769E+00	.150925E+01			
126	CENTER	-.222151E+00	.100431E+01	.570208E+00	.195539E+00	.146349E+01	.122845E+01	-.446291E+00	68.541
	151	-.241916E+00	.640805E+00	.433073E+00	.997223E-01	.107564E+01			
	152	-.319149E+00	.563572E+00	.355839E+00	.611056E-01	.983868E+00			
	157	-.146170E+00	.736551E+00	.182860E+00	.147595E+00	.840533E+00			
	156	-.689368E-01	.813784E+00	.260093E+00	.186212E+00	.906652E+00			
	CENTER	-.194043E+00	.688678E+00	.307966E+00	.123659E+00	.940329E+00	.785502E+00	-.290367E+00	72.547
127									
	152	-.154660E+00	.524088E+00	.308203E+00	.923571E-01	.799388E+00			
	153	-.228156E+00	.450591E+00	.234707E+00	.556088E-01	.716853E+00			
	158	-.120715E+00	.558033E+00	.127265E+00	.109330E+00	.637233E+00			
	157	-.472179E-01	.631530E+00	.200761E+00	.146078E+00	.698411E+00			
	CENTER	-.137687E+00	.541060E+00	.217734E+00	.100843E+00	.705633E+00	.604902E+00	-.201529E+00	73.658
128									
	153	-.135957E+00	.404509E+00	.213801E+00	.671378E-01	.600598E+00			
	84	-.176101E+00	.364365E+00	.173657E+00	.470659E-01	.556358E+00			
	91	-.106165E+00	.434302E+00	.103721E+00	.820343E-01	.508017E+00			
	158	-.660207E-01	.474446E+00	.143864E+00	.102106E+00	.539995E+00			
	CENTER	-.121061E+00	.419405E+00	.158761E+00	.745861E-01	.547956E+00	.462590E+00	-.164246E+00	74.783
129									
	154	.286996E+00	.257215E+01	.204351E+01	.714785E+00	.411766E+01			
	155	-.118661E+01	.109854E+01	.569906E+00	-.220154E-01	.221163E+01			
	102	-.141261E+00	.214389E+01	-.475438E+00	.500657E+00	.220118E+01			
	103	.133234E+01	.361749E+01	.998164E+00	.123746E+01	.290460E+01			
	CENTER	.728675E-01	.235802E+01	.784035E+00	.607721E+00	.247586E+01	.260115E+01	-.170266E+00	72.771
130									
	155	-.374652E+00	.897226E+00	.233217E+00	.130643E+00	.118046E+01			
	156	-.332243E+00	.939636E+00	.275627E+00	.151848E+00	.121005E+01			
	101	-.230117E-01	.124887E+01	-.336045E-01	.306464E+00	.114480E+01			
	102	-.654212E-01	.120646E+01	-.760140E-01	.285259E+00	.114541E+01			
	CENTER	-.198832E+00	.107305E+01	.998065E-01	.218554E+00	.113618E+01	.108083E+01	-.206616E+00	85.540
131									
	156	-.113761E+00	.737858E+00	.232276E+00	.156024E+00	.854483E+00			
	157	-.200480E+00	.651139E+00	.145558E+00	.112665E+00	.787525E+00			
	100	-.479469E-01	.803672E+00	-.697501E-02	.188931E+00	.761434E+00			
	101	.387715E-01	.890391E+00	.797434E-01	.232291E+00	.785479E+00			
	CENTER	-.808542E-01	.770765E+00	.112651E+00	.172478E+00	.782151E+00	.785414E+00	-.955034E-01	82.591
132									
	157	-.112046E+00	.513233E+00	.141164E+00	.100297E+00	.602555E+00			

158	-.130279E+00	.495001E+00	.122932E+00	.911807E-01	.588967E+00				
99	-.447933E-01	.580486E+00	.374457E-01	.133923E+00	.561501E+00				
100	-.265612E-01	.598719E+00	.556788E-01	.143039E+00	.568324E+00				
CENTER	-.784199E-01	.546860E+00	.893053E-01	.117110E+00	.575215E+00	.559365E+00	-.909248E-01		82.029
133									
158	-.853040E-01	.417176E+00	.122117E+00	.829680E-01	.490903E+00				
91	-.115012E+00	.387467E+00	.924086E-01	.681137E-01	.468638E+00				
98	-.656374E-01	.436842E+00	.430336E-01	.928012E-01	.451145E+00				
99	-.359290E-01	.466551E+00	.727420E-01	.107655E+00	.465648E+00				
CENTER	-.754707E-01	.427009E+00	.825753E-01	.878846E-01	.466416E+00	.440231E+00	-.886929E-01		80.903
134									
159	-.245276E+00	-.414720E+00	-.976722E-01	-.164999E+00	.278168E+00				
160	-.316600E+00	-.493718E+00	-.170562E+00	-.202579E+00	.389668E+00				
168	-.184048E+00	-.487588E+00	-.160374E+00	-.167909E+00	.417679E+00				
167	-.131544E+00	-.420515E+00	-.987748E-01	-.138015E+00	.333085E+00				
CENTER	-.219367E+00	-.454135E+00	-.131846E+00	-.168375E+00	.349052E+00	-.160222E+00	-.513280E+00		-24.160
135									
160	-.476166E+00	-.794895E+00	-.718443E-01	-.317765E+00	.438920E+00				
161	-.450530E+00	-.730572E+00	-.255734E-01	-.295275E+00	.384665E+00				
169	-.144890E+00	-.736448E+00	-.219127E-01	-.220334E+00	.558967E+00				
168	-.180061E+00	-.788609E+00	-.598032E-01	-.242168E+00	.589171E+00				
CENTER	-.312912E+00	-.762631E+00	-.447834E-01	-.268886E+00	.479585E+00	-.308495E+00	-.767047E+00		-5.632
136									
161	-.437626E+00	-.782469E+00	.848150E-02	-.305024E+00	.427133E+00				
162	-.441879E+00	-.784146E+00	.764526E-02	-.306506E+00	.426593E+00				
170	-.199470E+00	-.783907E+00	.114989E-01	-.245844E+00	.563037E+00				
169	-.203082E+00	-.782593E+00	.120469E-01	-.246419E+00	.559492E+00				
CENTER	-.320515E+00	-.783279E+00	.991816E-02	-.275943E+00	.486884E+00	-.320302E+00	-.783491E+00		1.227
137									
162	-.380256E+00	-.790893E+00	.309574E-01	-.292787E+00	.463753E+00				
163	-.381570E+00	-.797421E+00	.299106E-01	-.294748E+00	.463251E+00				
171	-.172681E+00	-.796669E+00	.311092E-01	-.242337E+00	.594686E+00				
170	-.173701E+00	-.791634E+00	.319060E-01	-.241334E+00	.589642E+00				
CENTER	-.277052E+00	-.794154E+00	.309708E-01	-.267802E+00	.524539E+00	-.275203E+00	-.796003E+00		3.415
138									
163	-.286918E+00	-.764136E+00	.553124E-01	-.262764E+00	.499025E+00				
164	-.286957E+00	-.811169E+00	.628058E-01	-.274532E+00	.541571E+00				
172	-.787480E-01	-.805785E+00	.608728E-01	-.221133E+00	.675613E+00				
171	-.766692E-01	-.769510E+00	.550827E-01	-.211545E+00	.643331E+00				
CENTER	-.182323E+00	-.787650E+00	.585184E-01	-.242493E+00	.586423E+00	-.176718E+00	-.793255E+00		5.471
139									
164	-.131199E+00	-.737085E+00	.986900E-01	-.217071E+00	.593011E+00				
165	-.135784E+00	-.775721E+00	.116509E+00	-.227876E+00	.632289E+00				
173	.871439E-01	-.771505E+00	.111129E+00	-.171090E+00	.786943E+00				
172	.973182E-01	-.741191E+00	.970470E-01	-.160968E+00	.762554E+00				
CENTER	-.206304E-01	-.756376E+00	.105844E+00	-.194252E+00	.690893E+00	-.570658E-02	-.771299E+00		8.026
140									
165	.195187E+00	-.623098E+00	.197912E+00	-.106978E+00	.794446E+00				
166	.133466E+00	-.747324E+00	.287587E+00	-.153465E+00	.923858E+00				
174	.254996E+00	-.735492E+00	.276084E+00	-.120124E+00	.989392E+00				
173	.310705E+00	-.634769E+00	.203230E+00	-.810160E-01	.894937E+00				
CENTER	.223589E+00	-.685171E+00	.241203E+00	-.115396E+00	.898463E+00	.283641E+00	-.745223E+00		13.981
141									
166	.105292E+01	-.272069E+00	.457578E+00	.195213E+00	.140817E+01				

134	.959862E+00	-.343927E+00	.524886E+00	.153994E+00	.145778E+01				
135	.878789E-01	-.339704E+00	.552236E+00	-.629564E-01	.102761E+01				
174	.107397E+00	-.278765E+00	.497275E+00	-.428420E-01	.924945E+00				
CENTER	.552014E+00	-.308616E+00	.507994E+00	.608495E-01	.115472E+01	.787453E+00	-.544055E+00	24.866	
142									
167	.653106E-02	-.757360E-01	-.626029E-01	-.173012E-01	.130892E+00				
168	-.125208E+00	-.255527E+00	-.216069E+00	-.951837E-01	.402312E+00				
176	-.142434E+00	-.236059E+00	-.200803E+00	-.946232E-01	.369450E+00				
175	-.407460E-01	-.953313E-01	-.807413E-01	-.340193E-01	.151491E+00				
CENTER	-.754643E-01	-.165663E+00	-.140054E+00	-.602819E-01	.261880E+00	.265727E-01	-.267700E+00	-36.075	
143									
168	-.756535E-01	-.496069E+00	-.117331E+00	-.142931E+00	.440784E+00				
169	-.980843E-01	-.562978E+00	-.156345E+00	-.165265E+00	.512580E+00				
177	-.763876E-01	-.556463E+00	-.151944E+00	-.158213E+00	.516862E+00				
176	-.577144E-01	-.502545E+00	-.120486E+00	-.140065E+00	.459972E+00				
CENTER	-.769600E-01	-.529514E+00	-.136526E+00	-.151618E+00	.482193E+00	-.389629E-01	-.567511E+00	-15.553	
144									
169	-.191960E+00	-.762737E+00	-.204923E-01	-.238674E+00	.550059E+00				
170	-.183849E+00	-.706602E+00	-.137884E-02	-.222613E+00	.504495E+00				
178	-.173680E-01	-.711592E+00	.311867E-04	-.182240E+00	.628229E+00				
177	-.210649E-01	-.757629E+00	-.155888E-01	-.194673E+00	.667474E+00				
CENTER	-.103560E+00	-.734640E+00	-.935720E-02	-.209550E+00	.585551E+00	-.103422E+00	-.734779E+00	-.849	
145									
170	-.162724E+00	-.748339E+00	.774987E-01	-.227766E+00	.571930E+00				
171	-.162293E+00	-.753774E+00	.768947E-01	-.229017E+00	.576692E+00				
179	-.449143E-02	-.753298E+00	.779277E-01	-.189447E+00	.688942E+00				
178	-.393728E-02	-.748803E+00	.784328E-01	-.188185E+00	.685556E+00				
CENTER	-.833614E-01	-.751053E+00	.776385E-01	-.208604E+00	.629271E+00	-.744413E-01	-.759974E+00	6.550	
146									
171	-.589057E-01	-.723148E+00	.163197E+00	-.195513E+00	.670103E+00				
172	-.593822E-01	-.731628E+00	.164147E+00	-.197753E+00	.677403E+00				
180	.588158E-01	-.730890E+00	.163330E+00	-.168018E+00	.758938E+00				
179	.585325E-01	-.723877E+00	.162549E+00	-.166336E+00	.752368E+00				
CENTER	-.234923E-03	-.727385E+00	.163306E+00	-.181905E+00	.713903E+00	.347570E-01	-.762377E+00	12.094	
147									
172	.136513E+00	-.608592E+00	.286482E+00	-.118020E+00	.822516E+00				
173	.126390E+00	-.696203E+00	.316266E+00	-.142453E+00	.909868E+00				
181	.127170E+00	-.688324E+00	.313589E+00	-.140288E+00	.901925E+00				
180	.135475E+00	-.616472E+00	.289163E+00	-.120249E+00	.830286E+00				
CENTER	.131387E+00	-.652398E+00	.301375E+00	-.130253E+00	.866133E+00	.233870E+00	-.754881E+00	18.781	
148									
173	.393280E+00	-.378073E+00	.514272E+00	.380174E-02	.111341E+01				
174	.447744E+00	-.235533E+00	.430950E+00	.530527E-01	.954001E+00				
182	.791236E-01	-.249730E+00	.450459E+00	-.426515E-01	.831666E+00				
181	.460247E-01	-.364583E+00	.517264E+00	-.796397E-01	.967201E+00				
CENTER	.241543E+00	-.306980E+00	.478236E+00	-.163592E-01	.955016E+00	.518579E+00	-.584016E+00	30.083	
149									
174	.181690E+00	-.132314E+00	.489595E+00	.123440E-01	.890624E+00				
135	.207286E+00	-.101352E+00	.463042E+00	.264835E-01	.845794E+00				
136	.791646E-01	-.104964E+00	.471507E+00	-.644975E-02	.832121E+00				
182	.645694E-01	-.129188E+00	.492049E+00	-.161547E-01	.868767E+00				
CENTER	.133177E+00	-.116954E+00	.479048E+00	.405578E-02	.857556E+00	.503216E+00	-.486993E+00	37.684	
150									
175	-.432932E-01	-.663290E-01	-.399726E-01	-.274055E-01	.770875E-01				

176	-.115413E+00	-.172180E+00	-.128099E+00	-.718982E-01	.238358E+00			
- 184	-.744346E-01	-.161663E+00	-.119344E+00	-.590244E-01	.227858E+00			
183	-.143925E-01	-.768456E-01	-.487283E-01	-.228095E-01	.102805E+00			
CENTER	-.618634E-01	-.119254E+00	-.840360E-01	-.452844E-01	.160329E+00	-.177183E-02	-.179366E+00	-35.576
151								
176	.257609E-01	-.242827E+00	-.853668E-01	-.542665E-01	.280913E+00			
177	-.272194E-01	-.418141E+00	-.180972E+00	-.111340E+00	.474620E+00			
185	-.569519E-01	-.403229E+00	-.172840E+00	-.115045E+00	.439076E+00			
184	-.145276E-01	-.257739E+00	-.934987E-01	-.680666E-01	.274268E+00			
CENTER	-.182345E-01	-.330484E+00	-.133169E+00	-.871797E-01	.365961E+00	.308456E-01	-.379564E+00	-20.232
152								
177	.266735E-01	-.576642E+00	-.385631E-01	-.137492E+00	.544387E+00			
178	.238503E-01	-.607935E+00	-.482420E-01	-.146021E+00	.572424E+00			
186	.361512E-01	-.605555E+00	-.475057E-01	-.142351E+00	.579546E+00			
185	.388597E-01	-.579022E+00	-.392994E-01	-.135041E+00	.556060E+00			
CENTER	.313837E-01	-.592288E+00	-.434025E-01	-.140226E+00	.563063E+00	.343897E-01	-.595294E+00	-3.962
153								
178	.193298E-01	-.687410E+00	.101241E+00	-.167020E+00	.658222E+00			
179	.199610E-01	-.652897E+00	.104702E+00	-.158234E+00	.630459E+00			
187	.820356E-01	-.655372E+00	.104453E+00	-.143334E+00	.679047E+00			
186	.820225E-01	-.684935E+00	.101489E+00	-.150728E+00	.703411E+00			
CENTER	.508372E-01	-.670154E+00	.102971E+00	-.154829E+00	.667572E+00	.652552E-01	-.684571E+00	7.971
154								
179	.887108E-01	-.635970E+00	.241810E+00	-.136815E+00	.766815E+00			
180	.887342E-01	-.625953E+00	.240806E+00	-.134305E+00	.758343E+00			
188	.105774E+00	-.626672E+00	.240878E+00	-.130224E+00	.770313E+00			
187	.105611E+00	-.635251E+00	.241738E+00	-.132410E+00	.777497E+00			
CENTER	.972076E-01	-.630961E+00	.241308E+00	-.133438E+00	.768223E+00	.169915E+00	-.703669E+00	16.768
155								
180	.198214E+00	-.507670E+00	.426450E+00	-.773640E-01	.961909E+00			
181	.215679E+00	-.345507E+00	.376294E+00	-.324569E-01	.813660E+00			
189	.722750E-01	-.357844E+00	.380110E+00	-.713922E-01	.759802E+00			
188	.610744E-01	-.495334E+00	.422635E+00	-.108565E+00	.883085E+00			
CENTER	.136811E+00	-.426589E+00	.401372E+00	-.724445E-01	.952415E+00	.345473E+00	-.635251E+00	27.469
156								
181	.866634E-01	-.256707E+00	.478780E+00	-.425109E-01	.882001E+00			
182	.122741E+00	-.140614E+00	.415470E+00	-.446844E-02	.754907E+00			
190	.538149E-01	-.150489E+00	.420855E+00	-.241685E-01	.750498E+00			
189	.267153E-01	-.246832E+00	.473395E+00	-.550292E-01	.855253E+00			
CENTER	.724835E-01	-.198661E+00	.447125E+00	-.315443E-01	.809875E+00	.404138E+00	-.530315E+00	36.566
157								
182	.852121E-01	-.550126E-01	.458271E+00	.754989E-02	.803021E+00			
136	.104525E+00	-.325551E-01	.439574E+00	.179926E-01	.770775E+00			
137	-.544208E-02	-.347864E-01	.441432E+00	-.100571E-01	.765071E+00			
190	-.141687E-01	-.527814E-01	.456414E+00	-.167375E-01	.791416E+00			
CENTER	.425317E-01	-.437839E-01	.448923E+00	-.313044E-03	.781142E+00	.450367E+00	-.451619E+00	42.254
158								
183	-.406316E-02	-.439245E-01	-.211278E-01	-.119969E-01	.517183E-01			
184	-.606726E-01	-.121778E+00	-.875705E-01	-.456127E-01	.166993E+00			
192	-.500641E-01	-.116005E+00	-.828492E-01	-.415173E-01	.159928E+00			
191	-.167414E-02	-.496847E-01	-.262546E-01	-.128397E-01	.629407E-01			
CENTER	-.291185E-01	-.828481E-01	-.544506E-01	-.279917E-01	.109827E+00	.473392E-02	-.116701E+00	-31.870
159								
184	.120323E-01	-.192991E+00	-.557357E-01	-.452396E-01	.207103E+00			

185	-.275822E-01	-.309458E+00	-.123666E+00	-.842600E-01	.335515E+00			
193	-.241667E-01	-.301386E+00	-.118973E+00	-.813881E-01	.326689E+00			
192	.996917E-02	-.201062E+00	-.604590E-01	-.477732E-01	.215983E+00			
CENTER	-.743686E-02	-.251224E+00	-.897086E-01	-.646652E-01	.269997E+00	.220158E-01	-.280677E+00	-18.176
160								
185	.870461E-01	-.415136E+00	-.278564E-01	-.820225E-01	.445192E+00			
186	.777795E-01	-.493571E+00	-.545179E-01	-.103948E+00	.514347E+00			
194	.440143E-01	-.488391E+00	-.522887E-01	-.111094E+00	.482841E+00			
193	.516780E-01	-.420329E+00	-.291483E-01	-.921628E-01	.422062E+00			
CENTER	.651295E-01	-.454357E+00	-.409528E-01	-.973068E-01	.465725E+00	.683381E-01	-.457565E+00	-4.480
161								
186	.113963E+00	-.580139E+00	.106067E+00	-.116544E+00	.639271E+00			
187	.114222E+00	-.558138E+00	.108525E+00	-.110979E+00	.621852E+00			
195	.106237E+00	-.559558E+00	.108402E+00	-.113330E+00	.616894E+00			
194	.105982E+00	-.578719E+00	.106262E+00	-.118184E+00	.632024E+00			
CENTER	.110101E+00	-.569139E+00	.107314E+00	-.114759E+00	.627490E+00	.126652E+00	-.585690E+00	8.768
162								
187	.145373E+00	-.553288E+00	.281020E+00	-.101979E+00	.783206E+00			
188	.146682E+00	-.455662E+00	.270116E+00	-.772450E-01	.704960E+00			
196	.997240E-01	-.461964E+00	.270607E+00	-.905599E-01	.681547E+00			
195	.987541E-01	-.546988E+00	.280105E+00	-.112058E+00	.748779E+00			
CENTER	.122633E+00	-.504475E+00	.275462E+00	-.954605E-01	.729177E+00	.226447E+00	-.608288E+00	20.650
163								
188	.953085E-01	-.389607E+00	.410559E+00	-.735746E-01	.829123E+00			
189	.110963E+00	-.255607E+00	.365349E+00	-.364109E-01	.709292E+00			
197	.611434E-01	-.265411E+00	.367677E+00	-.510668E-01	.698674E+00			
196	.480894E-01	-.380821E+00	.406915E+00	-.831829E-01	.801019E+00			
CENTER	.788760E-01	-.323111E+00	.387625E+00	-.610588E-01	.758737E+00	.314519E+00	-.558754E+00	31.296
164								
189	.493078E-01	-.170711E+00	.443924E+00	-.303508E-01	.792737E+00			
190	.774925E-01	-.896884E-01	.396681E+00	-.304897E-02	.702167E+00			
198	.115363E-01	-.953360E-01	.398517E+00	-.209499E-01	.696744E+00			
197	-.115845E-01	-.165128E+00	.439238E+00	-.441780E-01	.773578E+00			
CENTER	.316880E-01	-.130216E+00	.419590E+00	-.246319E-01	.740563E+00	.378064E+00	-.476591E+00	39.540
165								
190	-.113127E-02	.626421E-02	.435514E+00	.128323E-02	.754361E+00			
137	.354009E-01	.550458E-01	.393916E+00	.226117E-01	.682870E+00			
138	-.408895E-01	.513609E-01	.394702E+00	.261786E-02	.688302E+00			
198	-.701463E-01	.980769E-02	.430196E+00	-.150847E-01	.748483E+00			
CENTER	-.191915E-01	.306196E-01	.413582E+00	.285702E-02	.717649E+00	.420045E+00	-.408617E+00	46.723
166								
191	.876769E-02	-.270883E-01	-.502672E-02	-.458015E-02	.325733E-01			
192	-.407916E-01	-.850647E-01	-.583986E-01	-.314641E-01	.112655E+00			
2	-.282657E-01	-.829159E-01	-.566194E-01	-.277954E-01	.112383E+00			
1	.168323E-01	-.292302E-01	-.718259E-02	-.309947E-02	.419009E-01			
CENTER	-.108643E-01	-.560748E-01	-.318068E-01	-.167348E-01	.696280E-01	.555187E-02	-.724909E-01	-27.299
167								
192	.308953E-01	-.157516E+00	-.397192E-01	-.316552E-01	.179886E+00			
193	-.310778E-02	-.223335E+00	-.872791E-01	-.566107E-01	.249865E+00			
3	-.132881E-01	-.220137E+00	-.848111E-01	-.583562E-01	.238902E+00			
2	.180862E-01	-.160718E+00	-.413853E-01	-.356581E-01	.174680E+00			
CENTER	.814640E-02	-.190427E+00	-.634237E-01	-.455700E-01	.209088E+00	.266749E-01	-.208955E+00	-16.285
168								
193	.803496E-01	-.351328E+00	-.182521E-01	-.677447E-01	.381245E+00			

169	194	.732472E-01	-.386864E+00	-.346975E-01	-.784043E-01	.410531E+00			
	4	.475592E-01	-.384833E+00	-.335505E-01	-.843185E-01	.328213E+00			
	3	.548004E-01	-.353363E+00	-.189941E-01	-.746405E-01	.362769E+00			
	CENTER	.639891E-01	-.369097E+00	-.263736E-01	-.762770E-01	.385458E+00	.655893E-01	-.370697E+00	-3.472
	194	.134711E+00	-.497306E+00	.105254E+00	-.906488E-01	.583984E+00			
	195	.135802E+00	-.462743E+00	.110765E+00	-.817352E-01	.558729E+00			
	5	.104241E+00	-.464878E+00	.110507E+00	-.901593E-01	.536365E+00			
	4	.103683E+00	-.495171E+00	.105676E+00	-.978721E-01	.558615E+00			
	CENTER	.119609E+00	-.480025E+00	.108051E+00	-.901038E-01	.559292E+00	.138485E+00	-.498900E+00	9.909
170	195	.124930E+00	-.466537E+00	.279161E+00	-.854016E-01	.709550E+00			
	196	.126817E+00	-.384163E+00	.266026E+00	-.643365E-01	.642086E+00			
	6	.962443E-01	-.389253E+00	.266757E+00	-.732521E-01	.628987E+00			
	5	.942014E-01	-.461448E+00	.278268E+00	-.918116E-01	.687232E+00			
	CENTER	.110548E+00	-.425350E+00	.272553E+00	-.787005E-01	.666663E+00	.224806E+00	-.539608E+00	22.744
171	196	.707556E-01	-.290902E+00	.389137E+00	-.550366E-01	.745258E+00			
	197	.866627E-01	-.212538E+00	.352874E+00	-.314689E-01	.664599E+00			
	7	.425294E-01	-.217024E+00	.354607E+00	-.436236E-01	.655490E+00			
	6	.268066E-01	-.286422E+00	.386708E+00	-.649039E-01	.725552E+00			
	CENTER	.566885E-01	-.251722E+00	.370832E+00	-.487583E-01	.697326E+00	.304099E+00	-.499132E+00	33.710
172	197	.619754E-02	-.997176E-01	.416109E+00	-.233800E-01	.726911E+00			
	198	.360799E-01	-.396097E-01	.372660E+00	-.882459E-03	.648787E+00			
	8	-.122098E-01	-.425404E-01	.374158E+00	-.136876E-01	.648737E+00			
	7	-.420323E-01	-.968035E-01	.413344E+00	-.347039E-01	.718341E+00			
	CENTER	-.299115E-02	-.696678E-01	.394068E+00	-.181647E-01	.685224E+00	.359146E+00	-.431805E+00	42.582
173	198	-.578501E-01	.512116E-01	.393278E+00	-.165963E-02	.687697E+00			
	138	-.155711E-01	.102732E+00	.345817E+00	.217901E-01	.608052E+00			
	9	-.506457E-01	.100814E+00	.346960E+00	.125421E-01	.615229E+00			
	8	-.924936E-01	.531057E-01	.390860E+00	-.984445E-02	.688700E+00			
	CENTER	-.541376E-01	.769657E-01	.369229E+00	.570703E-02	.649549E+00	.386417E+00	-.353589E+00	50.034

SOLUTION TIME LOG IN SEC FOR STRESS CALCULATIONS

READING GENERAL INFORMATION AND ELEMENT DATA. . .	=	2
STRESS CALCULATION AND PRINTOUT	=	15
UPDATING DATABASE	=	5
TOTAL SOLUTION TIME	=	22

PROGRAM CALCUL COEFICIENTI CORELAȚIE MULTIPLĂ

```
DECLARE SUB scr2 (b!(), d$)
DECLARE SUB coeficienti (x!(), y!(), c!())
DECLARE SUB citdata1 (a!(), n$)
DECLARE SUB scr1 (b!(), d$)
DECLARE SUB minimax (c!(), mini!, maxi!, med!, pmini!, pmaxi!)
DECLARE SUB tipar1 (c!())
DECLARE SUB tipar2 (a!())
DECLARE SUB gj (vb!(), y!(), coef!())
```

PROGRAM PRINCIPAL

```
FOR k = 1 TO 6
  REDIM c(4, 4)
  REDIM h(4)
  citdata1 h(), "h"
  FOR j = 1 TO 4
    REDIM temp(4)
    ncf$ = "fc" + LTRIM$(STR$(k)) + LTRIM$(STR$(j))
    citdata1 temp(), ncf$
    FOR i = 1 TO 4
      cf(j, i) = temp(i)
    NEXT
  NEXT

  REDIM cfm(4, 4)
  REDIM cin(4)
  REDIM cout(4)
  FOR i = 1 TO 4
    FOR j = 1 TO 4
      cin(j) = cf(j, i)
    NEXT
    coeficienti h(), cin(), cout()
    FOR j = 1 TO 4
      cfm(j, i) = cout(j)
    NEXT
  NEXT
  ncfm$ = "fcm" + LTRIM$(STR$(k))
  scr2 cfm(), ncfm$
NEXT
```

SUBROUTINE

```
SUB ast
LOCATE 22, 45
PRINT "apasa o tasta pentru continuare"
99   a$ = INKEY$
IF a$ = "" THEN
```



```
GOTO 99
END IF
END SUB
```

```
SUB ast0
113 a$ = INKEY$
IF a$ = "" THEN GOTO 113
END SUB
```

```
SUB chenar
PSET (0, 0)
LINE -(0, 100)
LINE -(100, 100)
LINE -(100, 0)
LINE -(0, 0)
END SUB
```

```
SUB citdata1 (a(), n$)
OPEN "i", #2, n$
  FOR i = 1 TO UBOUND(a, 1)
    INPUT #2, a(i)
  NEXT i
CLOSE #2
END SUB
```

```
SUB citdata2 (a(), n$)
OPEN "i", #2, n$
  FOR i = 1 TO UBOUND(a, 1)
    FOR j = 1 TO UBOUND(a, 2)
      INPUT #2, a(i, j)
    NEXT j
  NEXT i
CLOSE #2
END SUB
```

```
SUB coeficienti (x(), y(), c())
n = UBOUND(c, 1)
m = UBOUND(x, 1)
DIM a(n, n)
DIM b(n)
  n = n - 1
  FOR k = 1 TO n + 1
    FOR j = 1 TO n + 1
      FOR i = 1 TO m
        p = 1
          FOR l = 1 TO j + k - 2
            p = p * x(i)
          NEXT l
        a(k, j) = a(k, j) + p
      NEXT i
    NEXT j
  FOR i = 1 TO m
    p = 1
      FOR l = 1 TO k - 1
```

```
                p = p * x(i)
                NEXT i
            b(k) = b(k) + p * y(i)
            NEXT i
        NEXT k
    g) a(), b(), c()
END SUB

SUB cordata1 (a())
tipar1 a()
10 INPUT "a citea valoare se corecteaza???" ; vc
    IF vc > UBOUND(a, 1) THEN PRINT "gresesti": GOTO 10
    PRINT "valoare veche=" ; a(vc)
    INPUT "valoare noua=" ; a(vc)
PRINT "apasa y pentru continuarea corectarii"
111  a$ = INKEY$
    IF a$ = "" THEN GOTO 111
    IF a$ = "Y" OR a$ = "y" THEN GOTO 10
END SUB

SUB cordata2 (a())
tipar2 a()
11 INPUT "in care linie corectam"; l
12 INPUT "in care coloana corectam"; c
    IF l > UBOUND(a, 1) THEN PRINT "ai gresit linia": GOTO 11
    IF c > UBOUND(a, 2) THEN PRINT "ai gresit coloana": GOTO 12
    PRINT "valoare veche=" ; a(l, c)
    INPUT "noua valoare"; a(l, c)
PRINT "apasa y pentru continuarea corectarii"
112  a$ = INKEY$
    IF a$ = "" THEN GOTO 112
    IF a$ = "Y" OR a$ = "y" THEN GOTO 11
END SUB

SUB ecran (sc, xi, yi, xe, ye, xwi, ywi, xwe, ywe) : 'desenarea
ecran
SCREEN sc
    VIEW (xi, yi)-(xe, ye), , 1
    WINDOW (xwi, ywi)-(xwe, ywe)
sx = (xwe - xwi) / 60
sy = (ywe - ywi) / 50
    IF ((xwi > 0) AND (ywi > 0)) OR (xwe < 0 AND ywe < 0) THEN
        FOR x = xwi TO xwe STEP (xwe - xwi) / 10
            LINE (x, ywi)-(x, ywi + sy)
        NEXT x
        FOR y = ywi TO ywe STEP (ywe - ywi) / 10
            LINE (xwi, y)-(xwi + sx, y)
        NEXT y
    END IF
    IF xwi <= 0 AND 0 <= xwe THEN
        LINE (0, ywi)-(0, ywe)
        FOR y = ywi TO ywe STEP (ywe - ywi) / 10
            LINE (-sx, y)-(-sx, y)
        NEXT y
    END IF
END SUB
```



```
END IF
IF ywi <= 0 AND 0 <= ywe THEN
    LINE (xwi, 0)-(xwe, 0)
    FOR x = xwi TO xwe STEP (xwe - xwi) / 10
        LINE (x, -sy)-(x, sy)
    NEXT x
END IF
'
call ekran (2,1,1,710,320,0,0,10,10)
END SUB
```

```
SUB ger (b(), c())
'generarea unor masive aleatoare
n = UBOUND(c, 1)
FOR i = 1 TO n
    c(i) = INT(100 * RND(i) - 50 * RND(i))
    FOR j = 1 TO n
        b(i, j) = INT(10 * RND(j))
    NEXT j
NEXT i
END SUB
```

END SUB

```
SUB gj (vb(), y(), coef())
```

```
' REZOLVARE SISTEM ECUATII GAUSS-JORDAN '
```

```
n = UBOUND(y, 1)
DIM b(n, n)
```

```
FOR i = 1 TO n
    FOR j = 1 TO n
        b(i, j) = vb(i, j)
    NEXT j
NEXT i
```

```
DIM W(n, 1), Index(n, 3)
False% = 0: True% = NOT False%
Ierr = False%
Invers = 1
Nvec = 1
FOR i = 1 TO n
    W(i, 1) = y(i)
    Index(i, 3) = 0
NEXT i
Determ = 1!
FOR i = 1 TO n
    Big = 0!
    FOR j = 1 TO n
        IF (Index(j, 3) <> 1) THEN
            FOR k = 1 TO n
                IF (Index(k, 3) > 1) THEN 9999
                IF (Index(k, 3) <> 1) THEN
```

```
        IF (Big < ABS(b(j, k))) THEN
            Irow = j
            Icol = k

            Big = ABS(b(j, k))
        END IF
    END IF
NEXT k
END IF
NEXT j
Index(Icol, 3) = Index(Icol, 3) + 1
Index(i, 1) = Irow
Index(i, 2) = Icol
'interchange rows to put pivot on diagonal
IF (Irow <> Icol) THEN
    Determ = -Determ
    FOR l = 1 TO n
        SWAP b(Irow, l), b(Icol, l)
    NEXT l
    IF Nvec > 0 THEN
        FOR l = 1 TO Nvec
            SWAP W(Irow, l), W(Icol, l)
        NEXT l
    END IF
END IF
Pivot = b(Icol, Icol)
IF Pivot = 0! THEN 9999
Determ = Determ * Pivot
b(Icol, Icol) = 1!
FOR l = 1 TO n
    b(Icol, l) = b(Icol, l) / Pivot
NEXT l
IF Nvec > 0 THEN
    FOR l = 1 TO Nvec
        W(Icol, l) = W(Icol, l) / Pivot
    NEXT l
END IF
FOR L1 = 1 TO n
    IF (L1 <> Icol) THEN
        T = b(L1, Icol)
        b(L1, Icol) = 0!
        FOR l = 1 TO n
            b(L1, l) = b(L1, l) - b(Icol, l) * T
        NEXT l
        IF Nvec > 0 THEN
            FOR l = 1 TO Nvec
                W(L1, l) = W(L1, l) - W(Icol, l) * T
            NEXT l
        END IF
    END IF
NEXT L1
NEXT i
FOR i = 1 TO n
    l = n - i + 1
```



```
IF (Index(1, 1) <> Index(1, 2)) THEN
  Irow = Index(1, 1)
  Icol = Index(1, 2)
  FOR k = 1 TO n
    SWAP b(k, Irow), b(k, Icol)
  NEXT k
END IF
NEXT i
FOR k = 1 TO n
  IF (Index(k, 3) <> 1) THEN 9999
NEXT k
FOR i = 1 TO n
  coef(i) = W(i, 1)
NEXT i
EXIT SUB
9999 :
  Ierr = True%
  PRINT "Matrix singular "
END SUB

SUB id (a(), nd)

  nd = 0
  DO
    nd = nd + 1
    lt = UBOUND(a, nd)
    LOOP UNTIL ner = 9
    PRINT "matricea are "; nd - 1; "dimensiuni"
    nd = nd - 1
  END SUB

SUB indata1 (a())
CLS
PRINT "introducerea masivului de date"
  n = UBOUND(a, 1)
  FOR i = 1 TO n
    PRINT i; : INPUT "(i)="; a(i)
  NEXT i
END SUB

SUB indata2 (a())
CLS
FOR i = 1 TO UBOUND(a, 1)
FOR j = 1 TO UBOUND(a, 2)
LOCATE i, (j - 1) * 60 / UBOUND(a, 2)

INPUT a(i, j)
NEXT j
NEXT i

END SUB

SUB minimax (c(), min, max, med, pmin, pmax)
```

```
n = UBOUND(c, 1)
sum = 0
  FOR i = 1 TO n
    sum = sum + c(i)
  NEXT
  med = sum / n
  max = med
  min = med
  FOR i = 1 TO n
    IF max < c(i) THEN
      max = c(i)
      pmax = i
    END IF
    IF min > c(i) THEN
      min = c(i)
      pmin = i
    END IF
  NEXT
END SUB

SUB plotm (x(), y())
minimax x(), xmin, xmax, xmed, pxmin, pxmax
minimax y(), ymin, ymax, ymed, pymin, pymax
sx = (xmax - xmin) / 100
sy = (ymax - ymin) / 100
n = UBOUND(x, 1)
  FOR i = 1 TO n
    PSET (x(i), y(i))
    CIRCLE (x(i), y(i)), sx
  NEXT
END SUB

SUB scr1 (b(), d$)
OPEN "o", #2, d$
  FOR i = 1 TO UBOUND(b, 1)
    PRINT #2, b(i)
  NEXT
CLOSE #2
END SUB

SUB scr2 (b(), d$)
OPEN "o", #2, d$
  FOR i = 1 TO UBOUND(b, 1)
    FOR j = 1 TO UBOUND(b, 2)
      PRINT #2, b(i, j);
    NEXT j
  NEXT i
END SUB
```



```
PRINT #2,  
NEXT i
```

```
CLOSE #2
```

```
END SUB
```

```
SUB sffis (n$, max)  
OPEN "i", #2, n$  
max = 0  
DO  
INPUT #2, s  
max = max + 1  
v = EOF(2)  
LOOP UNTIL v = -1  
CLOSE #2  
END SUB
```

```
SUB tipar1 (c())  
n = UBOUND(c, 1)  
P R I N T  
"++++++"  
FOR i = 1 TO n  
PRINT "("; i; ")="; c(i)  
NEXT i  
END SUB
```

```
SUB tipar2 (a())  
P R I N T  
"++++++"  
FOR i = 1 TO UBOUND(a, 1)  
PRINT "***linia ("; i; ")*****"  
FOR j = 1 TO UBOUND(a, 2)  
PRINT a(i, j);  
NEXT j  
PRINT  
NEXT i
```

```
END SUB
```

```
SUB valp (c(), x, y)
```

```
n = UBOUND(c, 1)  
y = 0  
FOR i = 1 TO n  
p = 1  
FOR j = 1 TO i - 1  
p = p * x  
NEXT j
```

```
        y = y + p * c(i)
    NEXT i

END SUB

SUB ver (a(), b(), c())
PRINT "===== "
PRINT "calculul erorilor la rezolvarea sistemului"
PRINT "===== "
n = UBOUND(c, 1)
DIM cero(n)
    FOR i = 1 TO n
        sum = 0
            FOR j = 1 TO n
                sum = sum + a(i, j) * c(j)
            NEXT j
        cero(i) = b(i) - sum
        PRINT "ecuatia "; i; ">>>>"; cero(i)
    NEXT i
PRINT "apasa o tasta pentru continuare"
622     a$ = INKEY$
IF a$ = "" THEN GOTO 622
END SUB
```


B I B L I O G R A F I E

- A1. Aleksandryn, K., The use of vibrations on subsoilers operating in compacted stany soils. Mekh. Elektrif.Sel.Khoz.Vol.21, No.3, pp 49-50, 1963.
- A2. Agapov, N. N., Cultivator cu organe de lucru vibra-toare; Brevet U.R.S.S., m.1005677 - 1983.
- A3. Aguirre, M. , Sanchez, R., Structural Seismic Dam - per Journal of structural Engineering, vol.118 No.5 May 1992.
- B1. Barbacadze, V.S. s.a., Rascet i proiectivovanie stro- itelnih constructii i sorujenii v deformiruenih sredah, Maskva 1989.
- B2. Baver, L., s.a., Soil physics. Wiley a. Sons, New York 1972.
- B3. Badescu, R., s.a., Integrale utilizate in mecanica, fizica, tehnica si calculul lor, Editura Tehnica, Bucuresti, 1968.
- B4. Bierger, A.E. "Shoking or Karring Mechanism" U.S. Patent No.3385119, May 28 1968.
- B5. Bigsby, F.W. si C.W. Backhop. Effects af an air glide on soil engaging tools results from a model tool in soil boxes. ASAE Paper No.G4-106; ASAE St. Joseph. Mich.49085, 1964.
- B6. Black, C.A., Methods of soil analysis vol.1, vol.2, Am.Soc.Agr., Madison- Wisconsin, 1965.
- B7. Blehman, I.I. s.a., Vibrationiie pereşceniia, Nauka, Moskva, 1964.
- B8. Biderman, V.L., Teoria mechaniceskih kolebanii, Visa- ia Skola, Moskva, 1980.
- B9. Bodine, A.G., "Sonic Wave Earth Digging and Moving Machines", U.S.Patent No.3030715, April 24, 1962.
- B10. Bodine, A.G., Jr., "Sonic Method and Apparatus for Forming Trenches and for Laying Pipe Lines Therein", U.S.Patent No.3256695, June 21, 1966.
- B11. Bodine, A.G., "Sonic Earth Moning Machine", U.S.Pa- tent No.3269039, August 30, 1966.
- B12. Bodine, A.G., Jr., "Method and Apparatus for Ripping Rock By Sonically Vibratory Tooth" U.S.Patent No. 3336082, August 15, 1967.
- B13. Bogatov, E.A., s.a., Scarificator de adincime vibra- tor. Brevet URSS nr.676197, 1979.
- B14. Boleantu, L., Dobre, I., Aplicatii ale mecanicii soli- dului deformabil in constructia de masini, Ed.Facla, Timisoara, 1978.
- B15. Boulon, M., le comportement d'interface sol-struc- ture: aspects experimentaux et numeriques. Revue Francaise de geotechnique, No.54-1991, p.27-37.

- B16. Boyd, R.C. and C.L. Nalezny, A model of vibratory soil-cutting, SAE Paper No. 670750 Society of Automotive Engineers, Inc., 485 Lexington Ave. N.Y., 1967.
- B17. Bremerman, H., Distributions complex variables and Fourier transforms Massachusetts, S.U.A., 1965.
- B18. Brindeu, L., Contributii privind studiul miscarilor periodice ale sistemelor vibropercutante, Teza de doctorat, Inst. Polit. "Traian Vuia" Timisoara, 1970.
- B19. Brindeu, L., Studiul stabilitatii miscarilor periodice ale unui sistem vibropercutant cu doua grade de libertate, Second IFTOMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods-SYROM'77, II.1, BUCHAREST, ROMANIA, June 16-21, 1977, p.103-111.
- B20. Brindeu, L., Studiul vibratiilor unui sistem cu excitatie discontinua, Noutati in Mecanica aplicata si in constructia de masini, Univ. Brasov, XVIII A, 1976, p.17-22.
- B21. Brindeu, L., Determinarea miscarilor periodice vibropercutante ale unei mase libere pe o platforma vibranta, Sesiunea de comunicari stiintifice, 1971, Inst. de Petrol si Gaze, Ploiesti, 1974, p.137-151.
- B22. Butenin, H.V., Elementi teorii nelineare ale kolebanii, Sudpronighiz, Leningrad, 1962, p.196.
- B23. Buciukiuri, N.I., Scarificator vibrator, Brevet URSS m. 988205-1983.
- B24. Buciukiuri, N.I. s.a., Scarificator vibrator, Brevet U.R.S.S. m. 1034626-1982.
- B25. Burkiewicz, B., Mecanism vibrator pentru plug, Brevet Polonia nr. 121069-1980.
- B26. Butenin, N.V., Teoria kolebania, Visaia Skola, Moskva, 1963.
- B27. Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Rades, M., Vibratii mecanice, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1982.
- B28. Buzdugan, Gh., Izolarea antivibratorie, Editura Academiei, Bucuresti, 1980.
- B29. Buzdugan, Gh., Dynamique des fondations de machines, Editions Eyrolles, Paris, 1972.
- B30. Buzdugan, Gh. s.a., Masurarea vibratiilor, Editura Academiei, Bucuresti, 1979.
- B31. Buchele, W.F. si C.E. Johnson, Energy in Clod Size Reduction of Vibratory Tillage Trans. of the ASAE, p.371-374, 1969.
- B32. Bahtin, P.U., Tr. Pociv. Inst. im. Dok. 45: 43-215, 1954.
- B33. Beles, A.A., s.a., Calculul constructiilor amplasate pe terenuri deformabile, Ed. Academiei R.S. Romania, Bucuresti, 1977.
- C1. Canarache, A., Fizica solurilor agricole, Editura Ceres, Bucuresti, 1990.
- C2. Caproiu, St., s.a., Masini agricole de lucrat solul, semanat si intretinere a culturilor, Ed. didactico pedagogica, Bucuresti, 1982.
- C3. Cioclov, D., Rezistenta si fiabilitate la solicitari variabile, Ed. Facla, Timisoara, 1975.

- C4. Chaallal Omar, Finite Element Model for seismic R.C. C.Coupled Walls Having Slender Coupling Beams, Journal of Structural Engineering vol.118, No.10, Oct. 1992, p.2936-2943.
- C5. Chilton, S.David, Wekezer, W., Plates on elastic Foundation Journal of Structural Engineering, vol.118, No.11, Nov.1992, p.3236-3241.
- C6. Chov, Y.K., Young, M.D., Young, K.Y., Lee, S.L., Dynamic compaction Analysis Journal of Geotechnical Engineering, vol.118, No.8, august 1992.
- C7. Converse, F.J., Compaction of sand at resonant frequency Symp. Dynamic Testing Soils. Am. Soc. Testing Materials, Special Technical Publication No.156, p.124-137, 1954.
- C8. Cooper, A.W. and W.F. Mc Creery, Plastic surface for tillage tools, ASAE, St. Joseph, Mich.49085, 1961.
- C9. Cowin, S.C. et al., A critical review of selected literature relating to the vibratory cutting, penetration and compaction of soils. Waterway Experiment Station Contract Report 3-28, Techn. Report 4, 1958.
- C10. Currie, J.A., In : Soil physical conditions and crop production, Techn. Bull, No.29 MAFF, London, p.461-468, 1975.
- C11. Choa, S.L., W.J.Chancellor, Proiectarea optima si parametrului de lucru ai unui subsolier oscilator rezonant, Transf. of the ASAE, vol.16, p.1200-1208, Nr. 6/1973.
- C12. Cristali, Gh., O. Moraru Studiu documentar privind utilizarea vibratiilor in imbunatatirea proceselor de lucru ale masinilor agricole, I.C.M.A., 1971.
- C13. Charles, R.J., Energy-size reduction relationship in comminution Minig Engineering 9: 80-88, 1957.
- D1. Darie, S., Vibratoare electrice, Editura Tehnica, Bucuresti, 1987.
- D2. Davidova, R.G., Vibromotor pentru actionarea plugului Brevet U.R.S.S. nr.671759-1979.
- D3. Davis, C.J., Undergrand Cable Laying Implement, US. Patent No.3363423 January 16, 1968.
- D4. Deacu, L., Pavel, Gh., Vibratii la masini unelte, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1977.
- D5. Djumanaizov, V.A., s.a., Grapa vibratoare, Brevet URSS nr.1007566, 1983.
- D6. Dobre, I., Caracteristici statice ale raspunsului sistemelor oscilante la excitatii aleatoare. Lucrarile Conferintei Vibratii in constructia de masini, Timisoara, 1975, vol.II, p.147-156.
- D7. Dobre, I., New elements concerning the response of oscillatory systems subjected to random excitations in the correlation theory, Bul.st.si tehnic al I.P. Timisoara, seria matematica, 1976.
- D8. Dubrovskii, A.A., Experimental investigation of special features in the operation of vibrating tillage tools using a model in a sandbox. Trudy Sseso Nauchno-Issl. Inst. Meck. Sel. Khoz. (VIM) vol.24, 9-66, 1957.

- D9. Dubrovskii, A.A., Influence of vibrating the tools of cultivation implement upon draft resistance. Sbornik.Trud.Zeinled Mekhan.Lenin Akad. selkhoz Nauk, 3:182-185, 1956.
- D10. Dubrovskii, A.A., Vibration techniques during soil working. Excerpt-Chapter 3, Vibration Technique in Agricultura. Machine Building Publishing House. Moscow, Russia, 1968.
- D11. Dvachenko, G.N., and V.I. Karapetyan, Examination of active functional parts of a cultivator. Trakt Selkhoz mash, 35(6):29-30, 1965.
- D12. Dodescu, Gh., Toma, M., Metode de calcul numeric. Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1976.
- E1. Ehrler, C., Nonlinear Parameters of Vibrating Foundations Journal of the Soil Mechanics and Foundation Division, 94, SM6, Nov.1968.
- E2. Eggenmuller, A., Field experiments with an oscillating tilling body Grundlagen der Landtechnik, No.10, 89-95, 1958.
- E3. Eggenmuller, A., Experiments with groups of hoes oscillating in opposite phase. Grundlagen der Landtechnik, No.10, 70-88, 1958.
- E4. Eggenmuller, A., Oscillating implements-Kinematics and experiments with single model tools. Grundlagen der Landtechnik, No.10, 55-60, 1958.
- E5. Elijah, D.L. and J.A. Weber, Soil failure and pressure patterns for flat cutting blades. ASAE Paper No.68-655, ASAE, St. Joseph, Mich.40085, 1968.
- E6. Emmons, A.N., Power Operated Orbital Motion Tool. US Patent No.2897902, August 4, 1959.
- E7. Evans, R.N. and I.G. Moore, A comparison of the vibrating, jolting and moulding pressure methods of consolidating concretes. Concut Construction Engineering 36(2): 152-163, 1940.
- F1. Faur, N., s.a., Sistem de achizitii de date pentru masuratori in regim dinamic la scarificarea adinca a solului. Sesiune de comunicari, Resita, sept.1993.
- F2. Faur, N., s.a., Studiul interactiunii cu solul al organelor de lucru vibratoare la afinarea solului, Conferinta de vibratii Timisoara, 1993.
- F3. Faur, N., s.a., Aspecte privind calculul lagarelor grele. Simpozion tensometric, Craiova, septembrie, 1992.
- F4. Faur, N., s.a., Le calcul d'une carcasse bridee par une methode de discontinuite. Conferinta de vibratii in constructia de masini, Timisoara, 1985.
- F5. Faur, N., Asupra ecuatiilor de miscare la interactiunea dintre sculele vibratoare si sol in procesul tehnologic de scarificare. Simpozion Jubiliar - 70 de ani, Universitatea Tehnica Timisoara, octombrie 1993.
- F6. Faur, N., Considerations regarding the vibratory tool in interaction with soil at deep scarifying, Agrar Muszaki Bizottosag, Gödöllő, 18-19 januar, 1994.
- F7. Faur, N., s.a., Experimental results regarding the use of forced vibrations in the soil scarifying process Agrar Muszski Bizottosag, Gödöllő, januar 18-19en, 1994.

- F8. Faur, N., s.a. Rezgö szerszamokkal vegzett talajlazitos egyes eredmenyeinek altalanositasa, Jarmüvek epi-töipori es mezögozdasagi gepek, Budapest, 1994.
- F9. Faur, N., Rezultate experimentale privind utiliza-rea vibratiilor fortate in procesul tehnologic de scarificare a solului. Sesiunea anuala de comunicari stiintifice, Universitatea Oradea, 28-29 mai 1994.
- F10. Faur, N., Consideratii privind generalizarea unor re-zultate obtinute la scarificarea solului cu scule vibratoare. Sesiunea anuala de comunicari stiintifi-ce, Universitatea Oradea, 28-29 mai 1994.
- F11. Faur, N., s.a., Stand pentru studiul efectelor vibra-torii si uzurii la organele active ale masinilor agricole de lucrat solul. Brevet nr.98803, Romania, 1989.
- F12. Finn, C.O., Apparatus for Vertical Mulching of soil and other Purposes. U.S.Patent No.2949871 august 23, 1960.
- F13. Fox, W.R. and C.W. Bockhop, Characteristics of a teflon-covered simple tillage tool. Transactions of the ASAE 8(2):227-229, 1965.
- G1. Gagne, A.R., Plow for Laying Cable, Flexible Conduit or the Like, U.S.Patent No.3326009, June 20, 1967.
- G2. Gill, W.R. and G.E. Vanderr Berg, Soil dynamics in til-lage and traction Agriculture Handbook No.316 ARS, USDA, U.S.Gavernment Printing Office Washington, D. C. 1968.
- G3. Gill, W.R. and W.F. Mc Creery. Relation of size of cut to tillage tool efficiency. Agricultural Engineering 41(6), 372-374, 1960.
- G4. Giorgia Monti, Camillo Nuti, Nonlinear Cyclic Beha-vior of Reinforcing Bars Including Buckling, Journal of structural. Engineering vol.118 No.12, dec.1992.
- G5. Gremillion, G.S., Machine for Laying Cable and the Li-ke, U.S.Patent No.3399533 July 2, 1968.
- G6. Gumensky, R.M., The thixotropy of soil and the vibra-tional methods. Clod J.(U.S.S.R.) 16(6): 421 - 424, from Bldg.Sci.Abstr.v.28, p.303, oct.1955.
- G7. Guncenko, In.L., Zaniyalov, V.A., Brazdar vibrator. Bre-vet URSS, Nr.933023, 1982.
- G8. Gunn, J.T. and V.N. Tramontini, Oscillation of tillage implements. Agricultural Engineering 36(11): 725-729, 1955.
- H1. Harris, C.M., Crede, C.E., Socuri si vibratii, vol. I, II, III, Editura tehnica, Bucuresti, 1968.
- H2. Harshberger, R.P., Garden Tractor with Vibratory Tool, U.S.Patent No.2613582, octomber 14, 1952.
- H3. Harshberger, R.P., Earthworking Machine, U.S.Patent No. 2641982, June 16, 1953.
- H4. Harshberger, R.P., Earthworking Machine or the Like, U. S.Patent No.279269, Mah 21, 1957.
- H5. Haynes, L.E., Earth Excavating Device, U.S.Patent No. 3387890, June 11, 1968.
- H6. Haynes, L.E., Pavement Cutting and Earth Excavating Device, U.S.Patent No.3272559, september 13, 1966.
- H7. Hendrick, J.G. and W.F. Buchele. Tillage energy of a vi-brating tilagge tool. Transactions of the ASAE 6(3) 213 - 216, 1963.

- H8. Hendrick, J.G. and G.E.Vandenburg, Strength and energy relation of a dynamically loaded clay soil. Transactions of the ASAE 4(1): 31 - 32, 1961.
- H9. Highley, R.C., Soil Ripper, US Patent No 2728283, December 27, 1955.
- H10. Hillel, D., Fundamentals of soil physics. Ac. Press, New York, 1980.
- H11. Hillel, D., Applications of soil physics. Ac. Press, New York, 1980.
- H12. Hvingia, M.V. s.a., Kolebania i ustoicivost uprugih sistem masin priborov, Izdatelstva Metniereva, Tbilisi, 1974.
- I1. Ispas, C., Simion, Fl.P., Vibratiile masinilor unelte, teorie si aplicatii. Editura Academiei, Bucuresti, 1986.
- I2. I.C.P.A., Sistemul roman de clasificare a solurilor, Bucuresti, 1979.
- J1. Jewell, R.A., Pedley, M.J., Analysis for Soil Reinforcement with Bending Stiffness, Journal of Geotechnical Engineering, vol.118 No.10 oct.1992.
- J2. Johnson, C.E. and W.F. Buchele, Energy in clod-size reduction of vibratory tillage. Transactions of the ASAE 12(3): 371 - 374, 1969.
- K1. Kaercher, W.C., Jr., Conduit Embedding Machine, U.S. Patent No.3371495, March 5, 1968.
- K2. Kalhuznic, G.D., M.M.Gorkam. Incercarea unei trupite vibratoare. Meh. i electrif. sot. sel. hoz. Nr.6/1964.
- K3. Kanafoiski, C., From the theory of cutting with a straight edged blade. Institute for the Mechanization and Electrification of Agriculture, Bulletin of Scientific Reserch Work, No.4 Warsaw, Poland.
- K4. Kazah, A.S., Dinamica mostovih kranov, Masinastraienie Moskva, 1968.
- K5. Kapita, P., Dinamicescaia ustoicistvast naiatnica pri pri coleblinsceiscaia tocike podvesa. Jurnal experimentalnoi i teoreticescai fizic, 1951.
- K6. Kaulin, I., Vibor tipa electromagnitnoga vibratora Vo-prosi dinamiki i procinosti, 17 Riga, 1969.
- K7. Karmanzin, V.D., Tehnika i primenenie vibriruiuscego sloia, Kiev, Naukovaia Dumka, 1977.
- K8. Klimov, I.V. s.a., Vibra-izoliatia stamponocinih molotov, Masinostroenie, Moskva, 1979.
- K9. Kahnka, N., Soil physics, Mc.Graw-Hill, New York, 1968.
- K10. Koolen, A.L., Knipers, N., Agricultural soil mechanics, Springer, Berlin, 1983.
- K11. Krinkov, B.I., Dinamica vibrationih masin rezonansnaga tipo, Naukova Dumka, Kiev, 1967.
- K12. Krauthammer, S. Shahriar, Shanaa, N.M., Response of Reinforced concrete Elements to Severe Impulsive Loads, Journal of Structural Engineering vol.118 No.4 A pr. 1992, p.1061-1079.
- K13. Kruglov, T.K., Dolanov, R.S., Stand universal pentru studierea vibratiilor de lucru ale masinilor de lucru solul. Mehanizatia i electrificatia solscava hazeastva, U.R.S.S., nr.3, 1986.

- K14. Kondner, R.L., 1960. A non-dimensional approach to the vibratory cutting compaction and penetration of soils. Waterways Experiment Station Contract Report 3-28, Tech. Report 8, 1960.
- K15. Kondner, R.L. et al., 1958. Laboratory investigation on the vibratory cutting and penetration of soils (Part.1). Waterway Experiment Station. Technical Report 5, 1958.
- K16. Kulakov, M.M., Cultivator extirpator cu organe de lucru vibratoare. Brevet U.R.S.S. nr.1042625, 1983.
- K17. Kepner, R.A., Roy Beiner, E.L. Berger, Principles of Farm Machinery. Ed. The Avi Publishing Company, Inc. Westport, Connecticut, p.190-193, 1972.
- K18. Kafoed S.S., Cinematica si cerintele de putere ale uneltelor de prelucrat solul, oscilante, Journal of Agricultural Engineering Research, vol.14, Nr.1, 1969.
- K19. Kovacs, Fr., s.a., Curs de teoria mecanismelor si dinamica masinilor, vol. I, II, III, Lito IPT, 1969.
- K20. Corsun, I.A., Dinamica agregatelor mobile de recoltat bumbac, Teschent, 1983.
- L1. Landau, L., Lifchitz, E., Mecanique. Editions de la paix, Moscow, 1986.
- L2. Larson, L.W., The future of vibratory tillage tools. Transactions of the ASAE 10(1):78-79, 83, 1967.
- L3. Lebedev, S.P., s.a., Scarificator de adincime vibrator. Brevet U.R.S.S., nr.741816, 1980.
- L4. Lemm, L.F., Ultrasonic Apparatus for Subsurface Soil Sterilization. U.S. Patent. No.3307289, March 7, 1967.
- L5. Leo, I.A., Powered Moldboard Plow, US. Patent No.3167134 January 26, 1965.
- L6. Luty, R., Danilos, J., Mecanism vibrator pentru plug. Brevet Polonia, nr.121093, 1980.
- M1. Mackson, C., The effect of electro-osmosis on soil to steel gliding friction as influenced by speed, voltage, and soil moisture. ASAE Paper No.62-650 ASAE St. Joseph, Mich.49085, 1962.
- M2. McAuliff, W.N., Maul Impacting Device for Excavating Buckets. U.S. Patent No.3293778, December 27, 1966.
- M3. Marahonskii, P.F., Scarificator de adincime vibrator. Brevet U.R.S.S. nr.917720, 1982.
- M4. Marshall, T.J., Relations between water and soil. Tech. Camm., Bur. of Soils, Farnham Royal, nr.50, 1959.
- M5. Mink, H.L. et al., Effects of an air slide on soil engaging tools results from ammonia knives in artificial soil. ASAE Paper No.64-105. ASAE St. Joseph Mich.49085, 1964.
- M6. Minorsky, N., Nonlinear Oscillations. D. Van Nostrand Company inc. Toronto - New York - London, 1962.
- M7. Mogami, T. and K. Kubo, The behavior of soil during vibration. Proc. 3rd Intern. Conf. Soil Mech. Foundation Engineering, v. I. 152-155, 1952.
- M8. Moraru, V., Ispas, C., Rusu, St., Vibratiile si stabilitatea masinilor unelte. Editura tehnica, Bucuresti 1982.

- M9. Munteanu, M., Introducere in dinamica masinilor vibratoare. Editura Academiei, Bucuresti, 1986.
- M10. Mamduh, A.H.M., Contributii teoretice si experimentale la stabilirea parametrilor constructivi si functionali ai organelor de lucru pentru masinile destinate lucrarilor superficiale pe soluri aluvionale. Teza de doctorat IANB.Fac.de Imb.Funciare.
- N1. Nichols, M.L. and C.A.Reaves, 1958. Soil reaction. To subsoiling equipment. Agricultural Engineering 39(6): 340-343.
- O1. Oehlers Deric John, Residual Strength of Structural Components Subjected to Cyclic Loads, Journal of Structural Engeneering, vol.118 No.10, oct.1992, p.2645-2658.
- O2. Oldenburg, D., Loader Bucket with a Vibrating Blade, U.S.Patent No.3328646, March 8, 1966.
- O3. Ogarodnikov, N.A., The principle of vibration as means of reducing the expense of draft in agriculture. IZV. Timiryaz. S-kh.Akad. No.3, 203-215, 1967.
- O4. Ostrovskii, V.P.s.a., Scarificator de adincime vibrator. Brevet U.R.S.S. nr.938771, 1979.
- O5. Ostrovskii, V.P., Scarificator de adincime vibrator Brevet U.R.S.S. nr.1014481, 1983.
- O6. Oswalt, H.L., Turf Perforator, US.Patent No.2728283, December 27, 1955.
- P1. Panagiotopoulos, N., Investigation into the variation of cutting resistance of dozer blades under the effects of oscillation. Par 1 - Second Inter.Conf.of the Intr.Soc.of.Terrain - Vehicle System, 1962.
- P2. Pana, T., Absorbitori dinamici de vibratii. Editura tehnica, Bucuresti, 1984.
- P3. Panovko, I.G., s.a., Ustoicivosti i kolebania uprug-hih sistem. Nauka, Moskva, 1967.
- P4. Panovko, I.G., Osnovi prikladnoi teorii upruhig kolebania, Masinostroienic, Moskva, 1967.
- P5. Panovko, I.G., Osnovi proklandoi teorii kolebanii i udara, Masinostroienic, Leningrad 1976.
- P6. Perelighin, A.M. s.a., Scarificator de adincime vibrator. Brevet U.R.S.S. nr.1116985, 1983.
- P7. Pewthers, C.W., Power Excavating Device, U.S.Patent No.3065557, nov.27, 1962.
- P8. Pillsbury, R.D., Applications of fluorocarbon resins in farm equipment. Agricultural Engineering 41(12): 802-803, 875-876, 1960.
- P9. Pottol, C.E.s.a., Power Weeder, US.Patent No2859676, Nov 11, 1958.
- P10. Preobrazhenkaya, N.A. si I.A.Savchenko, The effect of vibration an the shear strength of clay soils. Soil Dynamics, Collection of Papers No.32, State Publishing House on Construction and Construction Materials, Moscow, 1958.
- R1. Rabinovici, A.N. s.a., Automaticeskie zagruzaciniie ustroistva vibrationnova tipa, Tehnika, Kiev, 1965.
- R2. Ragulskiene, V.L., Vibro-shock systems, Mintis, Vilnius, 1974.
- R3. Reabtev, C.A., Issledovanie Kultinatornih a uprugoi podneskoi, Mehanizatia sotialisticescogo hozeaistva 11, 1966.

- R4. Rhoten, C.M., Heating and Vibrating Means for Plow Moldboards, U.S.Patent No.2641173 June 9, 1953.
- R5. Rigo, P., Stiffened Sheathings of Orthotropic Cylindrical Shells, Journal of Structural Engineering, vol.118 No.4 Apr.1992, p.926-943.
- R6. Ri-Hui Zhang, Song T.T., Seismic Design of vibroelastic Dampers for Structural Applications, Journal of Structural Engineering vol.118, No.5 May, 1992, p.1375-1392.
- R7. Rogers, T.A., Vibrating Plow, U.S.Patent No.3336985, August 22, 1967.
- S1. Sanglerat, G., Lepenetre et la reconnaissance des sols. Dunod, Paris, 1965.
- S2. Savchenko, I.A., The effect of vibrations on interval friction in sand. Soil Dynamics, Collection of Papers No.32, State Publishing House on Construction and Construction Materials, Moscow, 1958.
- S3. Shelton, D.L., Vibrating Tillage Implement, U.S.Patent No.3425496, February 4, 1969.
- S4. Shelton, D.L., Oscillating Plow and Fertilizing Apparatus, U.S. Patent No.3296985, January 10, 1967.
- S5. Shkurenko, N.S., Experimental data on the effect of oscillation on the cutting resistance of soil, Trudy Akademii Stroitesva I Arkhitektury SSSR, Institut Osnovani I Podzemnykh Soomzhenii, No.32, 1958, Journal of Agricultural Engineering Research 5(2).
- S6. Silas, Gh., Mecanica- vibratii mecanice, E.D.P. Bucuresti, 1968.
- S7. Silas, Gh. s.a., Culegere de probleme de vibratii mecanice, vol.II, Editura tehnica, Bucuresti, 1973.
- S8. Silas, Gh., Determinarea miscarilor periodice ale unui sistem cu un grad de libertate si o cupla percutoanta, comunicariile conferintei vibratii in constructia de masini, Timisoara, 1975, p.443-448.
- S9. Silas, Gh., Grosanu, I., Mecanica, E.D.P. Bucuresti, 1981.
- S10. Silas, Gh., Brindeu, L., Studiul efectului ciocnirii asupra generatorului de vibratii la un sistem vibropercutant, Lucrarile celei de a III-a Conferinte de vibratii in constructia de masini, III, Timisoara, 28-29 nov.1980, p.281-286.
- S11. Silas, Gh., Brindeu, L., Folosirea legaturii unilaterale pentru studiul ciocnirii, Simpozionul de Mecanisme si Transmisii Mecanice, 3, Resita, 1976, p.749-756; Bul.St.si Tehnic, 23(37), 2, 1978, p.169-172.
- S12. Silas, Gh., s.a., The Experimental Determination of the Quantities Occuring in the Operation of Some Shock-Vibration Mechanisms, Symposium on Experimental Techniques in Applied Mechanics. Polytechnic Institut Bucharest, 1972, p.59-66.
- S13. Silas, Gh., Metode si rezultate noi in studiul sistemelor vibropercutante generale cu un grad de libertate si a vibratiilor cu caracteristici neliniare. Teza de doctorat, Inst.Politehnic Iasi, 1971.

- S14. Silas, Gh., Brindeu, L., Miscari periodice ale sistemului vibropercutant cu un grad de libertate si o cupla percutanta in cazul rezonantei. Simpozion de Mecanisme si Transmisii Mecanice, I, Resita, 1972, p.226-231.
- S15. Silas, Gh., Brindeu, L., Studiul efectului ciocnirii asupra generatorului de vibratii la un sistem vibropercutant, Lucrarile celei de-a III-a conferinte de vibratii in constructia de masini, Timisoara, 26-27 noiembrie 1982, p.299-305.
- S16. Silas, Gh., Faur, N., Studiul influentei vibratiilor asupra fortei de tractiune la prelucrarea solului. Simpozion tensometrie, Craiova, septembrie, 1992.
- S17. Silas, Gh., Faur, N., Consideratii privind influenta vibratiilor fortate asupra rezistentei de lucru la scarificarea solului. Conferinta de vibratii, Timisoara, mai 1993.
- S18. Singer, M. Jr., Grader Blade, US. Patent No3431989, March 11 1969.
- S19. Slade, J. J., A discontinuous model for the problems of soil dynamics. Symp. Dynamic Testing Soils, Am. Soc. Testing Materials, Special Technical Publication, No.156, 69-76, 1954.
- S20. Smirnov, I. I. si G. N. Dyochenko, Investigation of the geometry and mode of operation of oscillating tines on high speed cultivators. Trakt. i Selkh Mash. 34(3) 24-27, 1964
- S21. Snowdon, J. C., Vibration and shocks in damped mechanical systems, John Willey Sons, New York, 1968.
- S22. Spannhake, E. W., Inertial Mass Force Multiplying Device, U.S. Patent No. 3226858, January 4 1966.
- S23. Sohne, W., Some basic considerations of soil mechanics as applied to agricultural engineering. Grundlagen der Landtechnik 7: 11-27. 1956.
- S24. Soloviev, S. P., Sfarimarea solului cu o pana neteda. Meh. i electrif. sot. sel. hoz., p.9-11, m 3/1968.
- S25. Schuman, R. Jr., Principles of comminution I-Size distribution and surface calculations. AIME TP, Mining Technology, July 1940.
- S26. Schuman, R., Jr., Energy input and size distribution in Comminution. American Institute of Mining Engineering Transactions 217:22-25-1960.
- S27. Stroe, S., Munteanu, M., Studiul vibratiilor cultivatoarelor cu antrenare armonica a organelor de lucru Studii si cercetari de mecanica aplicata, 6, 1978.
- S28. Stroe, S., Munteanu, M., Studiul vibratiilor cultivatoarelor cu antrenare armonica a organelor de lucru. Studii si cercetari de mecanica aplicata, 6, 1978.
- S29. Stroe, S., Munteanu, M., Studiul miscarii organului de lucru al cultivatorului sub actiunea incarcarilor aleatoare. Buletin stiintific I.P.B., Seria mecanica, XXXIX, 2, 1977.
- S30. Sandru, A., s.a., Exploatarea utilajelor agricole. Ed. Did. Ped., Bucuresti, 1983.
- T1. Timmermann, A. E., Scarificator vibrator. Brevet URSS, nr. 912077-1983.

- T2. Timoshenko, S.P., Voung, D.H., Vibration Problems in Engineering. D.Von Nostrand Company, Inc. Terente-New- London, 1955.
- T3. Tlenianov, E. M., s.a., Masina vibratoare de afinat solul. Brevet U.R.S.S., m.1061714 - 1983.
- T4. Toma, D., Masini si instalatii agricole, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1975.
- T5. Totten, D.S., si L.C.Kaufman, Dynamic response of a clay soil to an oscillating subsoiler. ASAE Paper No.109. ASAE, St. Joseph, Mich. 49085, 1969.
- T6. Truelock, M.A., s.a., Piston Type Vibrator, U.S. Patent No.3.286.534, November 22, 1966.
- T7. Tschebotarioff, G.P., Vibratory and impact compaction of soils. Am. Road Builders Assoc. Bulletin No.109. Road and Bridges 84(12):65-66, 1946.
- T8. Tschebotarioff, G.P. si G.W.Mc.Aplin. The effect of vibratory and slow repetitional forces on the bearing properties of soils. Civil Aeronautics Administration Technical Development Report No.57.
- T9. Tsytoich, N., Soil Mechanics. Mir Publishers, Moscow, 1981.
- T10. Tetsuka, U. si S.Endo. Studies an the oscillating subsoiler (1). A trial manufacture of oscillating subsoiler for small tractors. I.Soc.Agr.Mach., Japan 24(1) 21-24 1962.
- T11. Tetsuka, R. si S.Endo. Studies on the oscillating subsoiler (2). Measurements of the load resistances of the oscillating subsoiler. J.Soc.Agr.Mach., Japan 24(1), 49-52.
- T12. Trifu, St., Mecanizarea lucrarilor de eliminare a excesului de umiditate din sol. Ed. Ceres, Bucuresti, 1976.
- V1. Voigt, W.D., s.a., Power Bucket, U.S. Patent No.3.328 904, July 4, 1967.
- V2. Vulfson, I.I., Dinamiceskic rasceti tiklonih mehanizmov, Masinnastroienic, Leningrad, 1976.
- V3. Verma, B.P., Oscillating Soil Tools, A Review, Trans. of the ASAE, p.1107-1115 vol.14, nr.6/1971.
- W1. Winterkorn, H.F., Macrometric liquids. Symp. Dynamic Testing Soils, Am. Soc. Testing Materials, Special Technical Publication No.156: 77-89, 1954.
- W2. Wismer, R.D. et al. Energy applications in tillage and earthmoving. Society of Automative Engineers Paper No.680611. Two Pensylvanie Plaza, New York, N.Y.
- Y1. Yaremenko, M.K., The investigation of the influence of vibrations on the draft of a two-moldboard furrow plow and working tools of a drainage plow in a soil bin. Trudy VIM 24:67-100, 1957.
- Z1. Zaborov, V.I., s.a., Zascita at suma i vibratii v cer-noi metalughii, Metalurghia Moskova, 1976.
- Z2. Zonenburg, R.M., Soil disturbance with vibrating and nonvibrating tools. Mekh. i Elek. sel. khoz. No.3, p.11-13, 1968.

CUPRINS

Introducere

I. Aspecte generale.....	1
II. Cuprinsul comentat.....	2

Cap.1. Stadiul actual și analiza critică a cercetărilor în domeniul reducerii rezistenței de lucru în procesul de prelucrare a solului, utilizând efecte vibratorii.

1.1. Rezistența de lucru a solului. Factorii care influențează rezistența de lucru a solului și relații de calcul utilizate.....	5
1.2. Efectele vibrațiilor asupra proprietăților mecanice ale solului.....	13
1.3. Cercetări experimentale privind utilizarea vibrațiilor în procesul tehnologic în scopul reducerii rezistenței în lucru a solului.....	18
1.4. Cercetări privind deplasarea și mărunțirea solului sub acțiunea efectelor vibratorii ale sculei de lucru.....	27
1.5. Concluzii asupra cercetărilor actuale privind utilizarea vibrațiilor în procesul tehnologic de lucru solul.....	37

Cap.2. Contribuții teoretice privind studiul interacțiunii organelor de lucru vibratoare cu solul.

2.1. Schema cinematică pentru scarificatorul cu organe de lucru vibratoare cu antrenare armonică.....	41
2.2. Studiul vibrațiilor cuțitului înclinat cu antrenare armonică pentru scarificator.....	45
2.3. Studiul interacțiunii dintre organele de scarificare și sol :	
2.3.1. Considerații generale.....	53
2.3.2. Considerații privind rezolvarea aproximativă a ecuațiilor de mișcare.....	60
2.3.3. Studiul analitic al deplasărilor particulelor de sol pe un model de calcul aproximativ...	64
2.3.4. Calculul numeric în domeniul elastic al stării de tensiune și deformație în masa de sol supusă prelucrării.....	70
2.3.5. Calculul numeric în domeniul elasto-plastic al stării de tensiune și deformație în masa de sol supusă prelucrării.....	81

Cap.3. Cercetări experimentale

3.1. Obiectivul cercetărilor experimentale.....	111
3.2. Scule și dispozitive proiectate și utilizate în cadrul încercărilor experimentale.....	113
3.3. Metodologia de lucru și prelucrarea datelor experimentale.....	123
3.4. Rezultate și concluzii.....	146

Cap.4. Principalele contribuții ale autorului. Aplicații și perspective ale rezultatelor obținute.....

Anexa 1.a.....	169
Anexa 1.b.....	170
Anexa 2.....	190

Bibliografie.....

199