

INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA”

TIMISOARA

FACULTATEA DE CONSTRUCTII

ING.VASILE BUTUMAN

CONTRIBUTII LA STUDIUL FUNDATIILOR DE MASINI

TININD SEAMA DE CONLUCRAREA DINTRE

TEREN, FUNDATIE SI MASINA.

Teză de doctorat.

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA”
TIMIȘOARA

Conducător științific

Prof.dr.ing.MARIN PAUNESCU

Timișoara, 1986

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
b.2-108-570	
CENTRALĂ	
Volumei Nr.	_____
După	35

...se va intensifica activitatea de recuperare și reîmpre-
zire a surselor de energie și materiale. Pe aceeași
parte, în multe sectoare va trebui să asigurăm 50 la suta
și chiar peste 50 la suta din necesarul de materii
prime. În același timp, este necesar să se acționeze cu
toată hotărârea în direcția perfecționării tehnologi-
ilor, a reducerii consumului de energie și materiale pe
unitatea de produs."

NICOLAE CĂLĂȘESCU

Raport la cel de-al XIII-lea
Congres al Partidului Comunist Român
Editura politică, București, 1964.

P R E F A T A

Documentele de partid și de stat prevăd pentru etapa actuală și în perspectivă, utilizarea cu maximă eficiență a tuturor resurselor de materii prime și materiale, re folosirea deșeurilor și a subproduselor industriale precum și elaborarea și aplicarea unor tehnologii care să conducă la reducerea consumurilor de materii prime, combustibil și energie electrică. În domeniul construcțiilor, accentul se va pune pe industrializarea lucrărilor, eliminarea supradimensionărilor și folosirea unor soluții constructive mai eficiente, promovarea tehnologiilor de mare randament, toate acestea în condițiile asigurării creșterii duratei și siguranței în exploatare și diminuarea cheltuielilor pentru exploatare, întreținere și reparații.

Realizarea acestor prevederi constituite pentru cercetarea științifică o sarcină de cea mai mare răspundere, în acest context impunându-se necesitatea abordării unor teme care să rezolve problemele concrete specifice fiecărui sector de activitate, în condițiile obținerii unei eficiențe tehnico-economice ridicate.

Alături de cercetătorii din alte domenii de activitate, cercetătorii din domeniul construcțiilor și materialelor de construcții le revin sarcini importante având în vedere că în sectorul investiții-construcții, în actualul cincinal au fost alocate importante fonduri, urzând a se realiza un volum de investiții de 1350 - 1400 miliarde lei, din care o mare parte sînt destinate investițiilor din industrie, orientate cu prioritate pentru lucrări de modernizare și reutilizare în vederea unei mai bune productivități, integrări și specializări a producției.

Modernizarea și reutilizarea în cadrul sectorului industrial cuprinde între altele activități și măsuri și pe cea privitoare la amplasarea unor noi utilaje și mașini în spațiile existente sau nou construite, mașini de mare productivitate și precizie, dotate cu sisteme automate de conducere, măsură și control.

Cercetările în domeniul fundațiilor de mașini sînt orientate, atât în țara noastră cît și în străinătate, spre găsirea unor soluții constructive care să asigure o mai mare siguranță în exploatare și o protecție mai bună contra vibrațiilor în condițiile reducerii consumurilor materiale, în special a materialelor energointensive și implicit a cheltuielilor de investiții.

În acest context, teza de doctorat prezintă principalele rezultate obținute de autor în urma cercetărilor efectuate asupra unui nou material elastic vibroizolator fabricat din deșeuri de cauciuc denumit VIBRAMOR precum și o nouă soluție constructivă pentru fundații de mașini-fundații pe colțari.

Lucrarea cuprinde cinci capitole, după cum urmează:

Cap.I. Considerații asupra fundațiilor de mașini

Cap.II. Considerații asupra izolării antivibratorii a fundațiilor de mașini și a amortizării vibrațiilor

Cap.III. Studiul și cercetarea unui nou material vibroizolator

Cap.IV. Contribuții la studiul contactării dintre teren și ansamblul fundație + mașină sub acțiunea vibrațiilor verticale

Cap.V. Concluzii finale

x

x

x

Autorul își exprimă profunđa recunoștință conducătorului științific, prof.dr.ing. MARIN PAUNESCU pentru competența și exigența cu care i-a îndrumat întreaga activitate de studii și cercetări în vederea elaborării tezei de doctorat, pentru dragostea și pasiunea pe care i-a insuflat-o față de această specialitate, pentru torzarea profesională și științifică.

De asemenea mulțumește pentru sprijinul acordat la elaborarea lucrării colegilor din colectivul de geotehnică al Catedrei de Mecanică, Fundații și Instalații în Construcții precum și specialiștilor de la I.M.P.C. Dermatina Timișoara, I.O. Timișoara și celorlalte unități de producție care i-au ajutat în experimentări practice și la aplicarea rezultatelor cercetărilor.

CAPITOLUL 1

CONSIDERATI ASUPRA FUNDATIILOR DE MASINI

1.1. Generalitati.

Fundațiile de mașini sînt caracterizate prin faptul că în timpul exploatării, spre deosebire de fundațiile construcțiilor obișnuite, sînt supuse unor acțiuni dinamice, acțiuni variabile ca intensitate, în intervale de timp foarte scurte. Neconsiderarea acestor tipuri de acțiuni conduce în mod direct la apariția de vibrații care pot avea efecte daunătoare atât asupra fundațiilor cât și asupra exploatării normale a mașinilor, a aparatului de măsură și control, a clădirilor învecinate și nu în ultimul rînd asupra oamenilor.

Rezultă de aici că una din condițiile principale care se cere să se țină la proiectarea unor asemenea fundații, este aceea ca vibrațiile proprii ca și vibrațiile care se transmit mediului înconjurător să aibe valori cât mai reduse. În același timp însă, fundațiile trebuie să asigure o rezistență corespunzătoare a mașinilor, să fie capabile să preia încărcările dinamice și statice pe care să le predea terenului de fundare în depline condiții de siguranță și stabilitate pe parcursul exploatării mașinii. Avînd în vedere aceste aspecte, fundațiile de mașini se calculează și se dimensionează luîndu-se în considerare acțiunile provenite din :

a) încărcări statice-reprezentate de greutatea proprie a mașinii, fundației și a instalațiilor aferente,

b) încărcările dinamice reprezentate de vibrații sau șocuri pe care mașina le transmite fundației în timpul funcționării.

După modul cum acționează asupra fundațiilor, acțiunile dinamice produse de mașini pot fi :

- șocuri- care sînt acțiuni dinamice intermitente, provocate de căderea berbecilor pe șabote (în cazul crocanelor mecanice de forjare, matrițare, sonete de spart fontă, etc.), de frînarea bruscă sau ruperea cablului de ascensoare, la acțiunea concasarelor, a corilor, etc.

- sarcini periodice, care pot fi forțe sau momente ale căror

Mașini sînt variabile în timp și care iau naștere la majoritatea aparatelor rotative sau cu sisteme hidlice, mecanice, electrice, sau motoare cu ardere internă, motoare Diesel, compresoare, etc.).

Considerînd ansamblul fundație+ mașină, în cadrul a estuia se disting:

MAȘINA - care este generatoare de sarcini dinamice și implicit generatoare de vibrații. Aceste vibrații sînt cu altă sarcină cu altă mașina în ansamblul ei sau părți componente ale acestora sînt mai puțin echilibrate.

FUNDAȚIA prezentată sub forma unei construcții de beton sau beton armat care are rolul de a susține mașina și a transmite terenului de fundare, direct sau indirect, sarcinile statice și dinamice.

PATUL care este reprezentat prin terenul de fundare, piloți bătuti în terra sau realizați direct la fața ochului, straturi elastice continue sau elemente discrete; acesta are rolul de a asigura rezonanța fundației și de a prelua sarcinile transmise (inclusiv cele din greutatea proprie a fundației). În acest context se poate considera că sarcinile statice se transmit cu valoarea lor integrală în timp ce sarcinile dinamice pot fi amplificate sau diminuate raportat la valoarea lor nominală, în funcție de caracteristicile elastice ale fundației și ale patului.

Prin calculul și proiectarea fundațiilor se urmărește în primul rînd, realizarea unor fundații capabile să reziste în timp la acțiunea sarcinilor dinamice ce se transmit patului, asigurîndu-se în același timp o amortizare corespunzătoare a vibrațiilor. În cazul mașinilor producătoare de șocuri, acest lucru poate fi realizat prin proiectarea unor fundații cu masa mare rezonate pe un pat cît mai elastic; pentru mașini producătoare de for e periodice fundația trebuie astfel concepută și realizată încît să nu apară fenomenul de rezonanță.

În cele de mai sus rezultă că prin proiectarea unei fundații de mașini se urmărește în mod deosebit :

- asigurarea rezistenței fiecărui element al fundației și a fundației în ansamblu;
- încadrarea deplasărilor dinamice maxime ale fundației în valorile limită admisibile pentru situația de exploatare;
- asigurarea unei bune comportări în timp a fundației prin evitarea apariției unor fenomene nedorite, cum ar fi deplasări sau

tasări nepermis de mari, fisuri, crăpături, deteriorări, etc.

În același timp se urmărește și asigurarea unor cerințe de calitate, precum:

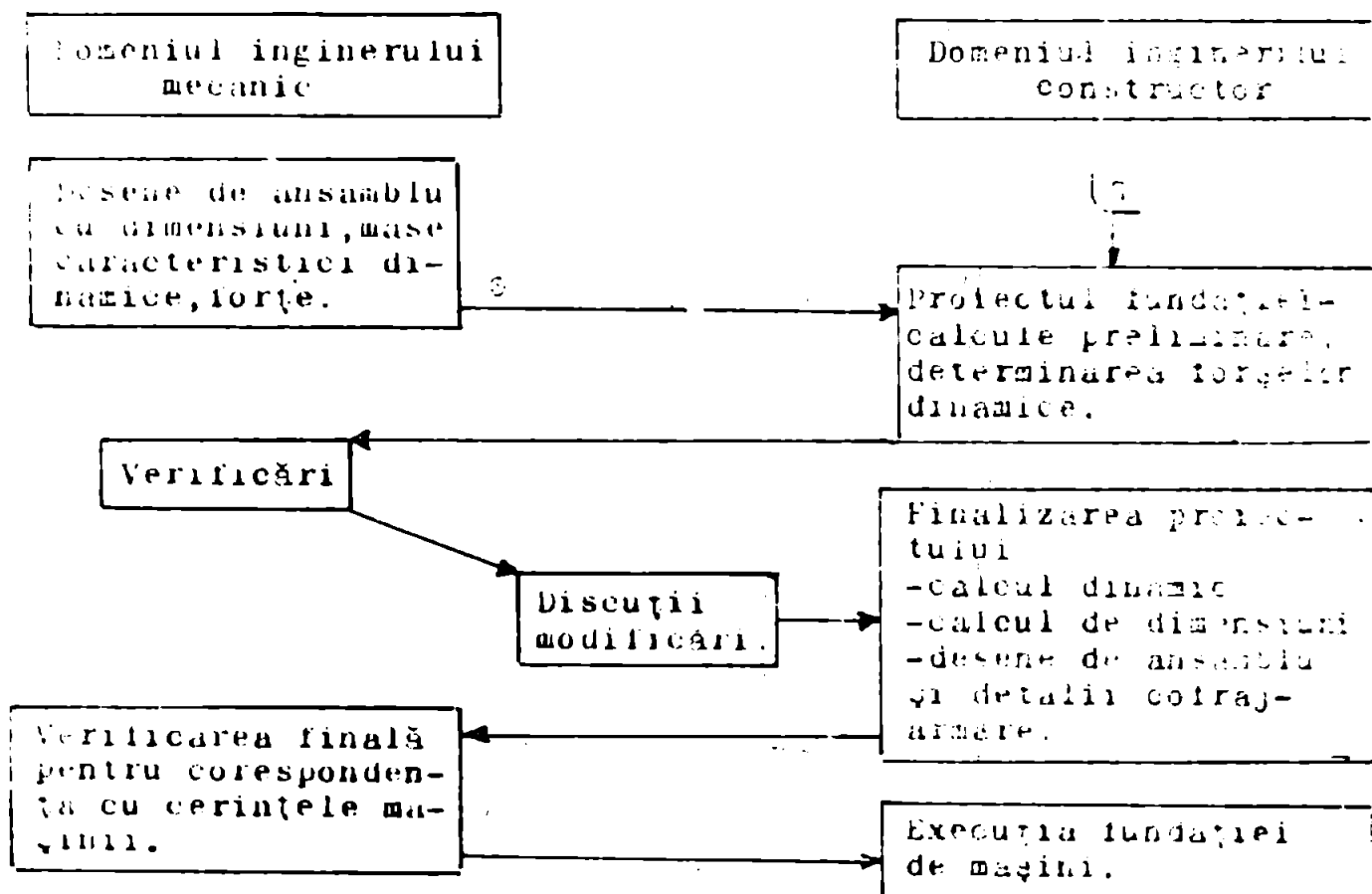
- funcționarea de durată a mașinii și nu în particular de lungă viață în sensul că mașina trebuie să funcționeze în timp fără apariția unor uzuri anormale datorate fundației;

- undele generate de vibrația fundației și propagate în teren să nu conducă la efecte dăunătoare asupra oamenilor, construcțiilor, mașinilor, aparatelor de măsură și control, proceselor industriale sensibile la vibrații etc. care se găsesc sau au loc în vecinătatea fundației ce se proiectează;

- soluția proiectată să fie cât mai economică.

Toate acestea impun ca absolut necesar o colaborare foarte strânsă între inginerul mecanic - proiectantul mașinii și inginerul constructor - proiectantul fundației de mașini precum și o documentare atentă a acestuia din urmă asupra ansamblului general în care va fi amplasată fundația și mașina.

O asemenea colaborare poate fi prezentată schematic (2) cu acțiuni distincte ale atribuțiilor celor două specialități, fără a lipsi însă în anumite etape ale proiectării interferența acestora, necesară execuției unei lucrări de calitate.



B

Această schemă mai poate fi completată cu colaborarea geotehnicianului în vederea stabilirii condițiilor de teren și a soluției constructive a fundației de mașini, înaintea adoptării soluției de către proiectant și a elaborării calculelor preliminare (6) iar după finalizarea proiectului, cu obligația beneficiarului de a urmări în timp comportarea lucrării pentru preîntâmpinarea unor avarii greu de remediat și deosebit de costisitoare de cele din alte ori. (8)

În orice caz, proiectul fundației de mașini trebuie să îndeplinească cerințele specifice indicate de furnizorul mașinii - considerate ca suplimentare față de actele normative naționale, dar în caz de cazuri privesc în caz de contradicție, mai ales dacă este vorba de furnizori externi. /53/

3.2. Criterii de clasificare a fundațiilor de mașini.

Clasificarea fundațiilor de mașini poate fi făcută pe baza următorilor criterii, astfel:

1. după alcătuirea constructivă și comportarea în exploatare se deosebesc /14/

a) Fundații rigide care pot fi masive și se folosesc în general pentru rezemarea mașinilor producătoare de șocuri și vibrații rezonante (alături de cele masive) în cazul mașinilor ce produc forțe și momente armonice cu amplitudine constantă.

b) Fundații elastice - alcătuite din cadre elastice din beton armat sau metalice încastrate într-un radiator comun-care se folosesc în cadrul mașinilor cu turație mare, plasate la înălțime.

2. Din punctul de vedere al turației mașinii, când pentru diferite tipuri de mașini (rapide, cu turație medie, lente) se adoptă diferite tipuri de fundație, care să conducă la o acordare corectă pentru a evita rezonanța.

3) Dacă se ține cont de gruparea mașinilor în funcție de acțiunea lor dinamică asupra fundațiilor, rezultă tipuri de fundații diferite.

Criteriul principal de clasificare rămâne cel care se referă la alcătuirea constructivă a fundației.

Ținând cont și de tipul și subtipul constructiv al mașinii, clasificarea mai cuprinzătoare ar fi cea funcție de tipul mașinii al cărui suport îl reprezintă fundația.

Clasificarea fundației mașinilor după tipul mașinii al cărui suport îl constituie /55/

Tipul de mașini	Subtipuri constructive ale mașinii.	Tipul fundației de mașini
1. Mașini cu prese în mișcare periodică sau cu mecanisme bielă-camivele	-mașini cu abur -motoare Diesel -motoare cu gaz -compresoare cu piston -pompe cu piston -gătere -concasoare cu talci.	-fundații masive -fundații rigide tip cutie -fundații la scare
2. Mașini rotative	-turbogeneratoare -turbocompresoare -turbosufiante -ventilatoare -turbopompe	-fundații în castron -fundații bloc masive cu sau fără goluri.
3. Mașini producătoare de șocuri	-ciocane mecanice -ciocane cu abur -ciocane cu aer comprimat -concasoare rotative -sonete de șocuri	-fundații masive de tip special: herbec sabot fundație propriuzisă cuva
4. Mașini de pompare		-fundații masive cu goluri
5. Mașini unelte		-fundații masive cu goluri
6. Mașini speciale	-standuri de probă pentru turbine și generatoare. -platforme pentru simularea solicitărilor seismice.	-Fundații speciale cu amortisori.

1.5. Acordarea dinamică a ansamblului fundație-mașină.

Dacă se are în vedere diversele particularități constructive de funcționare, specific tehnologic etc., mașinile pot fi clasificate în diferite grupe cărora le corespund anumite tipuri și forme constructive de fundații.

Considerând fundația ca un corp rigid, aceasta, împreună cu mașina și cu patul constituie un ansamblu care vibrează sub acțiunea sarcinilor dinamice-adică un sistem oscilant. Corespunzător masei fundației, mașinii și patului (suspensiei elastice), ansamblul fundație-mașină are o anumită pulsație proprie de vibrație care poate avea valori diferite, corespunzător gradelor de libertate ale sistemului.

În același timp însă, mașina are și ea o frecvență proprie de vibrație, reprezentată de frecvența de excitație a sarcinii dinamice (frecvența de lucru).

Fiecarei pulsații proprii p îi corespunde o frecvență proprie $\frac{1}{T}$, o turație proprie $n_p = \frac{60p}{\pi}$, turația mașinii fiind

Dacă frecvența proprie a ansamblului fundație-mașină, într-o anumită direcție, corespunde cu frecvența de vibrație a mașinii în aceeași direcție, există pericolul suprapunerii efectelor și apariției unor vibrații cu amplitudini exagerate - adică trecerea rezonanței.

O reducere maximă a efectului se produce când frecvența proprie este mult mai mică decât cea de excitație, specifică mașinii.

Considerând ca și criteriu principal turația mașinii, clasificarea convențională /82/ a mașinilor se împarte în trei grupe:

a) Mașini rapide - $n_m > 1500$ rot./min. - așa cum sînt turbo-generatorele, motoarele electrice, mașinile de rectificat etc.

b) Mașini cu turație mijlocie - $n_m = 500-1000$ rot./min. (motoare Diesel, compresoare cu piston).

c) Mașini lente - $n_m < 500$ rot./min.

Aplicarea principiului potrivit căruia pentru obținerea unei distanțe maxime a vibrațiilor este necesar să se realizeze fundația cu $\rho \ll \rho_0$, (unde ρ_0 este greutatea unitară a materialului) se pot evoca următoarele cazuri:

a) La mașini rapide condiția este în general satisfăcută, întrucît fundația este rezemată direct pe terenul natural sau în interiorul unor plăci elastice cînd suportul este reprezentat de un stîncos. Se realizează în acest mod așa numita "acordare pasivă" sau "subacordare". /20/

b) La mașini cu turație mijlocie, este mai dificil, în general, să se realizeze frecvența proprie ale ansamblului fundației și mașinii mult mai mică decât frecvența de excitație, lucrul acesta se poate realiza prin așezarea fundației pe elemente elastice cum sînt: plăci de oțel, straturi de plumb, cauciuc etc.

c) La mașini lente, condiția enunțată anterior nu se poate realiza netîind posibilă prin măsuri constructive coborînd frecvența proprie de vibrație sub nivelul celei corespunzătoare

mașinii.

În asemenea situații și mai ales când nu sînt impuse măsuri restrictive privind transmiterea vibrațiilor, fundația se calculează și se proiectează astfel ca frecvența proprie să fie superioară frecvenței de lucru a mașinii (acordare înaltă) - lucru care se poate realiza adoptîndu-se soluții din care să rezulte fundații cu masa redusă și cu suprafețe mari de rezemare.

Oacă în relația dintre mașină și fundație se are în vedere ca și criteriu principal forța dinamică (forța de inerție necesară pentru efect al șocului etc), mașinile pot fi clasificate (și) în două grupe :

1. Mașini cu funcționare periodică (regim staționar de mișcare) avînd :

a- mișcare de rotație uniformă - cum este cazul mașinilor electrice, turboagregatelor etc. (fig.1.1)

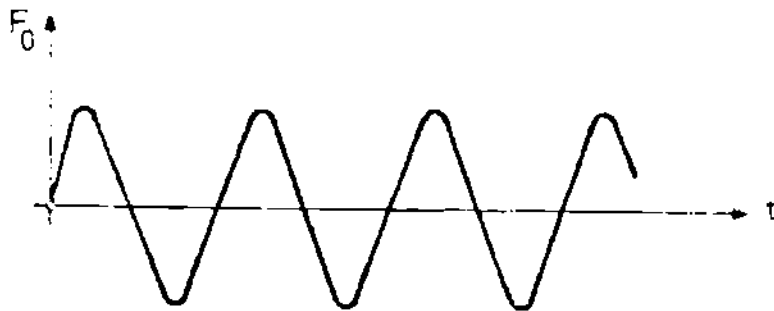


Fig.1.1.

b- mișcare de rotație uniformă și mișcare rectilinie alternativă (mașini cu mecanism bielă-menivelă) - mașini cu abur cu piston, compresoare cu piston, motoare cu ardere internă etc.



Fig.1.2.

2. Mașini cu funcționare neperiodică (regim nestaționar de mișcare):

a) cu mișcare de rotație neuniformă - motoarele electrice ale instalațiilor de laminare;

b) cu mișcare rectilinie alternativă și șoc-ciocane de

forjare -matrițare, concasare. (fig.1.3.)

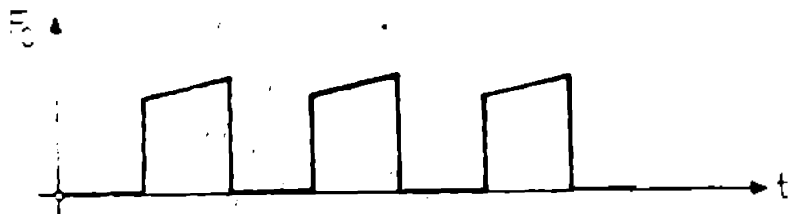


Fig.1.5.

1.4. Studiul dinamic al fundațiilor de mașini.

Metodele de calcul și proiectare a fundațiilor de mașini se deosebesc în mod esențial de metodele folosite pentru proiectarea și calculul fundațiilor construcțiilor.

Particularitățile metodelor de calcul în cazul fundațiilor de mașini sînt dictate așa cum s-a mai arătat, de caracterul dinamic al forțelor care apar în timpul exploatării mașinii și caracteristicile fundației și corespunzător terenul de fundare.

În calculele referitoare la proiectarea și dimensionarea fundațiilor de mașini, mașina și fundația împreună cu terenul de fundare sînt reprezentate de terenul de fundare, constituite un ansamblu elastic în compoziția căruia intrau mult multe corpuri elastice, diferite între ele ca formă, dimensiuni și proprietăți. Dintre acestea, cel mai greu de caracterizat este terenul de fundare, acesta care face ca rezolvarea problemelor legate de calculul dinamic al fundațiilor de mașini prin luarea în considerare a tuturor parametrilor care intervin să fie deosebit de dificil.

Ca toate acestea, prin contribuția a numeroși cercetători ca E. Rausch /52/, D.D. Barkan /3/, O.A. Savinev /59/, H. Lorenz /50/, I. Major /51/, Gh. Buzdugan /14/ etc., problemele privind dinamica fundațiilor de mașini au fost permanent dezvoltate, așa încît în prezent se poate spune că o știință cu un domeniu bine conturat în cadrul dinamicii construcțiilor și anume "dinamica fundațiilor de mașini".

Metoda de calcul a fundațiilor masive rigide pentru mașini a fost elaborată și propusă pentru prima dată de E. Rausch și N. Pavliuk, modelul dinamic folosit pentru fundamentarea teoretică a metodei purtînd denumirea de "modelul Pavliuk-Rausch". Este cunoscut că pe baza metodei de calcul Pavliuk-Rausch stau o serie

de simplificatoare care constau în următoarele :

- a. - corpul fundației se consideră perfect rigid și nelocuit;
- b. - terenul de fundare pe care reazemă se consideră elastic, dependență liniară între presiunile pe teren și deformațiile acestuia sau între deplasările fundației și reacțiunea terenului

și lipsit de proprietăți inerțiale;

c. - forțele rezistenței neelastice a terenului care dezvoltă amortizarea vibrațiilor ansamblului fundație-teren sînt proporționale cu viteza de deformație.

Simplificările impuse fac din metoda Pavliuk-Kausch o metodă destul de aproximativă, mai ales dacă se consideră a doua ipoteză simplificatoare-terenul de fundare lipsit de masă și cu un comportament elastic.

Cu toate acestea, după cum se știe, în timpul vibrației fundației, o importantă masă din terenul de fundare vibrează împreună cu fundația și acest lucru nu poate fi neglijat. În același timp, comportarea pământurilor în general este departe de a fi identică cu cea a unor materiale elastice.

Metoda va fi dezvoltată în continuare prin studii și cercetări originale elaborate de D.D. Barkin /5/, G.Lorenz /6/, O.A. Savitskiy /88/, /89/, O.Ia. Sehter /111/ ș.a., care îmbunătățesc metoda de calcul propusă de Pavliuk și Kausch prin considerarea atât a proprietăților inerțiale ale terenului cât și prin considerarea unor modele care consideră proprietățile elastico-plastice și elastico-plastice ca și proprietățile de amortizare ale terenului de fundare.

Conform cu ipotezele simplificatoare adoptate în cadrul metodei Pavliuk-Kausch, vibrațiile fundațiilor masive se pot considera ca fiind oscilațiile unui corp rigid, rezemat pe un teren elastic și amortizat sau cu amortizare (fig.1.4)

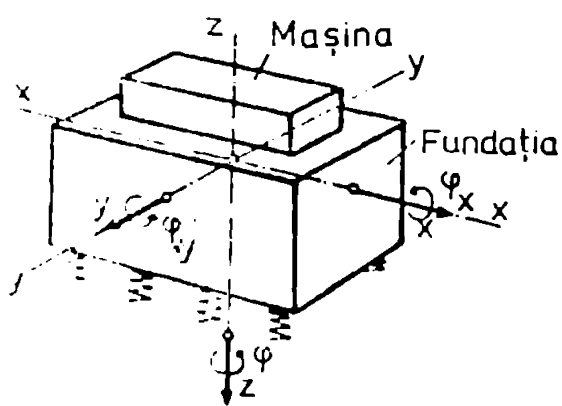


Fig.1.4.

raportînd corpul rigid la axele principale de inerție X, Y, Z , care trec prin centrul său de greutate, acesta este caracterizat prin șase grade de libertate reprezentate de trei translații X, Y, Z și trei rotații φ_x, φ_y și φ_z . La fundațiile de mașini, ca o consecință a simetriilor construcției care caracterizează mașinile, forțele și cuplurile perturbatoare pot

avea un număr mai redus de componente (mai mic decît șase) iar ca urmare a unor poziții particulare, unele dintre mișcările de translație sau rotație posibile nu se produc-lucru care face ca numărul gradelor de libertate să se reducă de asemenea.

În cazurile practice curențese întîlnesc fundații de mașini care au, cel mult patru grade de libertate /17/.

Mișcările cele mai frecvent posibile în ideea celor prezentate mai sus, sînt: vibrații de translație în direcție verticală și orizontală, vibrații de rotație în jurul unei axe orizontale și mai rar vibrații de rotație în jurul unei axe verticale.

1.1.1. Vibrațiile libere ale sistemelor liniare cu un grad de libertate.

1.1.1.1. Vibrații libere verticale

Dacă se consideră un corp rigid avînd masa m și care oscilează, fiind rezemat elastic pe arcul de constantă elastică k (fig.1.5) ecuația diferențială a mișcării corpului sub efectul unui impuls vertical are forma :

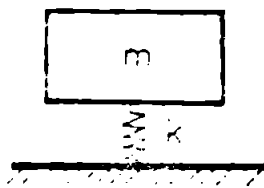


Fig.1.5

$$m\ddot{z} + kz = 0 \text{ sau } (1.1)$$

$$\ddot{z} + kz/m = 0 \quad (1.2)$$

notînd $p_z^2 = \frac{kz}{m}$, relația (1.2) ia

$$\text{forma : } \ddot{z} + p_z^2 z = 0 \quad (1.3)$$

ecuație care are soluția:

$$z = A \cos p_z t + B \sin p_z t \quad (1.4)$$

Impunînd condițiile inițiale :

la $t=0$ $z=z_0$ și $\dot{z} = v_0$, soluția (1.4) ia forma :

$$z = z_0 \cos p_z t + \frac{v_0}{p_z} \sin p_z t$$

Constatînd :

$$\cos \varphi = \frac{z_0}{\sqrt{z_0^2 + (\frac{v_0}{p_z})^2}} \text{ și } \sin \varphi = \frac{\frac{v_0}{p_z}}{\sqrt{z_0^2 + (\frac{v_0}{p_z})^2}}$$

relația (1.5) devine: $z = a \sin(p_z t + \varphi)$

În relațiile de mai sus, mărimile ce intervin sînt :

m - masa corpului care oscilează, kg, t

kz - constanta elastică a arcului, N/m

Z - deplasarea corpului pe verticală, m

p_z - pulsația proprie a sistemului oscilant, rad/s

φ - amplitudinea arcei mișcării vibratorii, rad

θ - unghiul de fază, rad.

Perioada vibrației libere notată cu T va fi :

$$T = \frac{2\pi}{p_z} \quad (1.6)$$

$$\text{frecvența proprie a vibrației : } \frac{f}{1} = \frac{1}{T} = \frac{p_z}{2\pi}$$

1.1.1.2. Vibrații libere cu amortizare.

Dacă sistemul oscilant considerat are și un amortizor elastic, montat în paralel cu arcul (fig.1.6), ecuația diferențială

$$\text{are forma : } m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = 0 \quad (1.7)$$

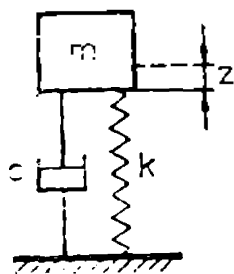


Fig. 1.6.

Ca formă, mișcarea vibratorie depinde de valoarea coeficientului de amortizare c , raportat la valoarea coeficientului de amortizare critică c_c

$$c_c = 2 \sqrt{km} = 2 \mu p \quad (1.9)$$

Raportul $\xi = \frac{c}{c_c}$ este denumit "fracțiunea din amortizarea critică".

În cazul cînd $\xi < 1$, amortizarea este subcritică, iar soluția ecuației este :

$$z = \frac{c_1}{\omega_d} (A \sin \mu_1 t + B \cos \mu_1 t) \text{ sau } z = e^{-\frac{c t}{2m}} p \sin(\mu_1 t + \varphi_1) \quad (1.10)$$

$$\text{unde } \omega_d = \sqrt{p^2 - \frac{c^2}{4m^2}}, \text{ iar } \varphi_1 = \dots \quad (1.11)$$

ω_d este denumită "pseudo-pulsatia vibrației amortizate".

Între pulsatia proprie a sistemului cu amortizare (μ_1) și pulsatia proprie a sistemului fără amortizare (p) există relația

$$\omega_d = \sqrt{p^2 - \xi^2} p = \sqrt{1 - \left(\frac{c}{c_c}\right)^2} p = \sqrt{p^2 - \frac{c^2}{4m^2}} = \sqrt{p^2 - \frac{c^2}{4m^2}} \quad (1.12)$$

relația care este reprezentată grafic în fig. 1.7.

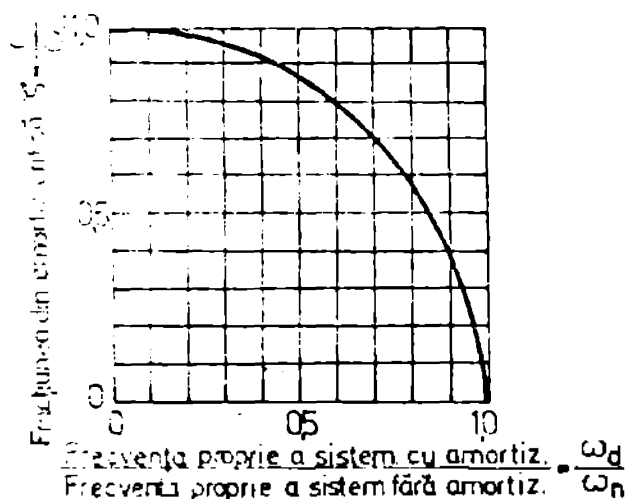


Fig. 1.7.

Cînd $c = c_c$ adică $\xi = 1$ se spune că amortizarea este critică caz în care nu se mai produce vibrații iar soluția ecuației este :

$$z = c_1 t e^{-\frac{c t}{2m}} \quad (1.13)$$

Amortizarea supra-critică are loc cînd $\xi > 1$, soluția ecuației are forma :

$$z = e^{-\frac{c t}{2m}} \cdot (c_1 e^{\mu_2 t} + c_2 e^{-\mu_2 t}) \quad (1.14)$$

În sistemele cu amortizare critică și supra-critică, mișcarea devine aperiodică. În ultimul caz, nici nu se mai produce o mișcare oscilatorie, ci de fapt, sistemul deranjează din poziția de echilibru revine încet în poziția inițială. (Fig. 1.8)

O mărime caracteristică a mișcării libere amortizate este logaritmic al amortizării.

Gradul de amortizare într-un sistem cu $\xi < 1$ poate fi definit cu ajutorul amplitudinilor succesive ale vibrațiilor libere.

Dacă se înlocuiește expresia coeficientului de amortizare critică c_c din relația 1.9 fracțiunea de amortizare critică

scriind-o sub forma $\xi = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2 \mu p_1}$ iar $c = \xi \cdot 2 \mu p_1$

expresia (1.13) care reprezintă soluția ecuației mișcării libere a sistemului cu amortizare devine :

$$z = e^{-\frac{\delta t}{2\tau}} \cdot \sin(\omega_1 t + \varphi_1) = e^{-\frac{\delta \cdot 2m \cdot p_1 t}{2m}} \sin(p_1 t + \varphi_1) \quad (1.14)$$

Considerind două maxime oarecare ale amplitudinii Z separate între ele de n perioade (fig.1.8) raportul acestora devine:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = e^{\frac{2\pi n \delta}{\omega_1}} \quad (1.15)$$

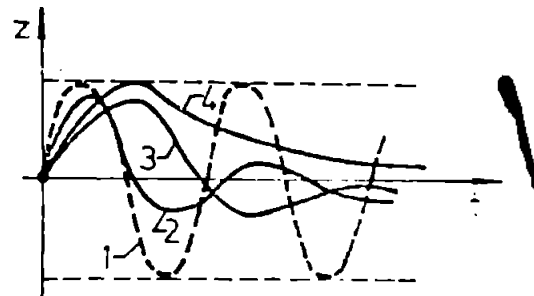


Fig. 1.8

Logaritmarea logaritmică a amortizării δ se definește ca logaritmul natural al raportului a două amplitudini succesive:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{n} \ln \frac{e^{\frac{2\pi n \delta}{\omega_1}} Z_2}{Z_2} \quad (1.16)$$

Acestul logaritm se poate exprima și în funcție de diferența amplitudinilor succesive dacă se scrie

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{n} \ln \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \quad \text{și pornim de aici:}$$

$$\frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} = e^{n \delta} \quad (1.17)$$

Pentru valori ale detriomentului $\delta < 0,2$, valoarea acestora poate fi calculată destul de exact cu relația :

$$\delta = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \quad (1.18)$$

dar pentru valori $\delta \approx 0,1$, din (1.10) se obține relația aproximativă:

$$\delta = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2} \quad (1.19)$$

1.4.2. Vibrații forțate

Vibrația forțată reprezintă mișcarea unui sistem elastic sub la o excitație continuă, variabilă sinusoidal în timp. Excitația poate fi o forță aplicată sistemului sau o mișcare a suportului sistemului.

În funcție de natura excitației și de modul în care urmează să fie folosit rezultatul, acesta poate fi exprimat în diferite forme forțate:

a) - Când excitația este o forță aplicată masei sistemului (fig.1.9), rezultatul poate fi exprimat fie prin amplitudinea

mişcării rezultante a masei sau prin fracțiunea din amplitudinea forței aplicate transmisă suportului. În primul caz se obține "răspunsul mișcării" iar în al doilea, "transmisibilitatea forței". /32/.

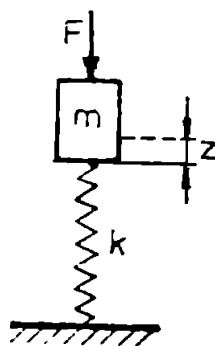


fig.1.9

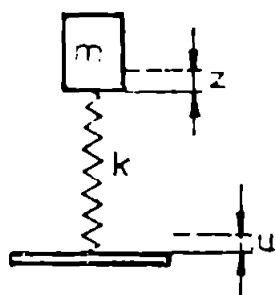


fig.1.10.

b) - Când excitația este reprezentată de o mișcare a suportului sistemului, răspunsul se exprimă de obicei prin raportul între amplitudinea mișcării masei și cea a suportului, obținându-se "transmisibilitatea mișcării sistemului" (fig.1.10).

Relațiile cu care pot fi exprimate aceste răspunsuri sînt în general funcții de frecvența excitației, diversele forme de exprimare fiind dictate de intensitatea și natura amortizării (vîscoasă, amortizare internă, coliziombiană, etc.)

1.4.2.1. Vibrații forțate fără amortizare.

a. forță aplicată asupra masei

Dacă o forță sinusoidală de forma

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (1.20)$$

este aplicată masei unui sistem cu un grad de libertate fără amortizare (fig.1.9) ecuația diferențială a mișcării este de forma:

$$\ddot{x} + p^2 x = \frac{F_0}{M} \sin \omega t \quad (1.21)$$

și a cărei soluție este :

$$x = A \sin pt + B \cos pt + \frac{F_0}{M} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \sin \omega t \quad (1.22)$$

În această relație :

$p = \sqrt{\frac{k}{M}}$ este pulsația proprie a sistemului ;

rezultă că primii doi termeni reprezintă o vibrație cu pulsația proprie p .

Constanțele A și B se pot deduce:

A - din mărimea vitezei inițiale, prin derivarea relației 1.22

și punând $t = 0$:

$$A = \frac{\omega^2 / k}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \quad (1.23)$$

z - reprezintă valoarea lui Z la t=0

Termenul al treilea (1.22) reprezintă vibrația forțată staționară, mișcare care se stabilește după anularea celei cu pulsația proprie p (ca urmare a amortizărilor) și care are loc pe mărata cât acționează forța de excitație.

Forța transmisă suportului este direct proporțională cu deformația elementului elastic $F_t = k \cdot z$.

Dacă se introduce expresia lui z:

$$z = \frac{F_0/k}{\sqrt{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}} \sin \omega t \quad (1.24)$$

și se definește transmisibilitatea

rezultă:

$$T = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}} \sin \omega t \quad (1.25)$$

$$T = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}} \quad (1.26)$$

considerând inițial masa în echilibru (t=0, z=0, z=0)

pentru t=0 rezultă:

$$z = \frac{F_0}{k} \sin \omega t - \frac{z_0}{p} \cos p t \quad (1.27)$$

cu condiții inițiale de la t=0, din cauza amortizărilor, p → 0 și al doilea termen se anulează iar relația (1.27) devine identică cu (1.24)

Când pulsația de excitație coincide cu pulsația proprie (ω=p) se are rezonanța caz în care relația (1.27) devine nedeterminată și expresia lui z se poate scrie sub forma:

$$z = \frac{F_0}{k} t \cos \omega t \quad (1.28)$$

conform acestei relații, deplasarea z crește odată cu timpul, devenind infinite la t = ∞

- Mișcare aplicată suportului

Dacă suportul r se aplică o mișcare continuă

z = z_0 \sin \omega t, ecuația diferențială a mișcării sistemului se scrie

Uzând de fig. 1.1c este:

$$m \ddot{z} + r \dot{z} + k z = F_0 \sin \omega t \quad (1.29)$$

care are soluția:

$$z = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}} \sin \omega t \quad (1.30)$$

și unde:

$$\sqrt{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \quad (1.31)$$

p și r sunt coeficienți ce pot fi determinați dacă se cunoaște deplasarea și viteza masei la t=0. Primii doi termeni reprezintă mișcarea vibratorie cu pulsația proprie p și care tind repede

către zero (se amortizează), astfel încât transmisibilitatea se poate scrie:

$$1 - \frac{z}{z_0} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \quad (1.32) \text{ în care:}$$

$$z = z_0 \sin \omega t \quad (1.33)$$

rezulta că în cazul vibrațiilor forțate ale sistemelor cu un grad de libertate fără amortizare, atât răspunsul mișcării, transmisibilitatea forței cât și transmisibilitatea mișcării au aceeași valoare.

14.2.2. Vibrații forțate cu amortizare.

a. Forța aplicată asupra masei

Mișcarea sistemului cu un grad de libertate cu amortizare viscoasă (fig. 1.11) se scrie sub forma de ecuație diferențială:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = F_0 \sin \omega t \quad (1.34)$$

analoagă ecuației (1.21) de la sistemul fără amortizare.

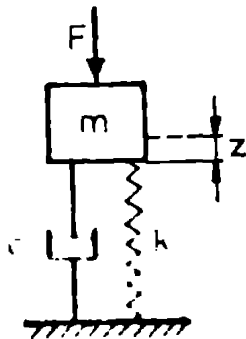


Fig. 1.11

În sistemele cu amortizare vibrația cu pulsația proprie se stinge repede rămânând numai vibrația staționară (cu pulsația a forței perturbatoare).

Dacă c - coeficientul de amortizare este pozitiv, faza între forță și mișcare este diferită de zero și răspunsul are forma:

$$z = R_d \sin(\omega t - \theta) = A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t \quad (1.35)$$

Prin înlocuirea soluției în ecuația 1.34 rezultă:

$$\frac{z}{F_0/c} = \frac{\sin(\omega t - \theta)}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{p^2})^2 + (\frac{2\gamma\omega}{p})^2}} = R_d \sin(\omega t - \theta) \quad (1.36)$$

$$\theta = \arctg \left(\frac{2\gamma\omega}{p(1 - \frac{\omega^2}{p^2})} \right) \quad (1.37)$$

iar R_d reprezintă factorul de răspuns adimensional sau factorul de amplificare, definit ca raport între deplasarea în mișcarea vibratorie și deformația arcului dacă F se aplică static.

Pentru frecvențe joase, factorul de amplificare este practic egal cu unitatea. Are valoare maximă pentru $p \approx \omega$ și tinde spre zero pentru valori mari ale pulsației perturbatoare.

Considerând cele trei situații, răspunsul în deplasare al sistemului are forma:

578910
359+1

cu $\omega \ll p$ $x \approx -\frac{F_0}{F} \sin \omega t$ (1.35)

cu $\omega \approx p$ $x \approx \frac{F_0}{2k\delta} \sin(p t + \frac{\pi}{2}) = -\frac{F_0 \cos p t}{c \cdot p}$ (1.36)

cu $\omega \gg p$ $x \approx \frac{p^2 F_0}{\omega^2 k} \sin(\omega t + \pi) = -\frac{F_0}{m \omega^2} \sin \omega t$ (1.37)

Presupunând celor trei cazuri, se spune că sistemul este de tip (a), cu amortizare (b) și respectiv de masă (c) de elementul care da nota comportării vibratorii a sistemului (k, c sau m).

Figura 1.12 sînt reprezentate [32] curbele care dau de amplificare funcție de raportul pulsațiilor ω și p . Fig. 1.13 este reprezentat unghiul de fază θ funcție de raport $\frac{\omega}{p}$; φ poate lua valori numai între $0-\pi$ deoarece caz pentru $\varphi = \pi + 2\pi$ ar rezulta că amortizorul cedează sistemului și nu o consumă, aspect fără sens fizic.

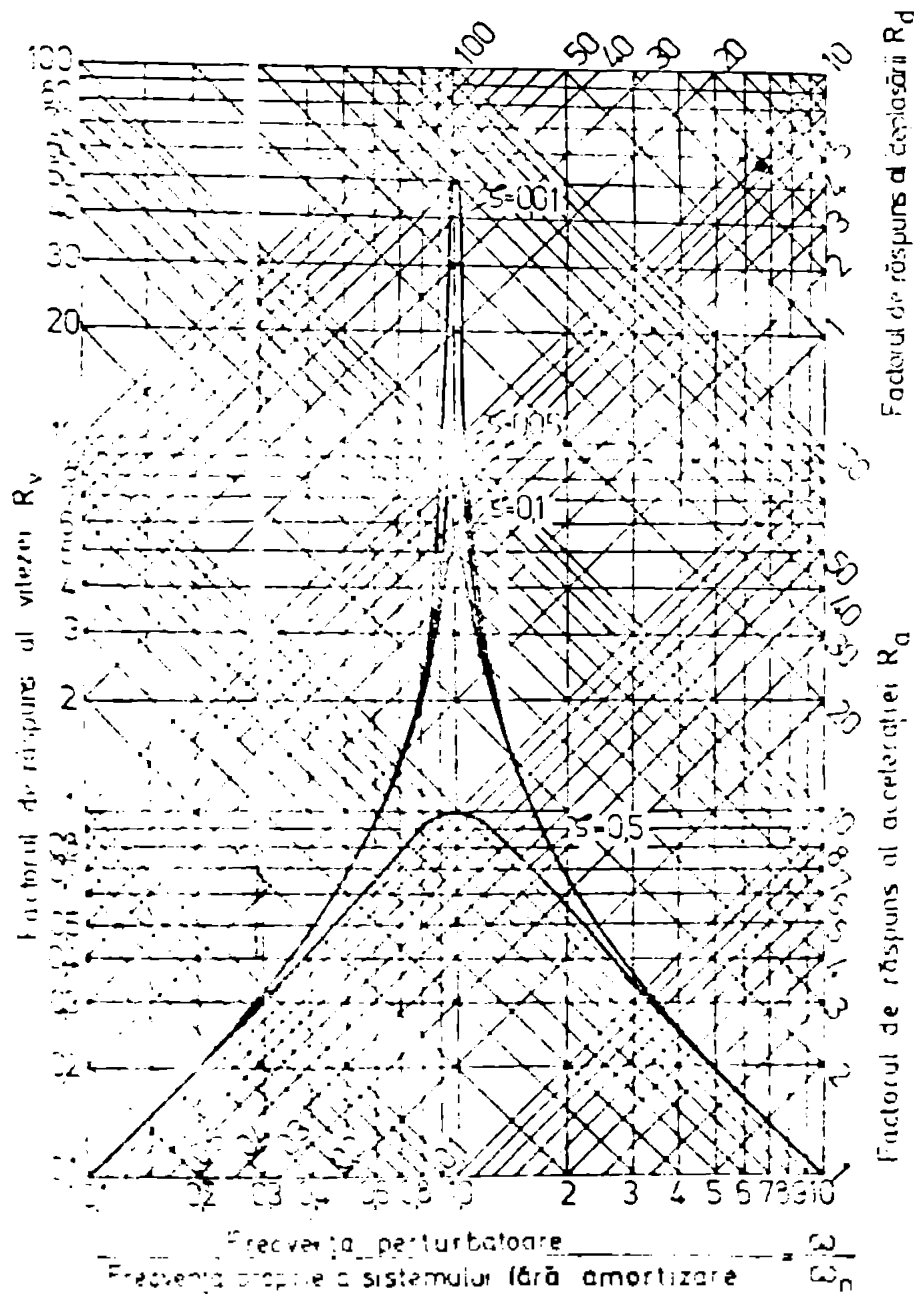


FIG. 1.12.

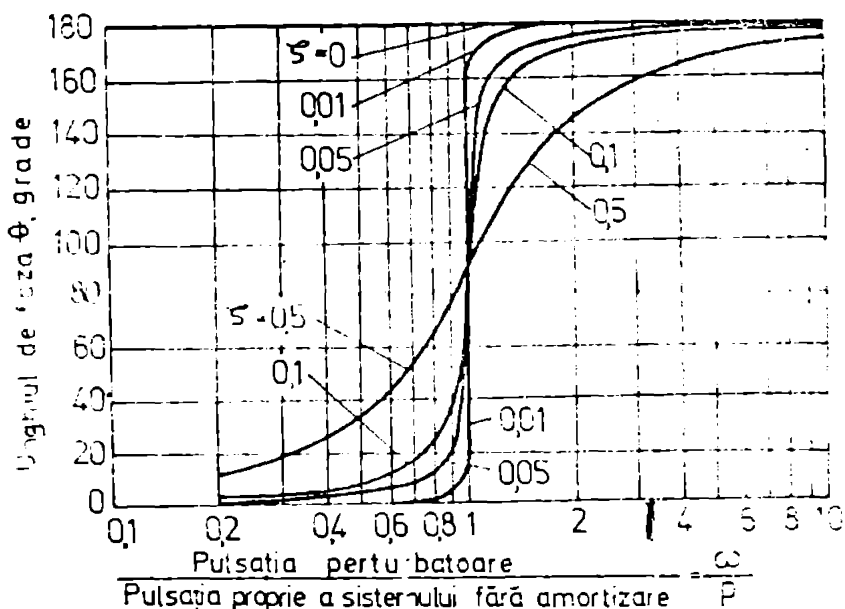


Fig.1.13

În loc de deplasarea Z , se face studiul vitezei \dot{Z} sau accelerației \ddot{Z} ale sistemului, alura curbelor de răspuns se modifică. Dacă se derivează succesiv relația (1.26) se obține răspunsul în viteză :

$$\dot{Z} = \frac{\omega}{\sqrt{1 - 2z\omega + \omega^2}} k_0 \cos(\omega t - \varphi) - k_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (1.41)$$

respectiv răspunsul în accelerație:

$$\ddot{Z} = \frac{\omega^2}{\sqrt{1 - 2z\omega + \omega^2}} k_0 \sin(\omega t - \varphi) + k_0 \cos(\omega t - \varphi) \quad (1.42)$$

care astfel definite sînt reprezentate grafic în fig. (1.12). Unghiul se măsoară pe liniile de reper orizontale iar al doilea pe liniile la 45° cu panta negativă. Se observă că

- $k_v \rightarrow 0$ pentru $\omega \rightarrow 0$ și $\omega \rightarrow \infty$;
- $k_a \rightarrow 0$ pentru $\omega \rightarrow 0$ iar pentru $\omega \rightarrow \infty$
- $k_a \rightarrow 1$

Acum se analizează transmiterea forței, forța transmisă suportului este :

$$F_p = F_0^2 + k_z^2 \quad (1.43)$$

Cum forțele CZ și kZ defazate cu φ modulul forței transmise este :

$$|F_p| = \sqrt{c^2 z^2 + k^2 z^2} \quad (1.44)$$

Raportul între forța transmisă F_T și cea aplicată F_0 poate fi exprimat prin transmisibilitatea T sub forma :

$$\frac{F_T}{F_0} = T \sin(\omega t - \varphi) \quad (1.45)$$

în care :

$$T = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{2z\omega}{p}\right)^2}} \quad (1.46)$$

$$G = \frac{2 \zeta \left(\frac{\omega}{p} \right)^2}{1 - \frac{\omega^2}{p^2} + 4 \zeta^2 \frac{\omega^2}{p^2}} \quad (1.47)$$

Transmisibilitatea T și unghiul de fază φ sînt reprezentate funcție de raportul $\frac{\omega}{p}$ pentru diferite valori ale fracțiunii din amortizare critică $\zeta = \frac{c}{c_c}$, în fig. (1.14) și (1.15)

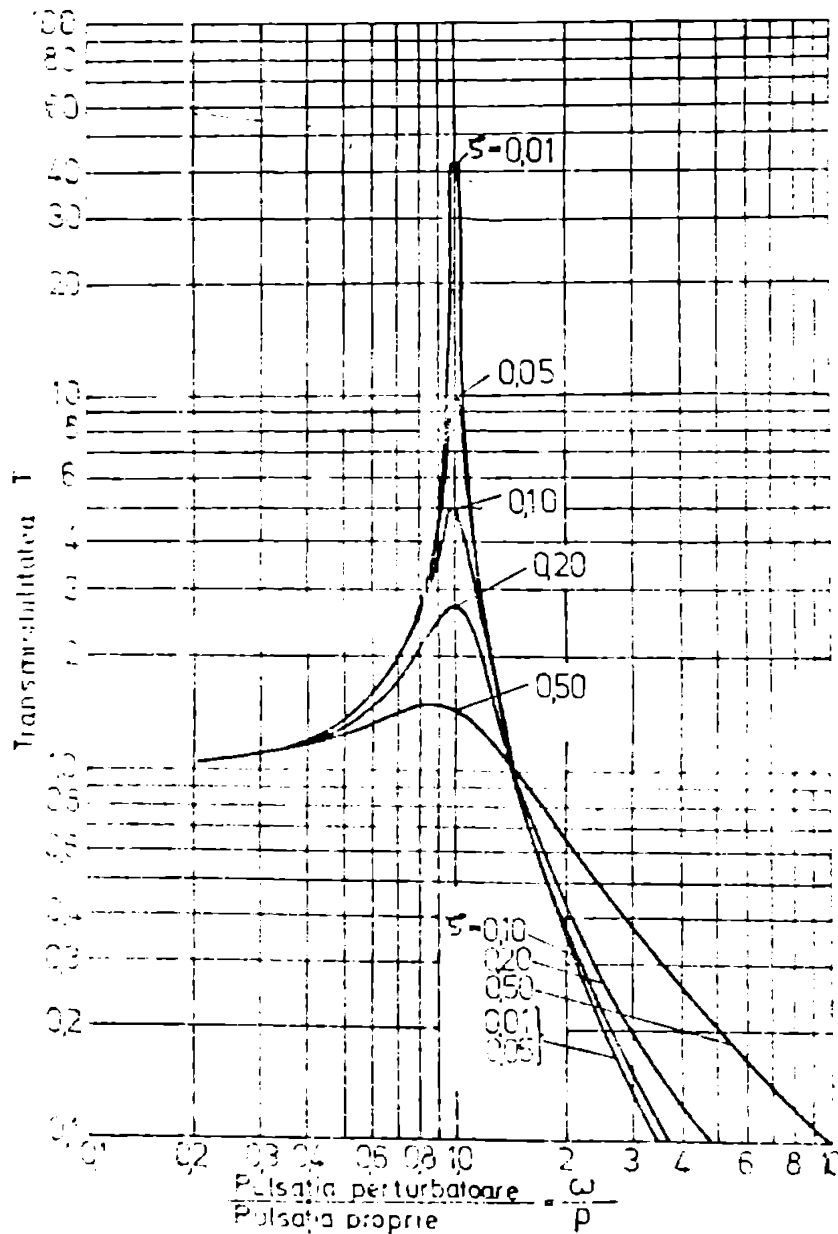


Fig.1.14

Un sistem cu un grad de libertate cu amortizare vibrează după

$$m \ddot{z} + c \dot{z} + k z = F \sin \omega t \quad (1.48)$$

Forța perturbatoare de arc și de amortizor asupra masei m este:

$$F \sin \omega t + c \dot{z} \quad (1.49)$$

Prin urmare, aceste două ecuații definesc relația între deplasarea z și forța transmisă F (care este o elipsă (fig.1.16)). Energia disipată de amortizor pe un ciclu, Δ se poate calcula:

$$\Delta = \int_0^{2\pi} F \frac{dz}{dt} dt = \pi c \omega z_0^2 \quad (1.50)$$

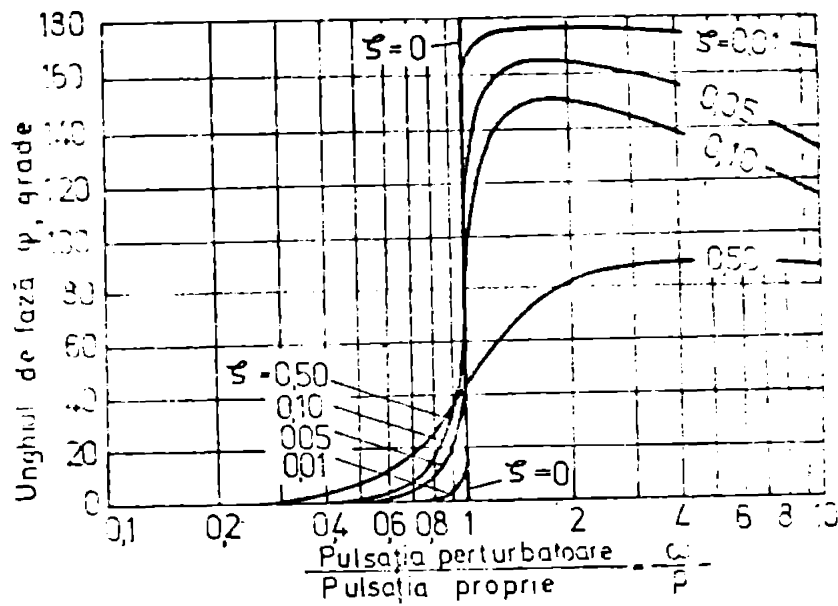
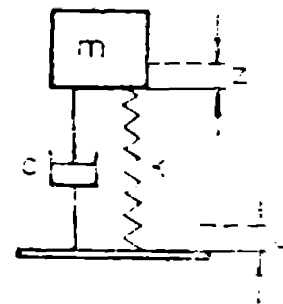
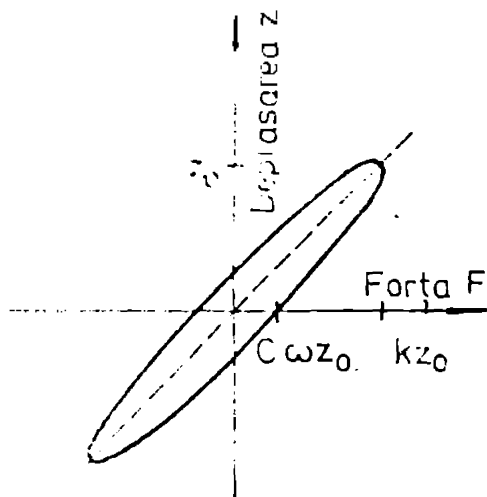


Fig. 1.15



b. Mișcare aplicată suportului.

În cazul sistemului elastic prezentat în fig.(1.17) excitația este reprezentată de o mișcare a suportului $u(t)$. Ecuația diferențială a mișcării are forma:

$$\ddot{z} + c(\dot{z} - \dot{u}) + k(z - u) = 0 \tag{1.51}$$

Luând mișcarea suportului ca fiind armonică $u = a \sin(\omega t)$, unde a este amplitudinea și ω pulsția, și presupunând că există amortizarea vibrațiilor cu pulsția proprie (p), deplasarea z în cazul mișcării staționare are loc după legea:

$$z = T a \sin(\omega t - \varphi) \tag{1.52}$$

unde T și φ sunt definite anterior prin relațiile (1.46) și (1.47) și reprezentate grafic în fig.(1.14) și (1.15).

Transmisibilitatea mișcării T din relația de mai sus (1.52) este egală cu cea a forței (1.45), mișcarea suportului și a masei a putine-

se exprimă prin deplasări, viteze ori accelerații T având în toate cazurile aceeași expresie.

1.17. Sisteme cu mai multe grade de libertate.

Vierțile sisteme elastice nu pot fi întotdeauna reprezentate printr-un model care are o singură masă și de aceea se adoptă modele cu două sau mai multe mase care sînt considerate punctiforme, adică fără inerție de rotație.

Numărul parametrilor independenți necesari în definiția pozițiilor maselor sistemului în orice moment, față de un anumit referențial este numărul de grade de libertate. Spre exemplu, dacă un sistem oarecare are n mase care se pot deplasa de-a lungul a două axe (X, Y) , sistemul are $2n$ grade de libertate.

1.17.1. Vibrațiile libere ale sistemelor cu două mase.

Sistemele oscilante cu două mase sînt folosite în mod frecvent la calculul și ameliorarea fundațiilor de mașini.

În cazurile cînd fundația are o singură masă constituind punctul vibrațiilor verticale se poate întîlni situația cînd pulsanta proprie rezultată din calcule să fie apropiată de pulsanta de excitație ω - fiind posibilă apariția rezonanței.

Ca să se prevină apariția acestui fenomen, trebuie modificată masa proprie.

Dacă $\bar{m} = \frac{m}{k}$, rezultă că e necesar să se modifice masa m sau constanta elastică k .

Modificarea masei m nu întotdeauna este soluția cea mai eficientă deoarece o mărire a masei de la simplu la dublu conduce efectiv la reducerea pulsației proprii cu aproximativ 50 procente ceea ce nu este posibilă de obicei din motive constructive dictate de siguranță în condițiile de rezemare ale acestora.

Plăne în general ca soluție de acceptat modificarea valorii constantei elastice k_z /20/

Dacă fundația rezemă direct pe terenul de fundare, în cazul cînd acestea sînt de consistență redusă, sau sînt slăbite, mărirea constantei k_z este posibilă prin măsuri de îmbunătățire a terenului (stabilizări cu substanțe chimice prin injecții, consolidări prin mijloace mecanice etc. sau utilizînd fundații încastrate prin piloți, fundații pe "colțari" /74/ etc).

Pe terenurile tari se recomandă reducerea lui k_z prin introducerea unor materiale sau elemente elastice: covoare sau izolații din cauciuc, plumb, arcuri din oțel etc. În general, dar cu excepția cazurilor cînd materialul elastic este dispus sub formă unor elemente discrete, rezemarea acestora nu se face direct pe teren ci prin

intercalarea unei fundații intermediare cu masa m_2 (fig.1.18) între teren și stratul elastic, peste aceste se supraîncăle fundația și respectiv mașina(avînd împreună masa m_1).

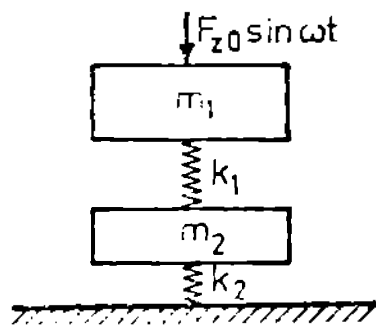


Fig.1.18

Forța perturbatoare se aplică masei m_1 ; dacă se notează cu k_1 constanta elastică a stratului sau a elementului elastic, k_2 constanta elastică a terenului și cu Z_1 și Z_2 deplasările verticale ale celor două mase, ecuațiile mișcărilor sînt:

$$m_1 \ddot{Z}_1 + k_1 (Z_1 - Z_2) = F_{z0} \sin \omega t \quad (1.55)$$

$$m_2 \ddot{Z}_2 - k_1 (Z_1 - Z_2) = 0 \quad (1.56)$$

sistemului cărui soluții au forma:

$$Z_1 = A_{z1} \sin \omega t \quad (1.55')$$

$$Z_2 = A_{z2} \sin \omega t \quad (1.56')$$

Considerînd masa m_2 imobilă, pulsația proprie a masei m_1 se poate scrie:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (1.57) \text{ și în mod analog, dacă se consideră masa } m_2 \text{ imobilă:}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (1.58)$$

Pulsațiile proprii ale sistemului cu două grade de libertate, rezultă dintr-o ecuație de forma (1.59) în care ω_1^2 și ω_2^2 sînt semnificațiile de mai sus:

$$1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} - \alpha \frac{\omega^2}{\omega_2^2} = 0 \quad (1.59)$$

avînd valorile

$$\alpha = \frac{m_1}{m_2} \left[\frac{k_1 + k_2}{k_1} - 1 \right] = \frac{m_1}{m_2} \left[\frac{k_1 + k_2}{k_1} - 1 \right] \quad (1.60)$$

Notînd $\alpha = \frac{m_1}{m_2}$, amplitudinile vibrațiilor forțate ale celor

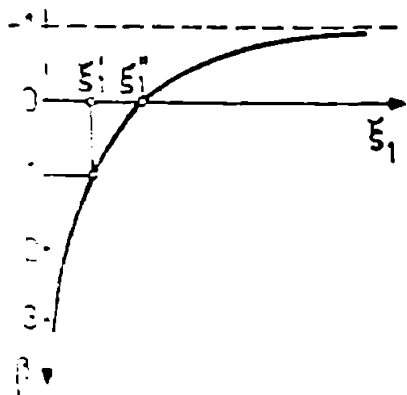


Fig.1.19

$$A_{z1} = \frac{F_{z0}}{m_1 \omega^2} \frac{\frac{P_1^2}{\omega^2} - 1}{\left(\frac{P_1^2}{\omega^2} - 1 \right) \left(\frac{P_2^2}{\omega^2} - 1 \right) - \alpha \frac{P_1^4}{\omega^4}} \quad (1.61)$$

$$A_{z2} = \frac{F_{z0}}{m_2 \omega^2} \frac{\frac{P_1^2}{\omega^2} - 1}{\left(\frac{P_1^2}{\omega^2} - 1 \right) \left(\frac{P_2^2}{\omega^2} - 1 \right) - \alpha \frac{P_1^4}{\omega^4}} \quad (1.62)$$

dacă $\frac{P_1^2}{\omega^2} \ll 1$ (rezemare elastică moale) se neglijează $\frac{P_1^4}{\omega^4}$ în raport cu 1 și se poate considera că $\alpha \frac{P_1^4}{\omega^4} \approx 0$ iar relațiile (1.61) și (1.62) se simplifică:

$$A_{z1} \approx \frac{P_{z0}}{k_1 \omega^2} \frac{1}{\frac{P_2^2}{\omega^2} - 1} \quad (1.03)$$

$$A_{z2} \approx \frac{P_{z0}}{k_1 + k_2} \frac{\frac{P_1^2}{\omega^2}}{\frac{\omega^2}{P_2^2} - 1} \quad (1.04)$$

Caracteristica materialului elastic se poate pune în evidență (de fapt trecerea la două mase) dacă presupunem că cele două mase sunt situate una lângă cealaltă și au același material cu k_1 . Pulsatia proprie a sistemului (cu o masă) va fi :

$$\omega_0 = \frac{\omega_0^2}{\sqrt{P_2^2 - 1}} \quad ; \quad \text{iar amplitudinea vibrației forțate}$$

$$A_z = \frac{P_{z0}}{P_2} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{P_2^2}} \quad (1.05)$$

Din raportul amplitudinilor $\frac{A_{z1}}{A_z}$ se deduce θ , factorul de reducere care este amplitudinea masei m_2 aplicate pe teren, ca o consecință a utilizării stratului elastic:

$$\theta = \frac{A_{z1}}{A_z} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{P_2^2}} \frac{1 - \frac{\omega^2}{P_2^2}}{1 - \frac{\omega^2}{P_1^2}} \frac{P_1^2}{\omega^2} \quad (1.06)$$

Din analiza relației 1.06 se observă că dacă:

a) $\omega^2 \rightarrow 0$ (k_1 este de valoare redusă), $\theta \rightarrow 0$, adică

m_2 este practic în repaus - $A_{z2} \approx 0$

b) $\omega^2 = P_1^2$ crește, se poate ca $\theta > 1$ - adică folosirea materialului elastic să fie dezavantajoasă.

Acest lucru se întâmplă și atunci când

$$\omega^2 = \omega^2 \text{ (rezonanță) și } \theta = \infty$$

cu notațiile:

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_0} ; \quad \beta_1 = \frac{P_1}{\omega} ; \quad \beta_2 = \frac{P_2}{\omega}$$

existența, stabilite o relație între acești coeficienți adimensionalizării de forță:

$$\beta_1^2 = \frac{1 - (1 + \alpha) \beta_2^2}{(1 + \alpha)(\beta_2^2 - 1)} \quad (1.07)$$

care este reprezentată grafic în fig. 1.19.

Efectul stratului elastic este pozitiv numai dacă $\theta < 1$ adică $\beta > 1$

Din analiza diagramei se poate deduce că folosirea elementelor elastice este avantajoasă, când β_1 are valori mai mici decât o valoare β_1' corespunzătoare pentru $\beta = 1$ care poate fi calculată:

$$\beta_1' = \frac{\sqrt{(1 + \alpha) \beta_2^2}}{1 + 2(1 + \alpha)(\beta_2^2 - 1)} \quad (1.08)$$

în afara intervalului ($\beta_1 > \beta_1'$), utilizarea materialelor elastice

(arcuri, covoare, izolatori din cauciuc etc.) este dezavantaj usor

- unde $\xi_1 = \xi_2$ - $\beta = 0$ adică $\theta = \infty$

folosirea este efectiv periculoasă.

- unde ξ_1 are valori mari ($\xi_1 \rightarrow \xi_1'$) $\beta \rightarrow 1$ deci utilizarea este în sens.

În acest context importanță apare și deplasarea Az_1 (și Az_2 - mașina-bloc) după introducerea materialului elastic K_1 . Comparativ deplasările Az_1 și Az_2 (sistem cu un grad de libertate reziduală):

a) $Az_1 < Az_2$ dacă sînt satisfăcute una din condițiile (1.69)

$$\omega^2 < k_2 - m_2 \omega^2 < 2m_1 \omega^2 \quad \text{sau}$$

$$< \frac{2m_1 \omega^2}{2/k_2 - m_2 \omega^2 - m_1 \omega^2} \quad (1.69)$$

b) $Az_1 > Az_2$ dacă sînt satisfăcute simultan următoarele două condiții

$$m_1 \omega^2 < k_2 - m_2 \omega^2 < 2m_1 \omega^2 \quad \text{și}$$

$$k_2 > \frac{2m_1 \omega^2}{2/k_2 - m_2 \omega^2 - m_1 \omega^2} \quad (1.70)$$

sau indiferent de valoarea lui K_1 este îndeplinită condiția:

$$k_2 - m_2 \omega^2 > 2m_1 \omega^2 \quad (1.71)$$

În cazurile practice, cînd rezemarea directă pe teren a fundației de mașină nu conduce la rezultate corespunzătoare se procedează la adoptarea soluției de a prevedea stratură elastică. Pentru aceasta se procedează în felul următor:

- se alege $\beta = \frac{1}{\theta}$; $\theta = \frac{A_{22}}{A_2}$ și $\alpha = \frac{m_1}{m_2}$
- se aplică relația 1.67 și se calculează ξ_1

unde: $\xi_2 = \frac{P_2}{\omega}$

$$\xi_1^2 = \frac{1 - (1 + \alpha) \xi_2^2}{(1 + \alpha)(\beta - 1)(\xi_2^2 - 1)}$$

- se calculează pulsația proprie a masei m_1 considerată masa m_2 imobilă:

$$\bar{\omega}_1 = \xi_1 \omega \quad (1.72)$$

- se calculează constanta elastică K_1 :

$$K_1 = m_1 \cdot \bar{\omega}_1^2 \quad (1.73)$$

cu care se dimensionează elementele elastice dintre cele două case, m_1 și m_2 .

Rezultă din cele de mai sus că dacă elementele elastice sînt judicios folosite, fundația m_2 poate fi considerată ca imobilă, motiv pentru care, dimensiunile geometrice ale acesteia se aleg constructiv, în funcție de tipul elementelor elastice și de forța și mărimea blocului de fundație superior.

În acest context, problema se reduce la a considera sistemul cu o singură masă m_1 care reazemă nu pe teren ci pe stratul elastic cu K_1 .

4.3.2 Sisteme elastice antivibratorii. Antivibratorul dinamic se consideră același sistem oscilant cu două mase

ca în fig. 1.20 la care masei interioare m se aplică o forță perturbatoare $F_0 \sin \omega t$ sau o deplasare $u_0 \sin \omega t$.

Ecuațiile de mișcare ale sistemului au forma:

$$m \ddot{z}_1 + k_1(z_1 - z) = 0 \quad (1.74)$$

$$m \ddot{z} + k_2 z + k_1(z - z_1) = F_0 \sin \omega t \quad (1.75)$$

Sistemul astfel definit prezintă proprietatea că poate anula sau reduce vibrațiile masei

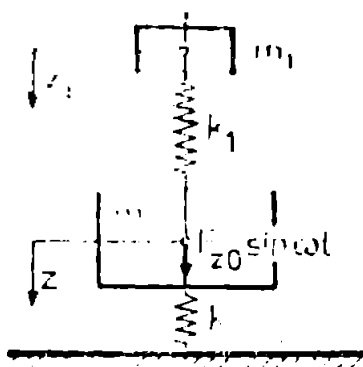


Fig. 1.20

principale m - de aici și se numește de "absorbitor de vibrații" - denumire legitimă dată sistemelor auxiliare formate dintr-o masă și elemente elastice (arcuri, izolatori, cauciuc etc.) și scopul de a anula vibrațiile sistemului pe care este

montat sistemul principal. Sistemul auxiliar vibrează în o egală măsură cu sistemul principal cărui i transmite o forță de susținere care produce vibrația.

Amplitudinea α a masei m se poate calcula

$$\alpha = \frac{1 - \frac{\xi^2}{p_1^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_2^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{p_1^2}\right) - \alpha \frac{\omega^2}{p_2^2}} \quad (1.76)$$

unde se-a notat

$$\xi = \frac{F_0}{m \omega^2} \quad \omega = \sqrt{\frac{k_2}{m}}$$

În funcție de (1.76) de arată că pentru $\omega = \omega_1$, amplitudinea α este

0 este nulă, obținându-se o amortizare dinamică a vibrației.

Prin urmare, sistemul denumit și "absorbitor dinamic al vibrațiilor"

realizat cu $\xi = 0$, arătat, poate fi realizat chiar cu mase auxiliare de valori mici deoarece se poate adopta valori corespunzătoare masei auxiliare în care $p_1^2 = \omega^2$.

pe care are cauză mișcarea masei m_1 , amplitudinea vibrației forțate este :

$$x = \frac{F_0}{k_1} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\omega^2}{p_1^2}}} \quad (1.47)$$

ceasta ne arată că pentru valori reduse ale constantei k_1 , amplitudinea poate deveni foarte mare, incompatibilă cu caracteristicile elementului elastic. Pentru acest motiv, în mod de obicei se poate renunța la ideea amortizării totale a vibrației cu masa m_1 , adoptând un sistem auxiliar mai puternic (k_2 mai mare).

În sa absorbitorului dinamic, amplitudinea vibrației forțate este :

$$x = \frac{F_0}{k_2} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p_2^2}} \quad (1.48)$$

Introducerea absorbitorului dinamic conduce la o reducere a amplitudinii, factorul de reducere α fiind :

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p_2^2}} \frac{p_2^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_1^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{p_2^2}\right)} \quad (1.49)$$

și :

se constată că dacă $p_1 = \omega$, $\alpha = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p_2^2}} = \infty$ adică se realizează amortizarea totală a vibrației fundamentale.

Pentru raportul între p_2 și p_1 se introduce notația $\theta = \frac{p_2}{p_1}$ și în relația (1.49) se scrie :

$$\alpha = \theta^2 \frac{\frac{\omega^2}{p_1^2}}{\left(\theta^2 - \frac{\omega^2}{p_1^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{p_1^2}\right)} \quad (1.50)$$

Pentru a putea dimensiona masa absorbitorului m_1 se pune problema cu pulsația perturbatoare (viteza unghiulară) poate oscila într-un domeniu restrâns în vecinătatea pulsației p_1 :

$$\omega = p_1 \pm \Delta p_1$$

scriind variația relativă a vitezei unghiulare sub forma $\delta = \frac{\Delta p_1}{p_1}$ atunci

$$\frac{\omega}{p_1} = 1 \pm \delta ; \quad \frac{\omega^2}{p_1^2} \approx 1 \pm 2\delta \quad (1.51)$$

Introducând $\frac{\omega^2}{p_1^2}$ în relația (1.50) în funcție de δ și considerând că necunoscută α , rezultă :

$$\alpha > \left| 2(\theta - 1)\delta \frac{\theta^2 - 1 - 2\delta}{1 + 2\delta} \right| \quad (1.52)$$

se poate dimensiona masa m_1 , cu valoarea obținută din (1.82), se poate dimensiona masa m_1 .

Se constată că masa m_1 :

- crește odată cu factorul de reducere θ
- crește odată cu $\dot{\theta}$, adică cu cât mașina are un mers mai deranjant (mai mare)
- crește cu creșterea valorii $\rho = \frac{P_2}{P_1}$

Prin calculul din condiția de rezistență a elementului elastic, se desprind de asemenea unele constatări:

În cazul rezistenței deformația elementului k_1 (arc sau izolator elastic etc), aceasta poate fi explicitată sub forma:

$$\frac{\sigma \cdot l}{\psi \cdot E} \quad (1.83) \quad \text{sau} \quad A_1 = \frac{\sigma \cdot h}{\psi \cdot E} \quad (1.84)$$

σ - efortul unitar maxim în element produs de F_{z0} considerat ca sarcină statică

l - lungimea (înălțimea) elementului elastic,

E - modul de elasticitate,

ψ - coeficient dimensional care ține seama de modul de lucru al elementului elastic al absorbitorului.

În cazul zărmărire simple și solicitare de compresie sau

$$k_1 = \frac{E \cdot A}{l}$$

înlocuind în relațiile (1.83) și (1.84), prin explicitarea lui k_1 se obține:

$$\frac{\sigma \cdot l}{\psi \cdot E} \rightarrow \frac{F_{z0}}{\sigma \cdot l} \quad (1.85)$$

$$\text{sau } \frac{1}{\psi} = \frac{1}{\theta} \quad \text{rezultă } m_1 = \frac{\psi \cdot F_{z0} \cdot E}{\sigma \cdot l \cdot \rho^2} \quad (1.86)$$

Întrucât σ se ia ca valoare limită rezistența de calcul (așa cum se obișnuiește să se facă în proiectarea materialului).

De la acest punct de vedere, masa m_1 este direct proporțională cu F_{z0} și invers proporțională cu ρ^2 ($\rho = \omega$) rezultând că masa m_1 este mai recomandabilă la mașini cu forțe perturbatoare mici (cazurile cu sistem trele-manivelă) și turații lente, spre deosebire de cele cu turații mari (când forțele perturbatoare sînt reduse și turațiile sunt foarte ridicate (turbogeneratoare) - când sistemul este elastic și ρ este ridicat).

Concluziile prezentate în legătură cu posibilitatea de a realiza un absorbtor dinamic al ansamblului la o perturbare periodică de turație de fundare, în cazul cap. III, p. 115, pot fi aplicabile și în cazul materialului vibroizolator (elastin - vibra. 11 - p. 116 - p. 117) pentru soluțiile de fundare pentru mașini - turbogeneratoare - turbomotoare etc. și în special posibilitatea acordării dinamice corecte, în cazul unor turații de frecvențe perturbatoare, în condiția realizării unor condiții avantajoase.

CAPITOLUL II

STABILITATEA ASUPRA IZOLĂRII ANTIVIBRAȚIONALE A ÎNDAȚĂRII
LA MAȘINI ȘI LA AMORTIZAREA VIBRAȚIILOR

2.1. Cauzele care produc vibrațiile

Tenacitatea actuale privind rezonanța de înălțime (de la joasă până la înaltă), echipamentelor și mașinilor supuse frecvențelor de rezonanță, determină apariția turbulențelor mașinilor și a vibrațiilor de înălțime în paralel cu restrângerea din amplitudine a vibrațiilor. Dacă acestea sunt considerate acceptabile, aceasta cu condiția ca precizia și fiabilitatea în procesele tehnice de fabricație să fie garantate modern de calitate și verificate.

Analizând în acest context cauzele care pot produce vibrațiile de rezonanță și implicit le transmit încastrat, tehnologia și echipamentele învechite, acestea pot fi grupate astfel:

a. Procesul tehnologic - poate rezulta de la defectele de execuție a vibrațiilor, cum este cazul erorilor de foraj, de decolare, de foraj sau rotative, instalații de transport de tipul de vârf, rezonanță, instalații de sortare pentru baterii, gaze etc. care în posesia site vibratoare etc.

b. Este de la sine înteles că în asemenea site trebuie să se realizeze în cadrul sursei de vibrație, o doză de rezonanță.

c. Este transmiterea vibrațiilor în funcție de precizia și fiabilitatea echipamentelor asigură izolarea activă și pasivă.

d. Principiul de funcționare. În cazul mașinilor și echipamentelor alternative (cu sistem biela-manivel) cum sunt motoarele cu ardere internă, compresoare cu piston, pompe cu piston etc., apar forțe periodice care fac să apară vibrații. Există situații când aceste forțe pot fi reduse prin echilibrarea maselor, deoarece se asigură prin sistemul constructiv de funcționare a acestor mașini; alteori când acest lucru nu este posibil, se asigură să se reducă masa pieselor în mișcare alternativă prin folosirea unor materiale mai ușoare sau prin reducerea accelerațiilor și prin calitățile fizico-mecanice ale materialelor din care sunt executate.

e. Oricum însă, apar forțe neechilibrate (cauză de vibrație rezonanță) care produc vibrații ale mașinilor, efectul acestora poate fi redus-se atenuează prin realizarea de încastrări antivibraționale.

f. Execuția incorectă - reprezintă cauza generării procedurii de vibrații la mașinile cu mișcare rotativă, dar prin neechilibrarea maselor în mișcare de rotație (a rotorilor). Dacă

generațiilor apar forțe centrifuge și

forțe tangențiale verticale și orizontale

în generațiile roții sunt realizate și considerate

ca fiind forțele de inerție a masei unui rotor

în raport cu mișcările vibratorii ale rotorului

în jurul axei de rotație, reprezentând operații de

rotire și rezonanță astfel încât

forțele de inerție ale rotorului se scrie

117

unde r este raza înălțimii, ω este în cazul de față

unghiul de rotație, ω^2 este înălțimea, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea, ω este înălțimea

118

unde se prețuiește al rotorului aflat

în jurul axei de rotație (axa de rotație)

este înălțimea, ω este înălțimea, ω este înălțimea

119

unde

120

unde

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

de rotație, ω este înălțimea, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii,

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

unde r este raza înălțimii, ω este înălțimea

Dacă m_1 este masa adăugată sau îndepărtată din rotă și centrul de greutate rămâne în centrul de greutate și masa m_1 este adăugată încît:

$$m_1 \cdot r_1 = m \cdot r \tag{2.1.1}$$

atunci asupra rotorului nu va mai acționa nici o forță centrifugă, indiferent de viteza lui ω și întrucît nu mai există nici o forță centrifugă reacțiunii în lagare, reacțiunile care îl țin în lagare vor fi numai cuțului ce poate fi egală zero.

Operația prin care se asigură coincidența dintre centrul de greutate al rotorului și axa de rotație poate denumi "echilibrare statică" sau "echilibrare într-un singur plan".

Dacă echilibrarea este perfectă deoarece axa de rotație și axa principală de inerție a rotorului nu coincid ei au doar un punct comun - centrul de greutate. Pentru a obține o echilibrare perfectă, este necesar ca axa principală de inerție să fie rotită în jurul centrului de greutate, în planul celor două axe.

Echilibrarea se face practic prin îndepărtarea sau adăugarea unor mase suplimentare la masa rotorului, în planul celor două axe, sau se îndepărtează sau se adaugă două mase egale, cele două mase fiind pe axe principale, deoarece procedând astfel se asigură masa și se asigură echilibrarea sa în jurul de greutate.

Distanța dintre cele două mase egale este $2 \cdot m \cdot r$ (2.1.2) (2.1.1) pentru a obține valori numerice ale m și r .

Operația prin care axa de inerție principală a rotorului este adusă să coincidă cu axa de rotație, poate denumi "echilibrare dinamică" sau "echilibrare în două planuri".

Dacă o mașină rotativă este echilibrată dinamic, atunci ea va fi echilibrată și static. Într-o mașină rotativă echilibrată static nu înseamnă în mod automat și o echilibrare dinamică.

Dacă se consideră un rotor care s-ar putea roti liber în spațiu, efectul dezechilibrării statice și dinamice este reprezentat în fig.2.1 a și b. Se observă că în cazul dezechilibrării statice fig.2.1.a, axa rotorului descrie în spațiu o suprafață cilindrică în timp ce în cazul dezechilibrării dinamice fig.2.1.b, în cazul dezechilibrare, axa rotorului descrie o suprafață conică ce are vîrfurile în centrul de greutate al rotorului fig.2.1.c) și ad cele două tipuri de dezechilibrări apar în mașini, deoarece se produce deplasarea vîrfurilor conurilor din centrul de greutate. De obicei mișcarea arborelui reprezintă o combinație de mișcări elementare - ca în fig.2.1.

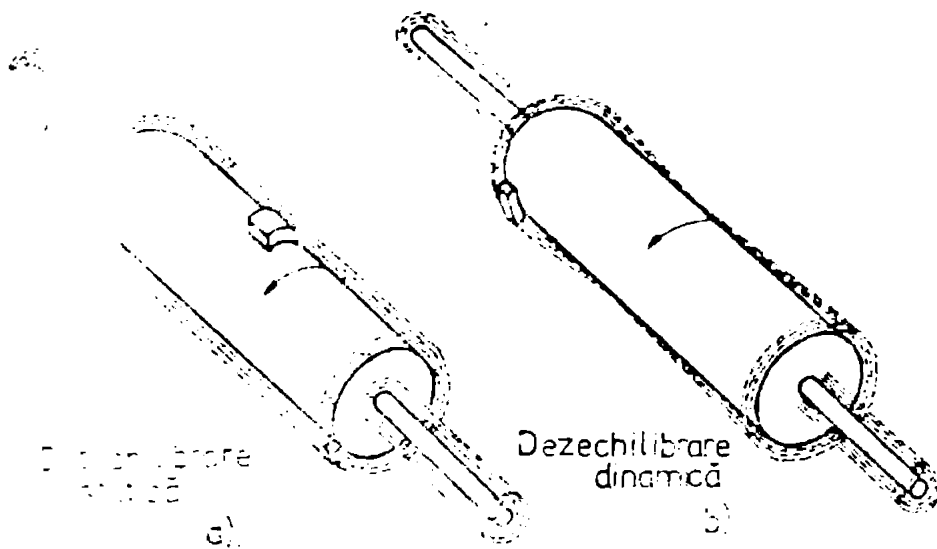


Fig. 2.1. a și b

2.2. Efectele dăunătoare ale vibrațiilor

Studiul fenomenelor de vibrații apare în mod direct în proiectarea elementelor dintr-o mașină care se pot deforma în timpul funcționării, determinându-se astfel deformările și deplasările în condițiile de lucru.

Și în cazul în care nu sunt având efecte și asupra oamenilor.

Când se referim la efectele dăunătoare asupra oamenilor și asupra mașinilor se poate preciza că vibrațiile produse de mașini și aparate, peste cele admisibile, corespunzătoare exploatarea normală, pot produce vibrații produse de alte mașini sau aparate, astfel încât starea de confort și deformații, modificări de vibrații sunt în mod normal foarte în considerare în proiectarea mașinilor. Efectul direct este depășirea capacității de rezistență a mașinilor și scoaterea din funcțiune a mașinii.

Vibrațiile produse de asemenea o accelerație a gradului de uzură a suprafețelor preselor componente ale mașinii care se pot produce datorită mișcării de alunecare relativă. Uzura de uzură este datorată suprafețelor de contact dintre piese și gradul de dezechilibrare a preselor (în cazul mișcării rotative).

Din cauza vibrațiilor terenului suport al mașinilor și aparatelor, se pot produce avarii ale clădirilor învecinate datorită vibrațiilor și diferențiale ale fundațiilor și a vibrațiilor produse de mașini și aparate.

În condițiile modernizării proceselor tehnologice și dezvoltării tehnicii directe a tehnicilor moderne de calcul și proiectare, este necesar să se realizeze protecția aparatelor și mașinilor și a oamenilor.

În ceea ce privește efectul vibrațiilor și vibrațiilor asupra oamenilor și mașinilor, câteva elemente anatomice pot fi afectate datorită vibrațiilor și dezechilibrării aparatelor și mașinilor. În ceea ce privește efectul vibrațiilor asupra oamenilor și mașinilor, se poate preciza că în sistemul fundație+mașină sau aparat și în condițiile de lucru individuală a persoanelor care își desfășoară activitatea în condițiile analizate.

Structural, corpul omenească este format dintr-un număr mare de țesuturi, ale cărui elemente componente sînt iesute prin țesuturi fibroase foarte rezistente, scheletul este învelit de mușchii și de țesutul conjunctiv. Organele interne sînt conținute de către cavitățile toracică și abdominală.

În poziția "stînd în picioare" care pentru prelucrarea este o poziție în care axa de greutate a corpului trece prin fata vertebrelor cervicale, baza craniului (fig.2.2) și prin fata cartilajului costal al coloanei vertebrale, prin vertebra lombară inferioară și sacrală superioară, prin spatele cavității care cuprinde articulația șoldului și prin fata articulației genului și a gleznelor. Forțele verticale sau șocurile verticale pot fi preluate prin comprimarea discurilor de la articulații și prin înclăștrarea cîrmărilor vertebrale, ceea ce putînd apărea și un moment de rotație a pelvisului, sau care la ocazii mai înăltă.

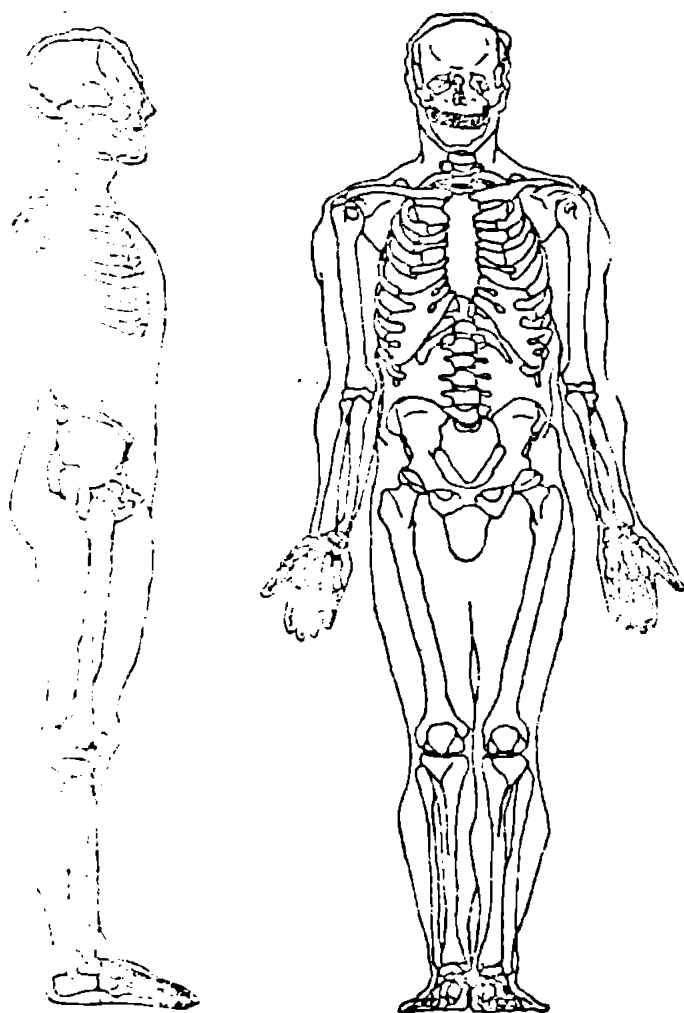


Fig.2.2.

datorate poziției corpului, conduc la o distribuție asimetrică a forțelor și sollicitărilor datorate șocurilor și vibrațiilor verticale.

Datorită dimensiunilor geometrice ca și structurii țesuturilor moi și oaselor, corpul omenească reprezintă un sistem, care, funcție de domeniul de frecvențe cu care este excitat, prezintă diferite tipuri de răspuns la vibrații.

Studiul comportării corpului omenească supus unor vibrații de frecvențe joase de pînă la aproximativ 100 Hz (frecvențe întâlnite la aproape toate mașinile și instalațiile vibratoare) se face utilizînd modele mecanice simple, cum este cel din fig.

coloanei vertebrale, prin vertebra lombară inferioară și sacrală superioară, prin spatele cavității care cuprinde articulația șoldului și prin fata articulației genului și a gleznelor. Forțele verticale sau șocurile verticale pot fi preluate prin comprimarea discurilor de la articulații și prin înclăștrarea cîrmărilor vertebrale, ceea ce putînd apărea și un moment de rotație a pelvisului, sau care la ocazii mai înăltă. Existența unor momente de la simetria anatomică - fie acestea chiar și și

și alte leziuni mecanice cum sînt fracturarea oaselor, leziuni la nivelul creierului, leziuni cardiace, ale urechii, întinderea tendoanelor, luxații ale articulațiilor și multe altele.

În figura 2.5. sînt prezentate curbile de răspuns subiectiv ale omului față de vibrații,

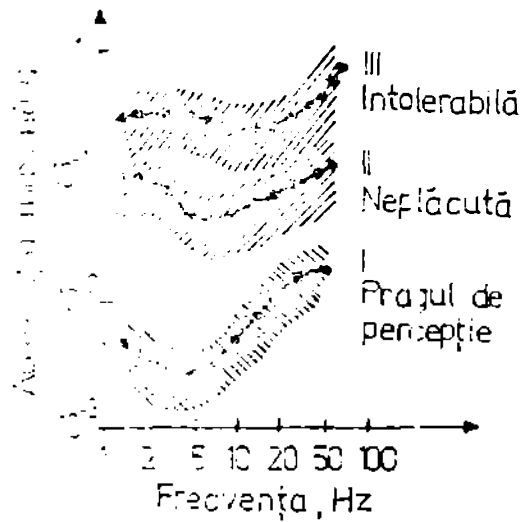


Fig. 2.5

pentru experimentări cu durată de 5 - 20 minute, curbile fiind trasate în funcție de accelerația vibrațiilor și frecvența acestora.

Cele câteva considerații expuse mai sus conduc în concluzia că pentru preîntîmpinarea tuturor fenomenelor defavorabile pe care le produce vibrațiile, apare ca necesară atenționarea parametrilor acestora în limite "acceptabile" limite care pot fi atinse prin

construcții, prin realizarea unor fundații antivibratoare și izolarea acestora în unele situații, prin izolarea contra vibrațiilor prin introducerea unor sisteme și materiale elastice capabile să reducă efectele vibrațiilor privind stabilitatea construcțiilor, compunerea fundațiilor și mașinilor și nu în ultimul rînd, și asigurarea protecției oamenilor care deservesc agregatele, instalările și aparatură necesară dirigerii proceselor tehnologice.

În fig. 5.20 sînt date limitele admise ale amplitudinilor vibrațiilor pentru fundațiile masive ale mașinilor cu mișcare alternativă - după normele indiene /36/.

Pentru fundațiile mașinilor rotative, normele /36/ (fig. 5.21) indică domeniile admisibile în care pot să ia vîlcușul amplitudinile vibrațiilor, aceste domenii fiind corelate cu tipul de sarcină și cu viteza vibrațiilor (fig. 2.6).

2.5. Măsurile constructive privind realizarea fundațiilor de mașini

În practica realizării fundațiilor de mașini sînt cunoscute frecvente cazurile cînd stratul izolator sau elementele elastice discrete nu pot fi montate imediat sub batiul mașinii, soluția cînd este posibilă curent în asemenea situație fiind aceea în care mașina se așază pe un bloc relativ greu și rigid, din beton sau beton armat, care la rîndul lui reazemă pe teren (placă de beton armat) prin intermediul stratului izolator.

DETERMINAREA AMPLITUDINII MAXIME
ADMISE M SZ 15009-64

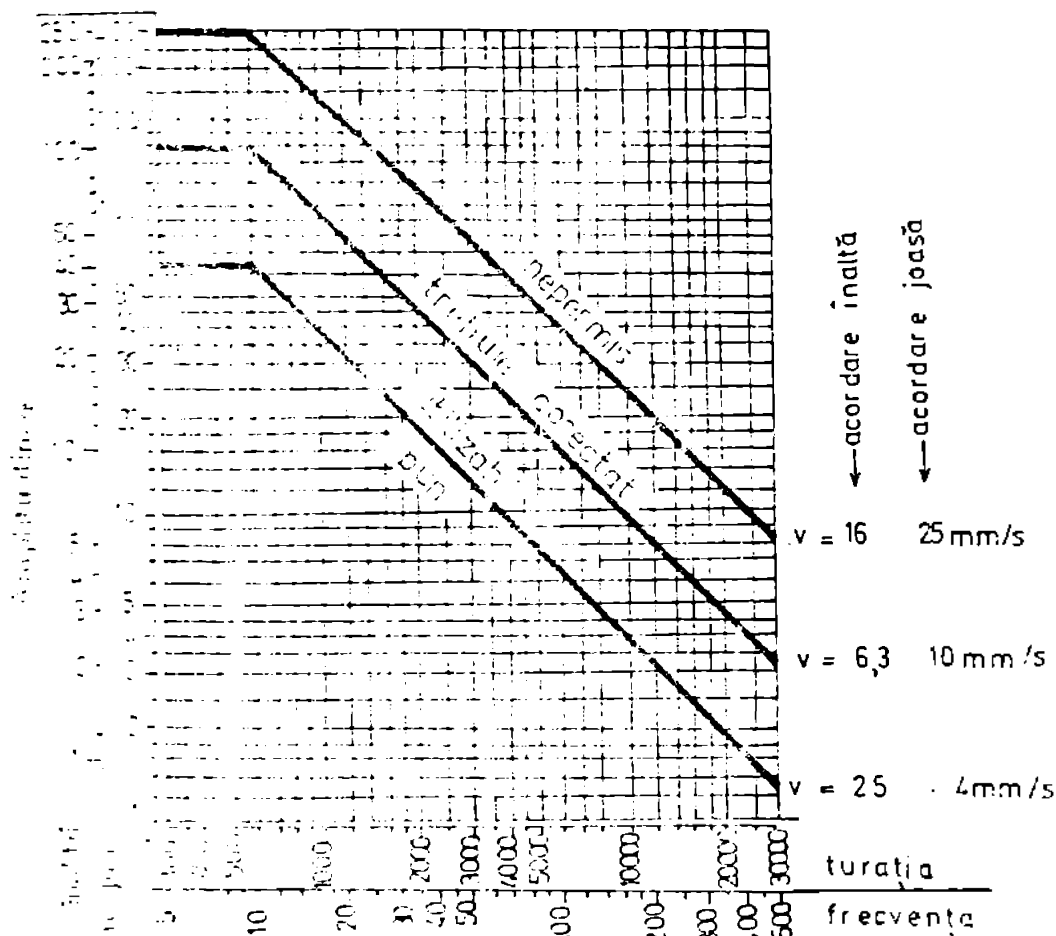


Fig. 2.1.

Acastă so-
luție se indică
în cazul
când:

- pentru asig-
urarea unei func-
ționări normale
a mașinii este
necesar ca masi-
na să reziste pe
o structură ri-
gidă. În cazul
mașinilor
unde rigiditatea
rigiditate pro-
pria este sufi-
ciență și în re-
zultul unei
pentru asigurarea
funcției prezente
prezente, tre-
buie realizat

pe structuri rigide: plăci forme pentru montaj și probe de încălzire
pentru mașini unde și ele sau cazul fundațiilor pentru asigurarea
acordate din mai multe subansamble independente în care se realizează
deplasarea pozițiilor relative pentru o bună funcționare.

- mașina generează forțe perturbatoare relativ mari pe
perioada funcționării, existând pericolul ca siguranța generală
a mașinii să aibă tendința de a deveni exagerată datorită
mașinii pentru sprijinul acesteia prin montarea în două puncte
trece (de exemplu: lașoare, ciocane de forță etc).

În cazul în care frecvența de excitație a mașinii este relativ pu-
tina, soluția cea mai recomandată pentru obținerea unei funcționări
normale, este de a așeza izolatori în același plan cu cele
trece de greutate ale mașinii. Dacă batiul este plasat în
planul de greutate al mașinii, soluția este de a monta mașina
pe două puncte (de exemplu: plăci) de beton armat iar ansamblul să fie
deplasat și batiul să se poată sprijini pe izolatori dispuși în
planul de greutate al mașinii și centrul de greutate al ansamblului.

Când vibrația perturbatoare este mare, mașina având o
structură rigidă și neelastică (perioada proprie de vibrație mare),
de obicei unei izolații antivibratorie se poate realiza
se poate prevedea o structură rigidă între mașină și structura izola-

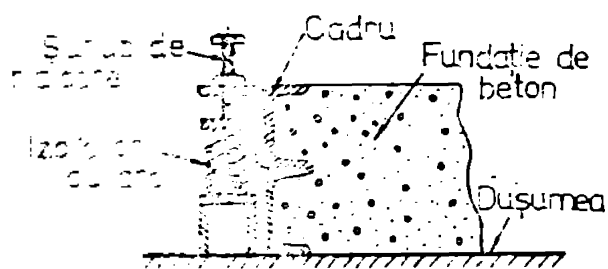


Fig. 2.8.

În practică se poate alege și o altă soluție, în care, blocul este susținut de bare verticale (traverse) care prin intermediul unor plăci de fixare reazemă pe izolatori și accori sau alte elemente elastice fixați pe un cadru suport. Această

soluție de tip pendular asigură stabilitatea sistemului și face posibilă obținerea unei frecvențe proprii relativ reduse pentru mișcările orizontale.

De cele mai multe ori, când dimensiunile necesare ale blocului sunt mari, acesta se realizează într-o săpătură de catetă egală cu înălțimea paroselii. În funcție de soluția de rezonanță aleasă, pot fi prevăzute modalități diverse de realizare.

Dacă izolarea se prevede a se executa utilizând materiale sau discontinue (plută, pîslă, cauciuc etc) și pe partea interioară și a plăcii radiator de la partea interioară a blocului, eventual completînd spațiile intermedii cu materiale de umplutură inactive (granule de plumb sau pudră de plumb) și pe partea exterioară a stratului izolator se așează o folie pvc. După ce s-a executat cotrajul părților laterale ale blocului și după ce s-a turnat betonul, înălțirea acestuia și asigurarea egalității din spațiile laterale rămase libere se realizează prin aplicarea unui strat elastic, rămîind și spații libere "de expansiune sau contracție" (fig.2.9).

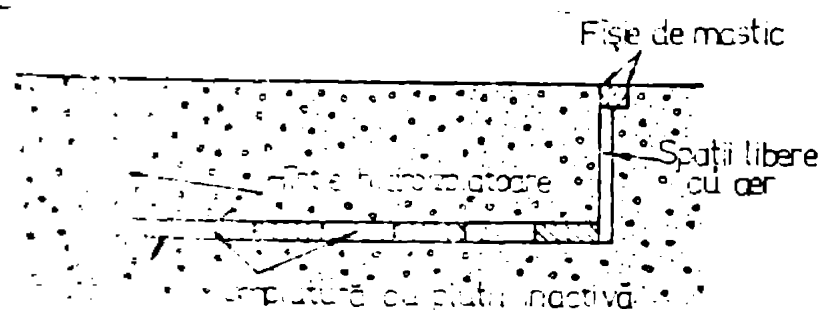


Fig. 2.9.

Cînd rezonanța este susținută laterală este necesară ca blocul să execute mișcări cu vîrtej etanș de aer și apă. Dacă rezonanța este susținută prin intermediul unor elemente elastice (accori etc) și este

plută, blocul se poate turna pe un strat de nisip, în care se realizează un sistem de canale, acoperit cu folie pvc; țevile laterale ale sistemului de canale sau accori se cotrează în sol corect și după ce s-a executat turnarea și turnarea betonului. După ce s-a executat cotrajul, se fixează elementele de susținere și după ce s-a turnat betonul, nisipul prin spălare se potolă și se realizează astfel caștile de fixare definitivă a mașinilor și accorilor.

Dacă după găsirea corecțiilor corespunzătoare privitoare la poziționarea corectă a mașinii.

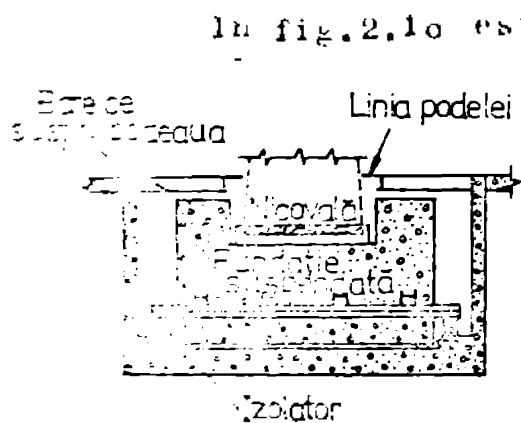


Fig. 2.10.

În fig. 2.10 este prezentat schematic un bloc de susținere a unei mașini, alcătuit dintr-un cadru metalic înglobat parțial în beton, capetele elementelor cadrului servind pentru sprijinirea blocului pe izolatori. Aceasta soluție se adoptă deoarece dacă izolatorii sînt așezați înalt sub nivelul centralului de greutate al ansamblului format din mașină și beton, unele dintre frecvențele proprii vor fi relativ joase, apărînd o tendință de instabilitate în timpul funcționării generența forțe dinamice mari - fenomen ce apare cuiar în cazul unei explozii de gaze.

Acest aspect mai poate fi înălțurat prin plasarea izolatorilor într-un plan orizontal apropiat de lățea superioară a blocului, o soluție bună fiind cea de realizare a unui sistem de izolație de 1 (fig. 2.11; 2.12) care face posibilă asigurarea

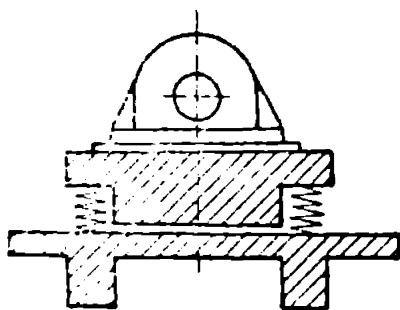


Fig. 2.11.

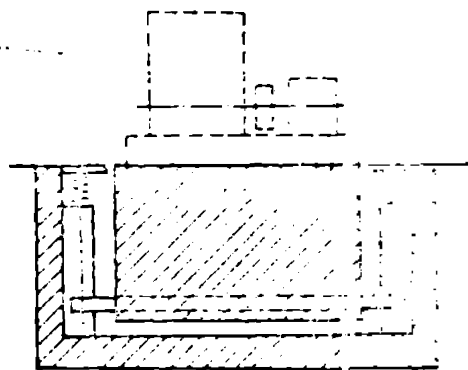


Fig. 2.12.

elementelor elastice deasupra sau la nivelul centralului de greutate al ansamblului, ceea ce asigură o aproximativ egalizare a frecvențelor proprii pentru toate modurile de vibrație, cu excepția rigidității orizontale și verticale a elementelor elastice și ale egale.

În es se prevăd arcuri elicoidale, prin așezarea lor simetric la distanțe egale cu dublul razei de giratie, se obțin două direcții proprii identice pentru vibrațiile verticale și orizontale, și aproximativ egale cu frecvența proprie privind rotația în jurul unei axe verticale.

Cînd frecvența proprie a blocului este redusă și există pericolul de pierdere a stabilității, se prevăd arcuri suplimentare, dispuse astfel ca să acționeze orizontal pe direcția de vibrație /32/.

În cele de mai sus, s-au exclus doar câteva dintre soluțiile care pot fi adoptate în proiectarea și execuția îmbunătățirilor de mașini, soluții care pot îmbunătăți radical cu privire la exploatarea a mașinilor. De aceea apare de necesitate dezvoltarea proiectării fundațiilor de mașini în țara noastră, după o etapă în exclusivitate (cu excepția fundațiilor de mașini care folosesc forta unor electuri masive, rigide sau elastice) și pentru nivelul pardoselei halelor și care devin inutilizabile din cauza modernizării sau readaptării tehnologiilor utilizate. Într-o etapă pe care o parcurgem, indicațiile concludente sugerate de această parte și ce stat privesc folosirea mai rațională a spațiilor de producție, sporirea capacităților de producție prin reabilitarea instalațiilor noi și mașinilor existente cu și fără vibrații, creșterea gradului în spațiile existente, în vederea satisfacerii cerințelor economice de folosire a spațiilor construite, necesită ca să fie adoptate unele soluții noi de fundații, care să asigure în mod sigur crearea condițiilor necesare pentru exploatarea în condițiile reducerii consumurilor de energie și a costurilor și cheltuielii minime de investiții.

Trăgând în discuție probleme foarte actuale și importante, vom prezenta în continuare unele soluții noi de fundații.

În acest context autorul își propune ca în următoarele capitole să prezinte unele soluții de fundații pentru mașini, care să asigure în mod cert și durabil rezistența și stabilitatea și să permită obținerea unor comportări satisfăcătoare în exploatarea privind atât stabilitatea și siguranța cât și confortul dinamic flexibil și adaptabil față de caracteristicile dinamice ale mașinilor.

2.1. Izolatori de vibrații

În denumirea generică "izolatori de vibrații" se înțelege elementele elastice prin a căror deformare este posibilă să se realizeze, respectiv face posibilă izolarea mașinilor de vibrații.

Consistă în un sistem oscilant cu un singur grad de libertate (fig. 1.17) alcătuit într-un corp rigid, reprezentat de masa m a șasiului mașinii + fundație având masa M , care poate să se deplaseze de la izolatoari de vibrații cu caracteristici elastice și amortizante sau și pe lângă aceasta, fundația, pardoseala etc. pot să se deplaseze.

În cazul în care reprezintă sursa de vibrații (fig. 1.17) $F(t)$

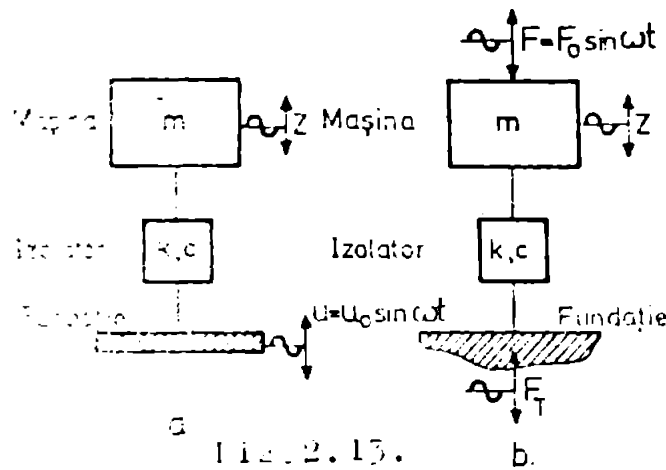


Fig. 2.13.

proiectării creșterii rezistenței și a siguranței acestor structuri. În acest scop este necesară cunoașterea amplitudinii vibrațiilor perturbatoare în funcționarea ed. și a vitezei și accelerației acestor vibrații.

Amplitudinea de vedere a vibrațiilor ($\omega \neq \omega_0$) - este în funcție de starea izolării active a mașinii [20].

În cazul în care terenul de fundare sau fundația (fig. 2.13. b) se lasă în mișcare vibratorie, rezultă o situație în care aceste vibrații ale mașinii sau ale terenului de fundare pot fi în această situație se realizează izolarea pasivă a mașinii (fig. 2.13. a).

Eficiența izolării rezultă din evaluarea cantitativă a răspunsului sistemului la variațiile și solicitările din teren și din viteza și accelerația terenului, reprezentate de:

a) transmisibilitatea absolută, denumită și transmisibilitatea forței transmise fundației (transferul) T_p , care este raportul dintre forța de excitație F sau, respectiv, între amplitudinea vibrației terenului și amplitudinea vibrației mașinii [20];

b) transmisibilitatea relativă - care se definește ca raportul între amplitudinea deformației izolatorului și amplitudinea vibrației fundației.

c) coeficientul de răsunet al mașinii - care este raportul dintre amplitudinea deformației mașinii și călul obținut prin deformarea terenului la aceeași forță de excitație la constanta elastică și amortizantă a izolatorului.

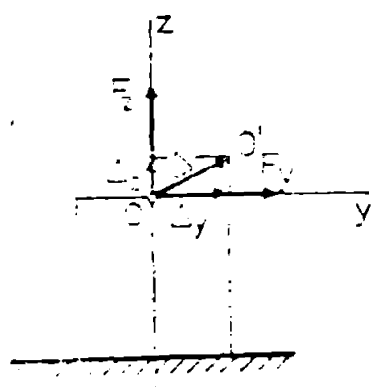
Caracteristicile principale ale unui izolator sînt: funcția de greutate elastică de preluare și sarcinilor care se aplică în funcționare, la unele tipuri de izolatori, cum sînt cele din cauciuc sau din plastic sau sintetice, ambele funcții - de susținere a sarcinii și de disipare a energiei - pot fi realizate de un singur element.

Considerînd un element elastic (izolator), acesta este în general în general trei axe de simetrie (fig. 2.14).

- o axă longitudinală z

- două axe transversale x și y .

În punctul 0 este aplicată o forță F care are direcția



forțele F_z și F_y , elementul elastic se deformaază producându-se o deplasare Δz .

Din motive de simetrie, deplasarea Δz poate fi provocată numai de componenta F_z și Δy numai de F_y . În acest caz se definesc cele două constante elastice caracterizante:

- constanta elastică longitudinală

$$k_z = \frac{F_z}{\Delta z} \quad \text{și} \quad (2.1)$$

- constanta elastică transversală

$$k_y = \frac{F_y}{\Delta y} \quad (2.2)$$

Dacă nu există aceste simetrii, o forță F poate produce deplasări în pe a două direcții iar relațiile de calcul vor avea forme complicate.

În fundațiile de mașini se montează mai multe izolatoare elastice în diferite succinții:

- în paralel - atunci când dispunerem elasticilor în paralel

și când vibrații în fiecare izolatort suferă de aceeași amplitudine

- în serie - când izolatorii sînt montați pe două sau mai multe niveluri, separate prin elemente rigide (C_1, C_2, \dots, C_n). Deplasarea fundației este reprezentată de suma deplasărilor izolatort elastice.

Elementele elastice plasate sub fundație se pot clasifica în două feluri:

- plăci continue așezate sub întreaga suprafață a fundației, care pot fi din piatră, cauciuc, pînă, lemn, beton etc. strat elastic continuu putînd fi considerat ca fiind un element

- elemente discrete - reprezentate de arcuri, resorturi, piloni din oțel, piloni de beton armat sau metalici etc.

Privind comportarea izolatort sub încălzire, se pot distinge două situații în două grupuri:

- izolatori liniari - atunci când raportul încălzirii δV și coeficientul (δV) este permanent o valoare care nu se modifică.

- izolatori neliniari - când același raport δV și coeficientul (δV) variază în funcție de deplasarea izolatort din cauza

existenței izolatort liniari cu forțe reactoare care deplasările elastice se pot determina prin calcule relative și prin

În cazul izolatoarelor neliniare dependența forțe-deformație este de multe ori stabilă numai pe cale experimentală.

În fig.2.15. sînt prezentate curbele caracteristice for-

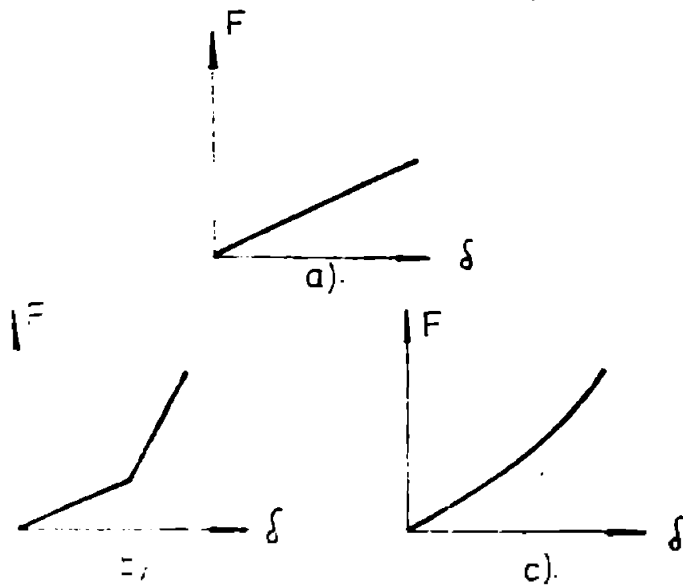


Fig.2.15.

ță-deformație pentru izola-
rii liniare (a) și izolații
neliniare care poate fi de for-
ma (b) - elasticitate elastică
sau elasticitate neliniară (c).
Se spune că un izolator are
elasticitate cubică dacă între
forțe și deformație există
relație de forță:

$$F = k_0 \delta + k_1 \delta^3 \quad (2.17)$$

Izolatorii neliniari sînt
caracterizați prin elasticitate

de amortizare, astfel ca la încălzire și respectiv răcire, rela-
ția dintre forță și deformație nu este identică.

Modulul izolației vibrațiilor atunci când este neliniară
se poate face cu destulă precizie, înțelegându-se că în
calculul amortizării, eventual, în unele cazuri, în măsura în care
se ține seama de efectele statice ale neliniarității.

Calculul lucrului se poate realiza și în cazul neliniarității
amortizării considerînd o rigiditate aproximativ egală cu cea
medie a izolatoarelor; fiind vorba de amortizări mici și de
vibrații mici ale mașinii și forțele aplicate, în aceste condiții
amortizarea devine importantă și trebuie considerată în calcul,
deși rigiditatea izolatoarelor crescînd odată cu forțele aplicate și
deformațiile. Izolatorii de cauciuc supuși la vibrații mici și
amortizări mici sînt caracterizați printr-o elasticitate liniară
de formă:

Pentru un izolator liniar, în relația de rezonanță
amortizată, propriu:

$$\omega = 2\pi \cdot f = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.18)$$

Rigiditatea k reprezintă o constantă.

Dacă izolatorul este neliniar, rigiditatea reprezintă
valoarea curbei caracteristice forțe-deformație, relația (2.18)
sîmbolizează sub forma:

$$\omega = 2\pi \cdot f = \sqrt{\frac{g \cdot \frac{dF}{d\delta}}{G}} \quad (2.19)$$

unde G reprezintă greutatea totală aplicată pe izolator, $g =$

energia gravitației, $\frac{dF}{d\sigma}$ panta tangentă la curba în poziția de echilibru static. Vibrația se desfășoară în jurul acestui zădărnici, pulsând și amortindu-se în considerare caracteristicilor de rigiditate și rezistență la deformare ale elementelor care compun sistemul. În cazul în care izolatorul se deformează în jurul caracteristicilor de rigiditate și rezistență la deformare, pentru a putea determina rezistența și rezistența la deformare, să se realizeze un sistem reprezentativ al totalității de rezistențe și rezistențe la deformare se va realiza în urma unor procedee de acționare prin impulsuri.

În cazul în care, în timpul vibrațiilor, se realizează o deformare și o rezistență la deformare în același timp, se va realiza un sistem reprezentativ al totalității de rezistențe și rezistențe la deformare.

În unele cazuri, spre exemplu, în cazul în care se realizează o deformare și o rezistență la deformare în același timp, se va realiza un sistem reprezentativ al totalității de rezistențe și rezistențe la deformare.

$$F = \frac{m \cdot \ddot{x}}{g} + \frac{F \cdot \delta}{\Delta l_0}$$

- în cazul în care se realizează o deformare și o rezistență la deformare în același timp, se va realiza un sistem reprezentativ al totalității de rezistențe și rezistențe la deformare.
- în cazul în care se realizează o deformare și o rezistență la deformare în același timp, se va realiza un sistem reprezentativ al totalității de rezistențe și rezistențe la deformare.
- în cazul în care se realizează o deformare și o rezistență la deformare în același timp, se va realiza un sistem reprezentativ al totalității de rezistențe și rezistențe la deformare.



În figura 2.11 se prezintă caracteristicile de rezistență și rezistență la deformare ale unui sistem reprezentativ al totalității de rezistențe și rezistențe la deformare.

dependența dintre rigiditate și deformatie definită prin (2.10) este reprezentată grafic în Fig. 2.17.

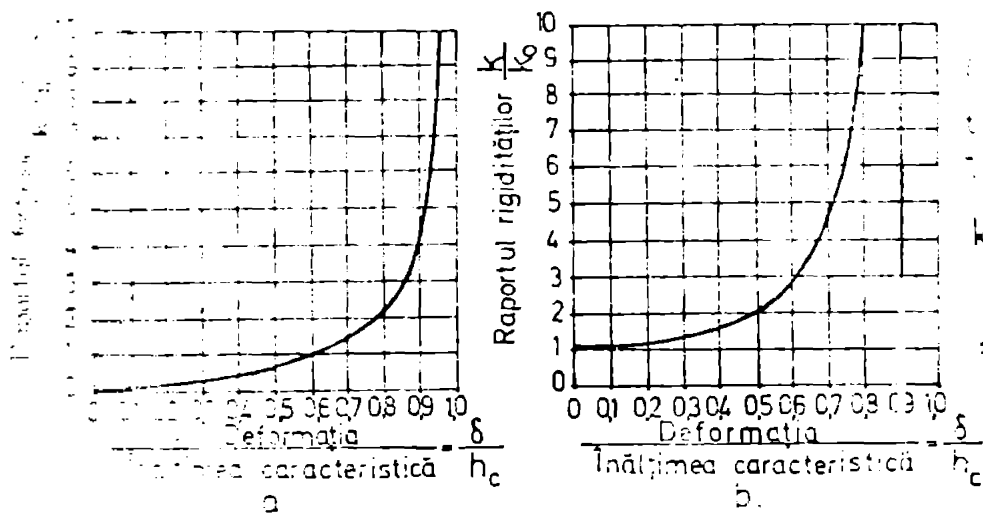


Fig. 2.17.

$$k_0 \sqrt{hc} = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{2,46 n_g^2 \left(\frac{G}{k_0 hc} \right) + \left(\frac{k_0 hc}{G} \right)} \quad (2.11)$$

care este reprezentată grafic în Fig. (2.18)

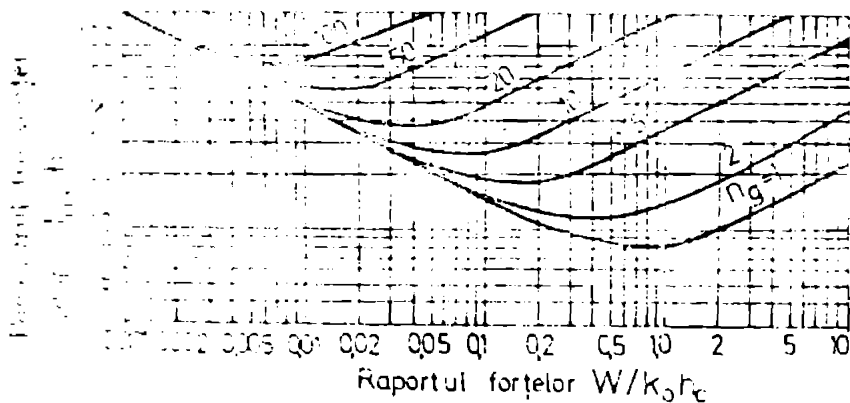


Fig. 2.18.

Teoretic și experimental, pentru izolator, fiind dată valoarea multiplicatorului de accelerație n_g , pulsația proprie a sistemului de izolare se determină folosind valorile hc și $\frac{g}{f n_0^2}$.

Deformația izolatorului ca rezultat al acțiunii, potestilor de accelerație se determină prin substituirea forței $F = n_g G$ în formula (2.6), explicitând raportul adimensional $\frac{\delta}{hc}$

$$\frac{\delta}{hc} = \frac{2}{\pi} \arctg \left(\frac{\pi n_g}{2} \frac{G}{k_0 hc} \right) = \frac{2}{\pi} \arctg \left[\frac{g}{\delta \pi} \left(\frac{n_g}{hc f n_0^2} \right) \right] \quad (2.12)$$

Fig. 2.19. Frecvența proprie de rezonanță, pentru cazul când izolatorul nu este deformat de forțe adică $n_g = 0$.

Dacă în relația (2.10) se înlocuiește cu $n_g G$ se obține:

$$k = \frac{dF}{d\delta} = k_0 \sec^2 \left(\frac{\pi \delta}{2hc} \right) = k_0 \left[1 + \left(\frac{F \pi}{2k_0 hc} \right)^2 \right] \quad (2.10)$$

În ordonata este reprezentată în funcția proprie în experiment în dezvoltarea de rezonanță pentru diferite valori ale distanței hc (0,1) a izolatorului. Pentru determinarea pulsației proprii se aplică curbele forță-deformație.

În fig. (2.19) este prezentată o diagramă pentru un sistem cu două frecvențe proprii și o deformare a unui sistem de 12 etaje cu o fundație izolată și caracteristic exprimate prin δ și γ . Deformația totală δ_0 și izolatorului δ_1 sunt:

$$\delta_0 = \frac{1}{11} \frac{h}{c} \omega^2 \quad \text{și} \quad \delta_1 = \frac{1}{11} \frac{h}{c} \omega^2 \left(1 - \frac{1}{11} \right)$$

Valoarea parametrului $\frac{h}{c} \omega^2 = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{1}{11} \right)$ se transformă în sisteme de coordonate în care sînt trasate valorile frecvențelor proprii $\frac{1}{11}$ și se citește pe scară de abscise iar valorile deformației de la $\frac{1}{11} \frac{h}{c} \omega^2$ pe scară de ordinată absciselor.

Alina a înțelegere modului de utilizare a fig. 2.19) se consideră un exemplu, se cere să se

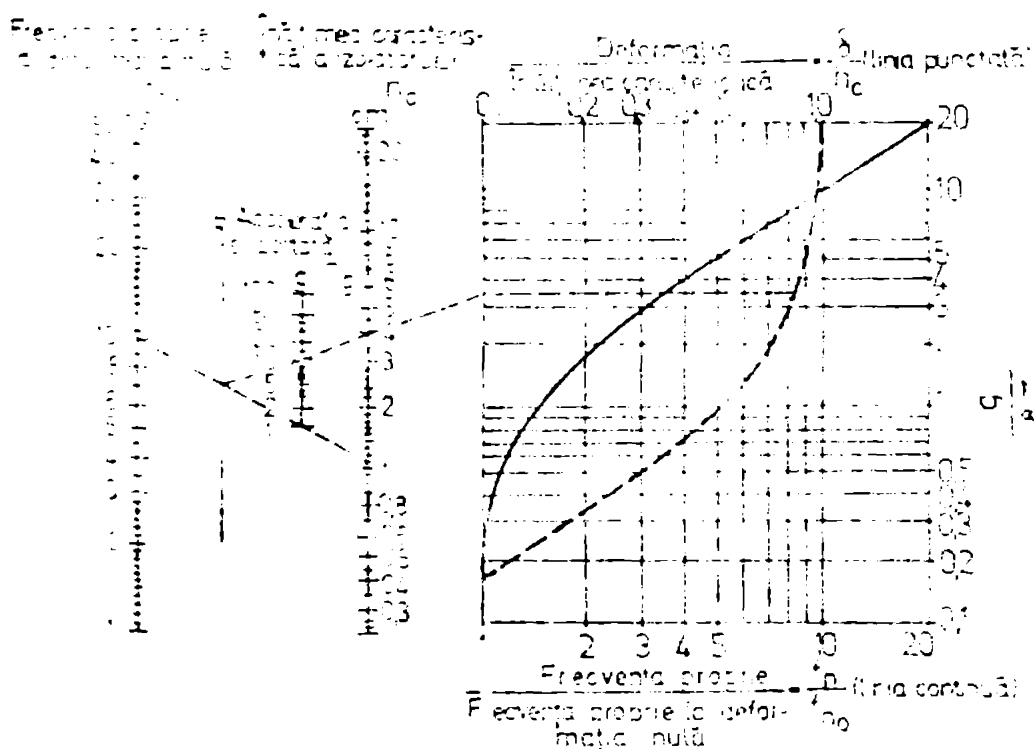


Fig. 2.19)

dat

se să se determine deformația totală și izolatorului pentru un sistem cu două frecvențe proprii de 11 Hz și 12 Hz, cu o fundație izolată și caracteristic exprimate prin $\delta = 0,01$ și $\gamma = 0,01$.

Se prezintă astfel diagrama din fig. 2.19) pe care se citește de la scara de abscisă valoarea deformației totale și izolatorului pentru o frecvență proprie de 11 Hz și 12 Hz. Se observă că deformația totală este mai mare decât deformația izolatorului și crește mai rapid cu frecvența proprie. Se poate observa și că deformația totală este mai mare decât deformația izolatorului și crește mai rapid cu frecvența proprie.

toarea $\frac{h_b}{h_c} = 3,5$ și $\frac{\delta}{h_c} = 0,81$;

rezultă că deformația izolatorului în echilibru de arzare a accelerației la care este supus va fi $\delta = 0,81 \cdot h_c = 0,81 \cdot 1,27 = 1,027$ cm.

Frecvența proprie neamortizată, care, bazatoare pe accelerației 11 g este:

$$f_n = 3,5 \quad f_{n_0} = 3,5 \cdot 10 = 35 \text{ Hz}$$

În fig.(2.20) pentru $\xi = 0,2$ și $f/f_n = \frac{100}{35} = 2,85$ rezultă că transmisibilitatea este 0,22.

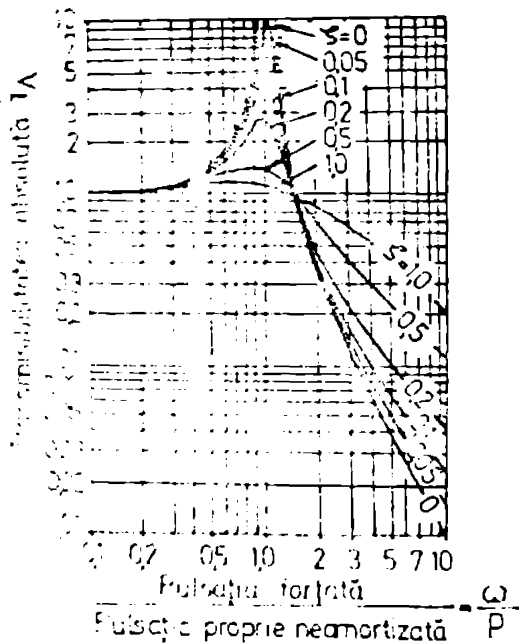


Fig. 2.20

Prin urmare, se poate explicita greutatea G_0 sub ipoteza:

$$G_0 = \frac{2k \cdot h_c}{\pi \cdot \delta} = \frac{k_0 \cdot g}{2\pi^2 (f_n)_{min}^2} \tag{2.13}$$

la care frecvența proprie minimă $(f_n)_{min}$ se calculează ca urmare:

$$(f_n)_{min} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{u_g \cdot g}{\pi h_c}} \tag{2.14}$$

și este reprezentată în graficul din fig.(2.21) în funcție de valoarea caracteristică h_c și de valoarea caracteristică a accelerației u_g .

Greutatea G_0 sub care izolatorul are frecvența proprie minimă se poate determina din fig.2.21 în funcție de rigiditatea inițială F_0 și de frecvența proprie minimă $(f_n)_{min}$.

Când izolatorul este sollicitat, el trebuie să aibă frecvența proprie minimă, ce-

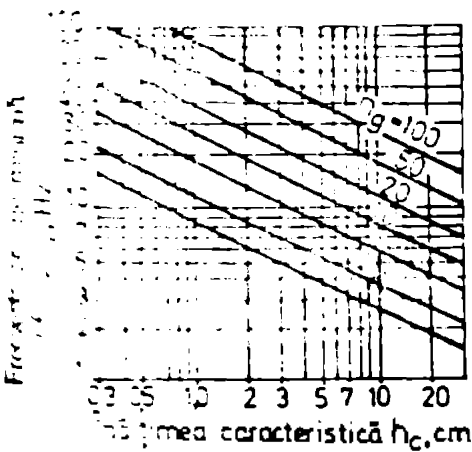


Fig. 2.21.

formație izolatorului este dată de înălțimea caracteristică ($\delta = \frac{hc}{2}$) iar rigiditatea sub sarcină

sarcinii este dublul rigidității inițiale ($K = 2k_0$).

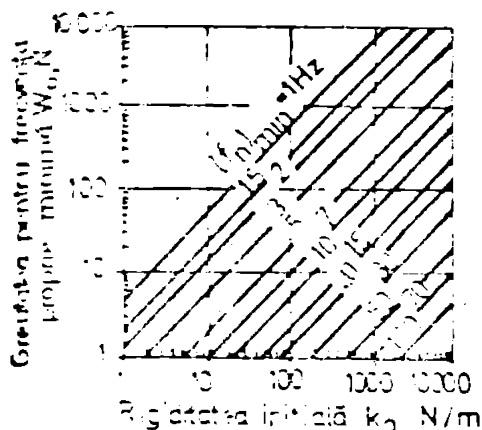


Fig. 2.22.

de viteză, eficiența unui izolator este raportul dintre viteza izolată transmisă unei mașini atărate direct de fundație și viteza corespunzătoare (viteza) unei mașini care se atărează la izolator, $v_2^{(I)}$ (Fig. 2.23).

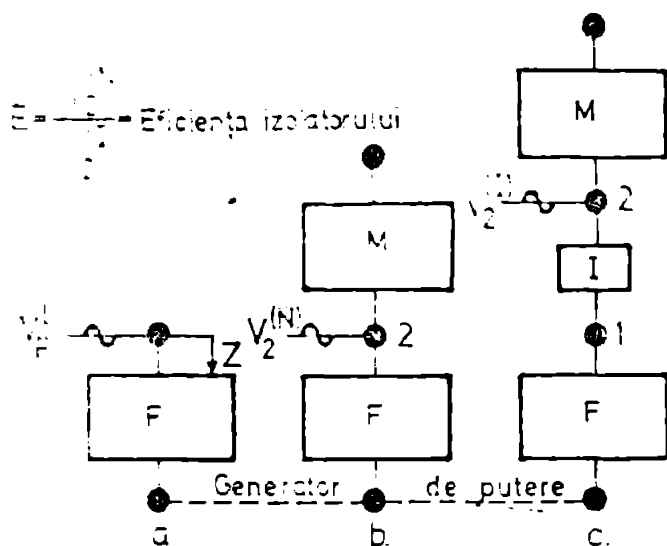


Fig. 2.23.

Dacă izolatorul se consideră ca o forță rigidă, iar viteza corespunzătoare se notează cu $v_2^{(N)}$.

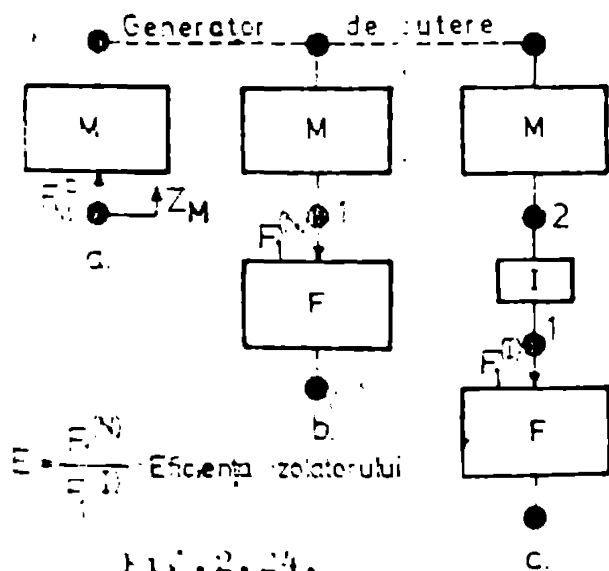


Fig. 2.24.

2.4.1. Studiul eficienței izolatorului

Prin eficiența unui izolator se înțelege măsura reducerii vibrației, reducere datorată existenței lui. În general, eficiența poate fi exprimată prin viteza de vibrație sau prin forța de vibrație. Expresia în funcție

de viteză, eficiența este raportul dintre viteza izolată transmisă unei mașini atărate direct de fundație și viteza corespunzătoare (viteza) unei mașini care se atărează la izolator, $v_2^{(I)}$ (Fig. 2.23).

În funcție de definiție, eficiența este raportul dintre viteza $v_2^{(I)}$ și $v_2^{(N)}$ sau (2.21).
 Valoarea vitezei la borna de intrare (2) v_2 se poate calcula relativ simplu în funcție de viteza liberă a forței v_1 și de impedanțele caracteristice - viteză care se notează cu $v_2^{(I)}$ când există izolator.

Cu aceste considerații și notații, expresia caracteristică are forma:

$$E = \frac{v_2^{(N)}}{v_2^{(I)}} \quad (2.21)$$

Cum expresia transmisibilității forței este identică cu cea a transmisibilității vitezei, relația (2.15) este valabilă

și pentru eficiența transmisibilității forței:

$$E = \frac{F_1^{(N)}}{F_1^{(I)}} \quad (2.10)$$

unde $F_1^{(N)}$ este forța transmisă fundației cu mașina atașată direct (fig. 2.24.b) și $F_1^{(I)}$, forță corespunzătoare cu izolatorului intercalat.

Calculul eficienței izolatorului permite astfel alegerea optimă a sistemului de izolare, sistem care să permită atenuarea maximă a forțelor dinamice transmise, fără a neglija însă prețul de cost al izolatoarelor, astfel ca să se obțină o eficiență tehnico-economică sporită.

Realizarea unor izolatori de vibrații cu alcătuire simplă și din materiale ieftine indigene care să poată fi executate într-o gamă variată de forme și cu caracteristici elastice diferențiate, constituie una din direcțiile de cercetare abordate de autor și prezentate în cadrul tezei de doctorat.

În această idee, s-a studiat (și se prezintă în cadrul tezei) un nou material elaborat din deșeurile de cauciuc, denumit "MOR".

2.5. Izolarea antivibratorie cu izolatori de vibrații din cauciuc

Fundațiile de mașini ca și fundațiile construcțiilor industriale, se realizează în scopul principal de a favoriza transmiterea încălzirilor la terenul de fundare, pe o suprafață cât mai mare așa încât presiunile ce apar să nu depășească valorile admise ale acestuia. În afară de aceasta, fundațiile mașinilor au în plus și rolul de a asigura condițiile corespunzătoare de lucru ale mașinii, în sensul "protejării" acesteia prin evitarea apariției unor eforturi suplimentare în părțile componente ale mașinii și prin asigurarea poziționării relative precise și durabile a ansamblurilor.

Ținând cont de modul de funcționare și natura încălzirilor generate, ansamblul fundație + mașină împreună cu terenul de fundare se prezintă ca un sistem oscilant. Pentru a evita fenomenul de rezonanță care se produce în momentul când frecvența perturbatoare se identifice cu cea a ansamblului, una din căi ar fi cea de a alege o masă convenabilă a fundației, astfel încât posibilitatea de apariție a rezonanței să fie practic evitată. O altă posibilitate constă în a înapunțată, a corecta, caracteristicile elastice ale terenului de fundare, urmărindu-se același scop.

Adaptarea unei sau alteia dintre soluții se dovedește de multe ori
ca nu are rezolvare eficientă din punct de vedere tehnico-economic
prin antrenarea unor volușe importante de materiale și costuri
pe lângă la ridicarea prețului de cost și la prelunțarea termenilor
de execuție.

Această problemă este cu atât mai actuală în perioada
prezentă, când, în contextul crizei mondiale a energiei și a
urselor materiale, trebuie găsite noi căi și metode de
conservării de materiale în general și materiale energo-intensiv
ciment, oțel, etc) în special.

Problema nu ne privește numai pe noi, ea constituind
preocupări de mare importanță și în alte țări.

Privind în mod direct fundațiile mașinilor, cel mai
mult decât recomandată este cea de a folosi materiale elastice
re interpusse între fundație și mașină sau între fundație și teren.
Se permite modificarea convenabilă a caracteristicilor
ale sistemului fundație+mașină+teren de fundare astfel încât să
se realizeze și realizarea se face în condiții tehnico-economice
optime.

În acest context se înscriu și lucrările științifice
despre fundațiile de mașini care a avut loc în timpul
la Leningrad /59/, concluzia finală fiind aceea
că, una dintre alternativele eficiente tehnice și
economice pentru reducerea vibrațiilor este folosirea materialelor
elastice, îmbunătățirea și studii caracteristici
de acestora precum și realizarea unor sisteme eficiente de
protecție antivibratorie.

2.5.1. Cauciuci - un bun material izolator antivibrator

Cauciucul este definit ca fiind un material elastic
care poate fi elaborat astfel încât să prezinte deformări
reversibile și viteza mare de revenire.

În familia mare a "cauciucului" intră atât "cauciucul
natural" care se obține din sucul rășinos al arborelui de cauciuc
sau din rășinile de cauciuc și un grup mare de cauciuci sintetici
care se obțin prin polimerizarea diferiților compuși organici.

Caracterizată printr-un nivel de elasticitate mare, este
capabilă să suporte deformări foarte mari (până la de zece ori
de la dimensiunea inițială) după care revine rapid la dimensiunea
inițială. Deoarece este un material elastic, se caracterizează și printr-o
coeziune internă importantă.

Pe lângă alte materiale prezintă multiple avantaje din punct de vedere privitoare la posibilitățile variate de forare în parte în prelucrat, faptul că poate fi răbitat adecvat și ca materie plastică, poate fi elaborat după diferite rețete care îi conferă proprietăți diferite. Cauciucul nu se corodează, nu are nevoie de lubrifiere iar dependența dintre deformare și efort poate fi aleasă convenabil prin alegerea unei forțe corespunzătoare a rezistenței. Toate acestea precum și alte proprietăți fac din cauciuc unul dintre cele mai bune materiale izolatoare, dar care nu este cel mai indicat.

2.5.1.1. Proprietățile fizico-mecanice ale cauciucului

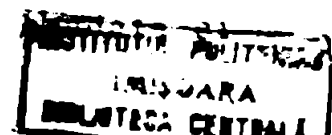
Caracteristicile fizico-mecanice ale cauciucului depind între altele de rigiditatea (duritatea) acestuia, de forsa și de mărimea epruvetei folosită în experimentare, de temperatură ca și de viteza cu care se produce deformarea.

În general, analiza caracteristicilor lor se face mai întâi, exprimând ultimii doi parametri și care apoi se fac în distanțe cu influențe asupra caracteristicilor fundamentale.

În fig. (2.25) sunt reprezentate curbele tipice de dependență între efort și deformare determinate pe epruvete de cauciuc de duritate în duritate (a), compresivitate (b) și de duritate (c) și (d) observarea decompunției cauciucului în timp. Dacă duritatea este variabilă, dependența fiind de duritate, forsa aplicată este posibil să se determine o schimbare a durității și elasticității. În afara de aceasta, în cazul solicitării la compresivitate, dependența (curba efort-deformare) este influențată de forta unit de forsa epruvetei. Având în vedere că cauciucul este plastic incompresibil, deformarea se produce în baza schimbării formei și nu a volumului. Pentru acest motiv, compresivitatea la compresivitate este dictată de faptul dacă epruveta încercată are suprafața încercată mare și suprafața liber deformabilă a epruvetei mică, raportul acestora putând denumirea de "factor de forsa".

Duritatea cauciucului este o altă caracteristică care este stabilită convențional și care poate fi corelată cu duritatea și elasticitatea - iar ea depinde de factorul de forsa al epruvetei. Această caracteristică se determină cu ajutorul unui penetrator care se introduce manual în cauciuc - penetratorul fiind reprezentat de un vîrf tronconic cu diametrul vârfului de 0,75 mm și care are cambrat pentru o forță cuprinsă între (0,5... 8) $\cdot 10^{-3}$ N.

Duritatea ca valoare este citită pe o scară



e fiindcă natura visco-elastică a materialului, această valoare ar fi influențată de frecările laterale pe trunchiul de con, modul de aplicare al aparatului pe probă etc. toate acestea fiind să ducă la valori diferite chiar pentru unul și același material.

Duritatea cauciucului se determină conform STAS 441.1-77 și se măsoară în grade internaționale de duritate (Schore).

O altă caracteristică a cauciucului este rezistența la rupere, care se determină pe probe de dimensiuni reduse detașate din plăcuțe de cauciuc la care se dorește stabilirea acestei caracteristici. De obicei se determină efortul de întindere corespunzător unei alungiri duble față de lungimea inițială (200%), valoarea acestui efort fiind denumită și "modul 200%" spre a nu fi confundat cu modulul de elasticitate.

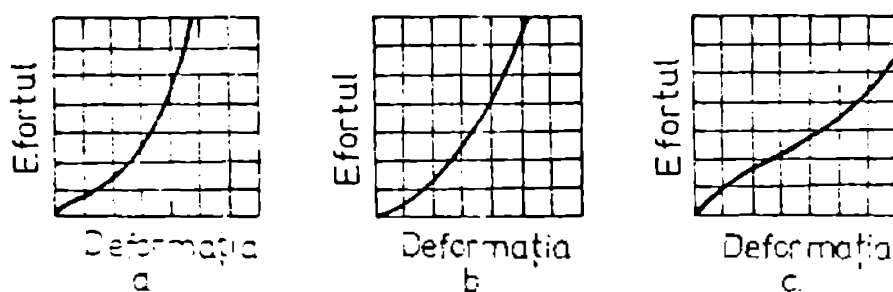


Fig. 2.25

Cauciucul folosit curent în construcția volanțelor multivibratori are valori ale rezistenței la rupere cuprinse în domeniul 3,5..25 N/mm² iar alungirea la rupere 150-600.

Rezistența la rupere se determină conform STAS 5881-70.

Curba efort - deformare pentru o epruvetă sau izolator

de cauciuc se prezintă ca în fig.(2.26)(în cazul unei acțiuni

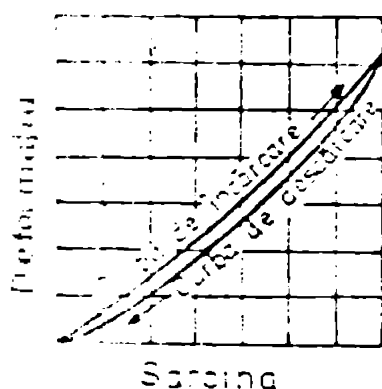


Fig. 2.26

"stative"). Suprafața cuprinsă între curba de încălzire și cea de descărcare reprezintă histeriza sau amortizarea materialului, proprietăți care împreună cu rigiditatea depind și de temperatura epruvetei și de viteza cu care se produce încălzirea (deformarea) probei. Pentru a obține o curbă stabilă, de obicei se face cel puțin trei cicluri încălzire-descărcare. Instabilitate deranjantă moleculară internă, are loc

o înmuiere a cauciucului, revenirea la starea inițială putându-se cupa câteva ore.

Literatura de specialitate recomandă ca stabilirea

celor efort-deformație să se facă la 25⁰C iar viteza de deformație să se aleagă astfel ca viteza de deformare să fie aprox. 0,15-0,2 mm/min., folosind trei cicluri de încălzire-dăscărire.

Deformația remanentă în compresie este o altă caracteristică importantă care se determină prin comprimarea probei cilindrice cu diametrul de 25,5 mm și înălțimea de 12,5 mm până la o deformație stabilită după care proba este expusă la o temperatură de 70⁰C (sau 70 ore la 100⁰C) după care se procedează desăcătura și timp de 30 min. proba este lăsată să-și revină. Prin măsurarea deformației remanente și raportarea acesteia la înălțimea inițială a probei (12,5 mm) se obține deformația remanentă care se exprimă în procente și care obisnuit are valori între 10 - 30%. Condițiile de expunere sînt dictate de caracteristicile și regimul de lucru al izolatoarelor /97/.

Înălbănirea caucucului reprezintă fenomenul de înălbănire a durității și reducere a elasticității, așa cum datorită modificărilor de semn, și se explică prin continuarea reacțiilor chimice ale vulcanizării după realizarea materialului ca produs finit.

Fenomenul se produce mai rapid în primele ore pentru ca apoi, după câteva zile să se producă o înălbănire permanentă. După exemplu, creșterea durității măsurată la 5 zile de vulcanizare și apoi la 10 ani, înălbănirea caucucului este reglementată în unele standarde internaționale (Shore).

Reducerea elasticității caucucului în timp este provocată de oxigenul și ozonul din aer care modifică structura chimică inițială. Pentru determinarea în laborator, procesul de termo-oxidativ este accelerat prin introducerea probelor de cauciuc a fi încercate, într-o etuvă cu circulație forțată a aerului, menținându-se 70 ore la 70⁰C sau 100⁰C.

Unele laboratoare de cercetări introduc un rezultat mai sigur, acționînd probele timp de 28 de zile la 70⁰C - I.M.I.L. în laborator.

După "tratarea" corespunzătoare, se fac determinări pe probele labortinate și în paralel pe probele noi, nefinite, și se determină reducerea procentuală a rezistenței la rupere, alungirea la rupere și creșterea durității Shore.

Cînd caucucul este expus direct acțiunii atmosferei - oxigen, ozon, raze ultraviolete, ploare etc. - ceea ce nu este cazul izolatoarelor obișnuite folosite în încăperi protejate - încercările și testările sînt mai complexe și mai "dure". Iată:

Creșterea calităților privind rezistența la abstracțiunea termică
oxidativă se face prin folosirea unor ingrediente plastifi-
canti.

Caracteristicile cauciucului suferă adinamic și static
când acesta vine în contact cu uleiuri și solvenți de natură hidro-
carbonată. În acest sens se poate preciza că în prezența acestor
medii se înmoaie, se gonflează până la valori de 200% și se
scade rezistența la întindere și alungirea la rupere cu până la
50%.

În funcție de mediul în care se folosesc izolațiile de
cauciuc, epravele din material sînt expuse în lichide la tempera-
turi de 70 ore la 100°C și 150°C - pentru determinarea gîr-
turii spre exemplu, iar rezultatele se compară și se calculează
pierderile procentuale față de rezultatele obținute pe epravele
de referință.

Obținerea unui cauciuc rezistent la acțiunea mediilor
și solventilor implică folosirea unor ingrediente plastifi-
canti și aditivi. Pentru acest motiv de obicei se
folosește unii cauciuc "obșnuit" dar izolațiile se pot face
și din cauciuc în contact cu aceste tipuri de lichide sau se
folosesc cauciuci speciali.

La încălzirea cauciucului la temperaturi scăzute
de lucru, se încreșcă duritatea, deci se devine mai rigid
și se reduce elasticitatea. Aceste schimbări
sînt datorate temperaturilor joase se datoresc atât
construcției moleculare a cauciucului cât și schimbării
conformației unor segmente ale moleculei de cauciuc, se
datoresc și unei schimbări a coerenței și
de ordine și a coerenței specifice a cauciucului.

A evitarea schimbărilor datorate temperaturilor
se poate face prin adăugarea unor plastifi-
canti în timpul procesului de elaborare. Aceasta se face
prin adăugarea unei cantități de plastifi-
canti care are ca efect secundar reducerea aderenței cauciucului la
substratul din care este realizat.

Ca o consecință a histerizei, o probă de cauciuc
sub acțiunii de deformare dinamică, produce o încălzire
și duritatea se reduce.

Dacă proba este supusă la temperaturi joase, atunci
duritatea crește destul de repede pînă cînd se produce schimbarea
de stare și se realizează tranziția de stări. Aceasta
îi corespunde o anumită temperatură - temperatura
de tranziție și rigiditatea cauciucului.

Într-un sistem oscilant în care asupra cauciucului se

care se aplica o forță dinamică de intensitate constantă, există o temperatură limită sub care efectul rigidizării deosebite pe care misterizarea (de reducere a rigidității), temperatura sub care proba (izolatorul) nu se mai încălzește ca urmare misterizării. Această temperatură depinde de natura și compoziția materialului, de parametrii vibrației (amplitudine, frecvență etc.) și de mărimea și forma probei de cauciuc ca și de pierderile de căldură în mediul ambiant.

În fig. (2.27) sînt reprezentate curbele de creștere a modulului de elasticitate relativ

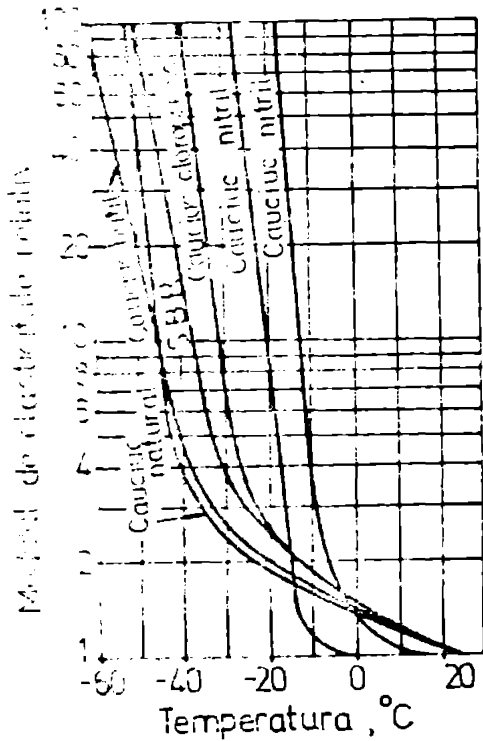


Fig. 2.27.

(luînd ca bază modulul unitar) pentru diferite tipuri de cauciuc, în funcție de reducerea temperaturii raportată la o temperatură etalon de 25°C.

O altă caracteristică a cauciucului constă în continuarea deformării după cea inițială, produsă sub anumit efort - acesta fiind fenomenul de fluaj sau deformare de relaxare și care apare în legătură cu oseriația remanentă la compresione și la relaxarea cauciucului ca urmare a pierderii a proprietăților de curgere ale acestui material).

Pentru caracterizarea diferitelor tipuri de cauciuc se definește "fluajul relativ" denumit prin relația:

$$d = \frac{\epsilon_t - \epsilon}{\epsilon} \quad (2.17)$$

unde: d - este fluajul relativ în procente la un anumit moment t
 ϵ - deformația specifică după un minut
 ϵ_t - deformația specifică la timpul t

Această caracteristică depinde de temperatura probei de cauciuc, motiv pentru care se determină la o anumită temperatură constantă.

În fig. (2.28) este reprezentată variația raportului dintre fluajul relativ la diferite temperaturi (70°C - 10°C) și fluajul relativ la o temperatură standard (55°C) în timp (1 zi, 10 zile) pentru cauciucul natural. Cum timpul necesar pentru încercări de fluaj real este îndelungat, o corelație bună se poate obține prin încercări și determinări ale deformației remanente la compresione.

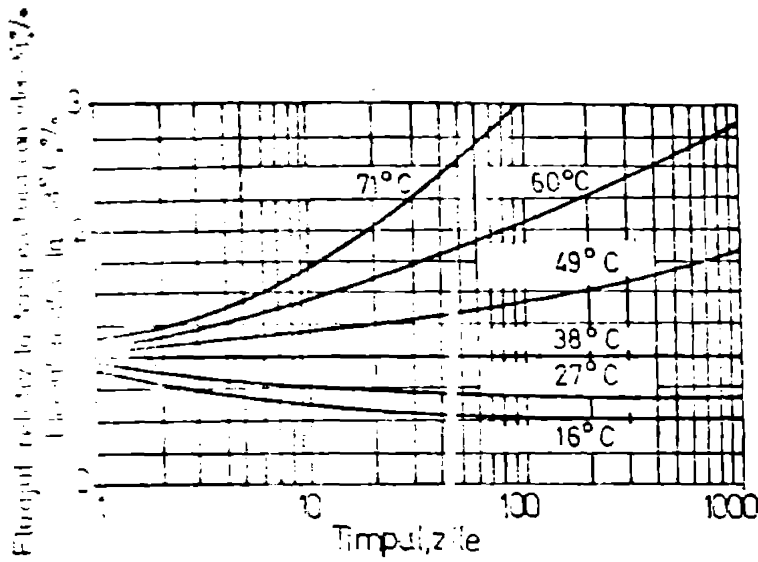


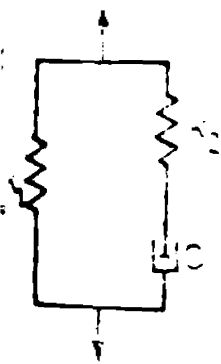
Fig.2.28.

2.5.1.2. Caracteristicile dinamice ale cauciucului

Ca și comportamentul elastic, cauciucul nu este perfect elastic, el se caracterizează printr-o amortizare internă iar mediatarea sa crescând odată cu frecvența acțiunii sinusoidale. Comportarea cauciucului

poate fi schematizată printr-un model matematic idealizat cu care se compară rezultatele experimentale, în acest sens, cauciucul se apropie de cel mai mult de așa numita comportare visco-elasto-linică.

Dacă se consideră modelul mecanic utilizat în Fig.2.29



acționat de o forță sinusoidală de formă:

$$F_z = F_{z0} \sin \omega t$$

expresia matematică a răspunsului este de forma:

$$z = \frac{F_{z0}}{k_1 + k_2} \left[\sin \omega t + \frac{k_2 \sin \omega t}{k_1(1 - \omega^2 \psi^2)} - \frac{k_2 \omega \psi \cos \omega t}{k_1(1 + \omega^2 \psi^2)} \right] \quad (2.15)$$

Fig.2.29. în care:

- k_1 - este caracteristica elastică a arcului 1
- k_2 - caracteristica elastică a arcului 2
- c_1

$$\psi = c_1 \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right) \quad (2.16)$$

unde ψ este coeficientul de amortizare viscoasă.

Cei trei termeni din paranteza ecuației (2.15) reprezintă componentele răspunsului modelului.

În primul rând, primul termen reprezintă de fapt răspunsul elastic care este în fază cu forța iar amplitudinea independentă de frecvență.

Al doilea termen este tot în fază cu forța și are amplitudinea dependentă de frecvență. Acest termen reprezintă caracteristica elastică a răspunsului visco-elastic.

Al treilea termen are amplitudinea dependentă de frecvență și este defazat cu $\frac{\pi}{2}$ față de forța și este cel care

ce la pierderi de energie.

Caracteristica denumita "modul dinamic" este raportul dintre amplitudinea deformației și amplitudinea unei probe de cauciuc pe parcursul unei perioade de solicitare dinamice. Ca și valoare, se consideră același raport al deformării la deformare pe parcursul ciclurilor repetate de solicitare, cu condiția ca frecvența solicitării să fie cuprinsă de 0,5 și 10 Hz.

La frecvențe crescătoare cu o valoare zero, modulul dinamic al cauciucului crește la început foarte repede după care se stabilizează la o valoare constantă pentru frecvențe între 2 și 10 Hz, funcție de natura cauciucului (natura polimerilor, îngrășămintă, temperatură etc). Peste aceste valori ale frecvenței, modulul crește mai lent atingând valori maxime la frecvențe de peste 100 Hz.

Valoarea modulului dinamic este influențată de aspecte și de temperatura probei de cauciuc, în sensul că temperaturile înalte conduc la o reducere sensibilă a modului dinamic. Temperaturi scăzute provoacă o sporire rapidă a rigidității și a modului dinamic.

În același timp mărirea modulului dinamic depinde și de mărirea amplitudinii deformației ce a safer. Totuși, în sensul că la o creștere a amplitudinii deformației are loc o reducere a modului dinamic, reducere care poate fi pînă la 1/3 la deformații de pînă la 2,5%.

În fig (2.30) sunt reprezentate curbele ce dau dependența

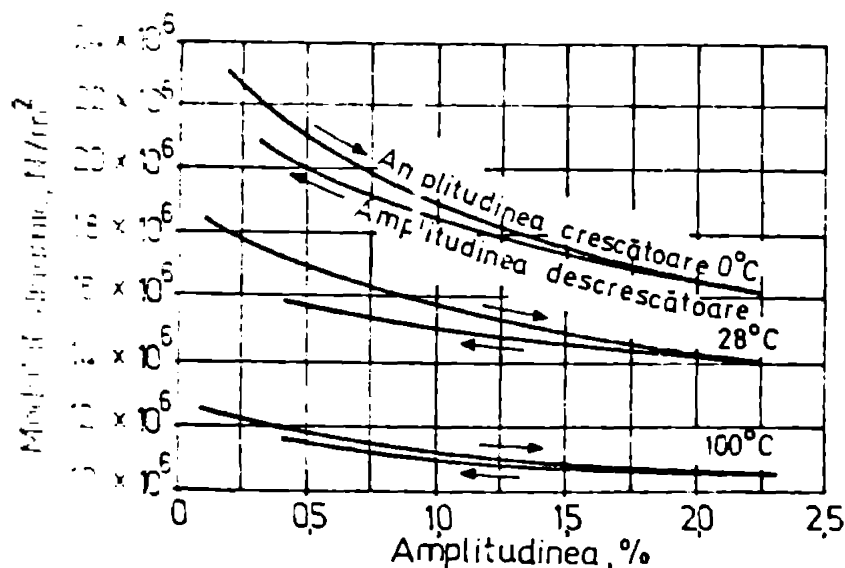


Fig. 2.30

de modulul dinamic și temperatura care rămâne constantă în funcție de amplitudinea deformației (0°C, 28°C și 100°C). S-a constatat că reducerea modului dinamic și a rigidității probei de cauciuc este mai importantă a modulului dinamic are loc la temperaturi înalte

deformare și la amplitudini mari. În cazul în care se mărește amplitudinea deformației și se mărește temperatura probei de cauciuc, se observă o reducere sensibilă a modului dinamic și a rigidității probei de cauciuc. S-a constatat că reducerea modului dinamic este mai importantă la temperaturi înalte și la amplitudini mari. În cazul în care se mărește amplitudinea deformației și se mărește temperatura probei de cauciuc, se observă o reducere sensibilă a modului dinamic și a rigidității probei de cauciuc.

al scizurii.

Amortizarea cauciucului poate fi analizată din perspectiva curba încălcare-încălecare - deformare a unei izolații cauciuc (fig. 2.51).

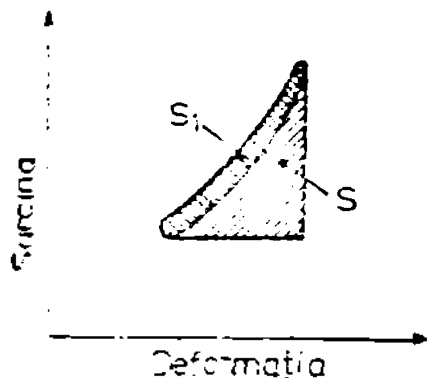


Fig. 2.51

Reprezentată în procente, amortizarea este definită prin relația

$$D = \frac{S_1}{S} \cdot 100 \quad (2.2)$$

în care S_1 reprezintă suprafața de încălcare-încălecare și S suprafața de sarcină-încălecare [52]. În general, cauciucii se caracterizează prin creșterea evidentă a amortizării odată cu frecvența, ajungând la zero; pe măsură ce frecvența crește

însă, creșterea amortizării este mai lentă și unde S_1 este o constantă într-un domeniu foarte larg al frecvențelor, după care se crească din nou la frecvențe de ordinul 10^7 Hz și ajunge la maximum la aproximativ 10^8 Hz.

Pentru domeniul frecvențelor mașinilor uzate, în general, se poate aprecia că valoarea pierderii de energie are loc o creștere în funcție de amortizări.

S-a constatat de asemenea că o creștere a temperaturii conduce la o reducere a amortizării și invers o scădere a temperaturii sau o normalizare are ca efect o creștere pronunțată a amortizării de elasticitate. Se poate aprecia că temperatura influențează mai mult amortizarea decât influențarea acesteia dinamic.

Privind celelalte satia probei de cauciuc, o creștere a temperaturii provoacă o reducere sensibilă a amortizării, astfel încât amortizarea se reduce dacă se procedează la mărirea temperaturii și invers. Dacă masa moleculară a polimerului de bază este mare, amortizarea mecanică s-a obținut prin sporirea materialului și nu prin masa cauciucului.

Pe lângă însușirile prezentate anterior, cauciucul este propriu și fenomenul de obascare. Astfel, cauciucul este un material care este supus la un efort de întindere și se deformează în timp, nefi efortul se menține constant, și în timp se alungește, nefi efortul se menține constant, și în timp se alungește și se alungească în timp și în final se rupe. Acest fenomen este rezultatul final al procesului de fluaj și este denumit scădere statică.

8. Dacă probe de cauciuc este supusă unui efort static

(în direcție-compresivă) oarecum simetrică după forma și poziția centrului. În cele mai frecvente cazuri de solicitare din viața viitoare, procesul este o combinație între cele două cazuri de generalitate, care concură în final la distorsiunea izolată care depinde de numărul de cicluri compresivă-întindere.

În fig. (2.52) sînt reprezentate rezultatele unor încercări

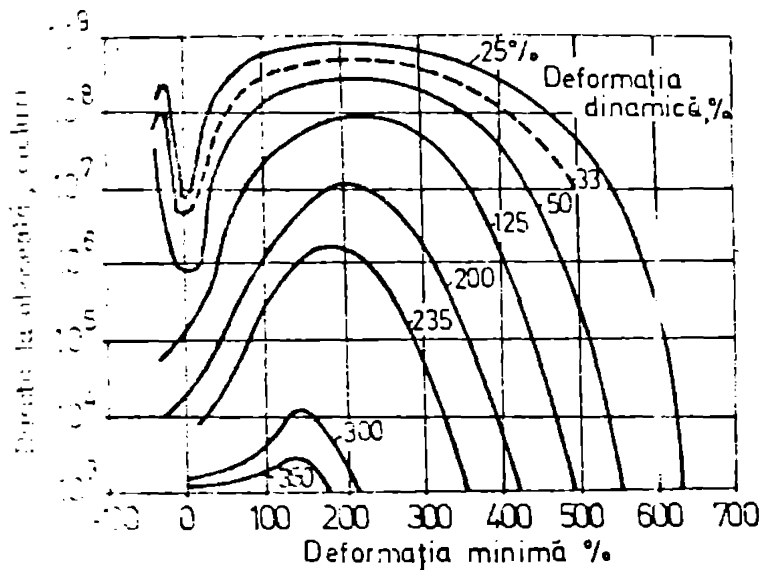


Fig. 2.52.

care privind rezistența la oboseală, au avut loc pe izolații de ca. 100 mm înălțime, în condițiile de solicitare.

Durata la oboseală este reprezentată în această diagramă prin valoarea maximă a curbei care corespunde unei valori fixe ale duratei de încercare din sine.

Deformația dinamică, procentuală, se definește ca fiind:

$$\frac{h_{max} - h_0}{h_0} \cdot 100 \quad (2)$$

unde: h_0 - deformația dinamică

$$\frac{h_{max} - h_{min}}{h_0} \cdot 100 \quad (3)$$

unde: h_0 - reprezintă înălțimea izolatoarelor în situația de deformare

h_{min} - înălțimea minimă deformați (compresivă)

h_{max} - înălțimea maximă deformați (întindere)

În punându-se diferite valori ale deformației din sine (25; 33; ...; 50%) s-au constatat următoarele:

a) în cazul deformațiilor mici (solicitări dinamice mici) există un minim evident al duratei la oboseală pentru cazul unei deformații, la finele fiecărui ciclu, este nulă;

b) punctele de maxim privind durata la oboseală se deplasează spre zona deformațiilor minime sau regresează odată cu creșterea deformației dinamice;

c) durata la oboseală se reduce pe măsura creșterii deformației dinamice - aspect care este provocat în parte de durată care apare în urma acțiunii dinamice.

S-a mai constatat cu ocazia aceluiași experimentări că

CAPITOLUL III

STUDIUL SI CERCETAREA UNUI NOU MATERIAL VIBROIZOLATOR

Valorificarea superioară a tuturor resurselor materiale constituie una dintre cele mai indicate măsuri de reducere a consumurilor de materii prime, materiale și energie, având ca rezultat direct și imediat creșterea eficienței economice.

În actuala conjunctură a crizei mondiale de materii prime și energie, problema recuperării și refolosirii este cu atât mai actuală mai ales în cazul materialelor energointensive, care prin natura tehnologiilor de elatorare înglobează în masa lor materii prime deficitare cum sînt hidrocarburile, împreună cu importante cantități de energie. Toate acestea concurează la obținerea unor produse scumpe adică la desfășurarea unei activități economice neeficiente.

În acest context, al recuperării și refolosirii unor resurse materiale se înscrie și elaborarea de tehnologii în vederea obținerii unor noi materiale vibroizolatoare care să înlocuiască materialele folosite în mod curent cum sînt mai ales cauciucul și pluta.

VIBRAMOR-este un nou material elastic, vibroizolator, obținut din deșeuri de cauciuc, ale cărui proprietăți îl fac posibil să înlocuiască în condiții bune materialele clasice folosite la realizarea sistemelor antivibratorii în practica proiectării și execuției fundațiilor de mașini.

3.1. Studii asupra unui nou material vibroizolator elaborat din deșeuri de cauciuc denumit "VIBRAMOR"

În cadrul Întreprinderii de Mase Plastice și Cauciuc "Bermetina" din Timișoara rezultă în urma procesului tehnologic o serie de deșeuri din cauciuc cărora mult timp nu li s-a dat o întrebuințare adecvată valorii acestui material.

Colaborarea dintre Catedra de Drumuri și Fundații a Facultății de Construcții a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara și specialiștii Laboratorului de cercetare "Bermetina" s-a materializat prin elaborarea unui nou tip de material elastic vibroizolator, denumit "VIBRAMOR" susceptibil de a avea utilizări superioare ca strat izolator antivibrator pentru mașini și fundații de mașini.

3.1.1. Prezentarea generală a materialului și a tehnologiilor de elaborare

Noul material a cărui denumire comercială este "VIBRAMOR" și se elaborează sub formă de plăci, se obține din resturi de cauciuc, granulate la mărimi de 1-4 mm și aglomerate cu latex de cauciuc sintetic, conținând agenți de vulcanizare, anti-oxidanți și agenți de expandare.

În secțiune, plăcile au un aspect de mozaic, compus din particule de cauciuc relativ mai dure, înglobate în liantul de cauciuc mai moale reprezentat de latex, având o anumită porozitate, motiv pentru care densitatea aparentă este redusă, cu valori de 1,0-1,2 g/cm³.

Prin tehnologia pusă la punct de către specialiștii Laboratorului Uzinal de Cercetări a I.M.P.C. se obțin plăci pătrate cu latura de maximum 670 mm și grosimea de 12 mm. (fig.3.1.)

3.1.2. Caracteristici fizico-mecanice

Din materialul elaborat s-au debitat epruvete standard pe care s-au făcut încercările de laborator, rezultând caracteristicile fizico-mecanice. În tabelul 3.1 sunt prezentate caracteristicile determinate, împreună cu valorile obținute cu și metoda de determinare standardizată.

După ce materialul a fost supus la un regim de îmbătrânire prin reținerea în aer cald la temperatura de 70^oC timp de 7 zile și respectiv 28 de zile, caracteristicile afectate de fenomenul de îmbătrânire au valorile prezentate în tabelul 3.2.

Prin compararea valorilor caracteristicilor obținute după ce materialul a fost supus regimului de îmbătrânire cu valorile inițiale, se constată că fenomenele termooxidative care au loc sînt reduse ca intensitate astfel că în general caracteristicile de rezistență și elastice nu suferă modificări esențiale. Singura caracteristică ce se modifică evident, reducîndu-se cu 25% este rezistența la flexiuni repetate, acest gen de solicitare nefiind însă caracteristic straturilor elastice vibroizolatoare.

Fig.3.1.

Tabelul 3.1

Nr.crt.	Caracteristica	Unitatea de masură	Valoarea	Metoda de determinare STAS
1	Rezistența la rupere	N/m ²	125	3889-71
2	Alungirea la rupere	%	180	3889-71
3	Puritatea	gr./intern	50	5441/1-74
4	Rezistența la	N/m ²	400	5699-69
5	Rezistența la flexiuni repetate	nr. flex	400 ⁴	7645-73
6	Densitatea aparentă	g/cm ³	1,02	10406-75
7	Contractia aparentă maximă	%	0,5	6437-76
8	Deformația la compresiune max	%	25	7791-67 B

Tabelul 3.2

Nr.crt.	Caracteristica	Unitatea de masură	Valoarea	
			la 7 zile	la 28 zile
1	Rezistența la rupere maximă	N/m ²	125	125
2	Alungirea la rupere maximă	%	180	180
3	Puritatea	gr./intern	50	50
4	Rezistența la flex repetate min	nr. flex	400 ⁴	400 ⁴

3.1.5. Cercetări și experimentări de laborator privind caracteristicile elastice ale materialului

Cercetările experimentale s-au efectuat în cadrul Laboratorului pentru încercări dinamice al Catedrei de Drumuri și Poduri din cadrul Facultății de Construcții din Timișoara. Studiile experimentale s-au făcut în special pentru stabilirea dependenței între efort și deformație, în care scop s-au folosit diferite metode care să pună în evidență comportarea elastică a materialului în funcție de modul de încărcare-descărcare a epruvetelor, influența vitezei și a numărului de cicluri de încărcare-descărcare, presiunea medie și amplitudinea ciclului de încărcare-descărcare etc.

3.1.5.1. Studiul dependenței dintre deformație și presiune prin încărcarea-descărcarea epruvetelor

a. Prezentarea epruvetelor utilizate în experimentări-compresiunii, torze.

Încercările și experimentările s-au făcut pe epruvete având forme diferite (cătrate și circulare - fig. 3.11 de dimensiuni

În cazul VIBRAMOR, caracteristicile geometrice și de formă sînt redate în tabelul 3.3. Alegerea dimensiunilor geometrice s-a făcut astfel încît să se obțină rapoarte diferite între suprafața încălzită a epravei (probei) și suprafața laterală liber deformabilă, raport care a fost luat în studiu factor de formă și notat în cadrul lucrării cu simbolul k_{f_0} . Pentru probe pătrate și respectiv circulare, factorul de formă se calculează cu relațiile:

$$k_{f_0} = \frac{a^2}{4ab} = \frac{a}{4b}$$

$$k_{f_0} = \frac{\pi R^2}{2 \pi R h} = \frac{\pi D^2}{4 \pi D h} = \frac{D}{4h}$$

unde a , b și h sînt dimensiunile geometrice ale epravei (vezi tabelul 3.3).

S-au obținut astfel șase tipuri de eprave care sînt prezentate în continuare în experimentări.

Cercetările asupra comportării elastice a materialului s-au făcut solicitînd epravele la compresiune cu deformare laterală liberă, luîndu-se în considerare relațiile între deformare și presiune după stabilizarea curbei de histerezis, lucru care se produce după 5 - 6 cicluri de încărcare-descărcare.

b. Aparatură și metode

Aparatul pentru realizarea ciclurilor de încărcare-descărcare în trepte de presiune asupra epravei, este un echipament cu două cassette tip IMEC (fig. 3.2) adoptat noului gen de încercări prin folosirea a două plăci, una din care se află între cele două cassette, între care se așează epravele (probele). Pentru reducerea forțelor de frecare și crearea condițiilor de deformare laterală liberă, suprafețele de contact ale probelor cu plăcile de încărcare au fost bine lubrificate cu praf de grafit sau pulbere de talc. Încărcarea se face prin intermediul unui platformă cu greutate și sistem de pîrghii care are factorul de multiplicare 10:1. Prin dispunerea pe platforma de încărcare a unor greutăți etalonate se obțin treptele de încărcare a căror valori sînt cuprinse în tabelul 3.4 și care diferă între ele în funcție de forma respectiv suprafața de încărcare a probei.

Fig. 3.2

Tabelul 5.3

Nr. crt.	Forma presi	Dimensiuni [mm]		Relații de calcul	Factorul de forma Kf
		d	h		
1	Presi cilindrică	72	72	$K_f = \frac{d^2}{4ah}$	0,25
2	Presi cilindrică	72	36		0,50
3	Presi cilindrică	24	24	$K_f = \frac{d^2}{4Dh}$	0,625
4	Presi cilindrică	24	24		0,75
5	Presi cilindrică	12	12		1,25
6	Presi cilindrică	12	12		1,50

Tabelul 5.4

Forma presi	Trecătoare de încălzire (descarcare) [N/m ²]						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Presi cilindrică	100	100	100	100	100	100	100
Presi cilindrică	100	100	100	100	100	100	100

Presiunea maximă asupra epruvetelor s-a limitat la $0,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ avînd în vedere că VIBRAMORUL - prin similitudinea cu cauciucul, este eficient privind izolarea vibrațiilor și la presiunile statice sînt relativ reduse. În caz contrar, se comportă "rigid" transmitînd vibrațiile și forțele dinamice cu valoarea lor nominală.

Prin combinarea maselor etalonate dispuse pe platforma de încărcare, s-au obținut trepte de încărcare cu valori aproximativ egale cu $0,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

Atît la încărcare cît și la descărcare, trecerea la o nouă treaptă s-a făcut după stabilizarea deformației de compresie respectiv umflare, citirea deformațiilor făcîndu-se cu două epruvete operate dispuse simetric, în calcule luîndu-se media citirilor. Pentru fiecare tip de epruvetă s-au făcut cîte șase încercări care au evidențiat diferențe neglijabile privind relația dintre forțarea și presiune. Pentru o redare mai facilă s-au luat în considerare și prezentat în tabele valorile medii ale deformațiilor privind deformația sub aceeași valoare a presiunii.

c. Prezentarea rezultatelor

Dependența dintre deformația specifică ϵ și presiunea este prezentată în funcție de factorul de formă al epruvetelor, în tabelele 5.5, 5.7.

d. Interpretarea rezultatelor

Prin reprezentarea grafică a dependenței $\epsilon - \sigma$ pe baza seriei de experimentări prin încărcarea-descărcarea în trepte de presiune a epruvetelor din vibramor s-au obținut curbe caracteristice de umflare cauciucului (fig.2.55 b, p.gf. 2.5.2). Astfel de curbe pot fi reprezentate analitic printr-o funcție putere de forma:

$$y = a \cdot x^b \text{ adică } \epsilon = a \cdot \sigma^b \tag{2.11}$$

Parametrii a și b se pot determina folosind metoda celor mai mici pătrate prin "nivelarea" relației în forma:

$$Y = A \cdot X + B \tag{2.12}$$

Făcînd o schimbare convenabilă a variabilelor prin transformări logaritmice:

$$\begin{aligned} \ln y &= \ln a + b \ln x && \text{respectiv} \\ \ln \epsilon &= \ln a + b \ln \sigma && \text{și notînd} \\ \ln \epsilon &= Y && \text{și} \\ \ln \sigma &= X && \text{și} \\ \ln a &= B && \text{și} \end{aligned}$$

Relația de dependență $\epsilon - \sigma$ este reprezentată prin ecuația de formă:

Tabella 3

Pct	Factorul de formă $K_f:0.25$		Factorul de formă $K_f:0.5$	
	$G [N/m^2]$	ϵ	$G [N/m^2]$	ϵ
1	$0.534 \cdot 10^5$	0.0192	$0.534 \cdot 10^5$	0.0172
2	$1.068 \cdot 10^5$	0.0461	$1.068 \cdot 10^5$	0.0389
3	$1.602 \cdot 10^5$	0.0769	$1.602 \cdot 10^5$	0.0627
4	$2.136 \cdot 10^5$	0.1106	$2.136 \cdot 10^5$	0.0979
5	$2.670 \cdot 10^5$	0.1466	$2.670 \cdot 10^5$	0.1342
6	$3.204 \cdot 10^5$	0.1846	$3.204 \cdot 10^5$	0.1716
7	$3.738 \cdot 10^5$	0.2239	$3.738 \cdot 10^5$	0.1696
8	$0.534 \cdot 10^5$	0.0190	$0.534 \cdot 10^5$	0.0170
9	$1.068 \cdot 10^5$	0.0460	$1.068 \cdot 10^5$	0.0390
10	$1.602 \cdot 10^5$	0.0768	$1.602 \cdot 10^5$	0.0625
11	$2.136 \cdot 10^5$	0.1110	$2.136 \cdot 10^5$	0.0880
12	$2.670 \cdot 10^5$	0.1460	$2.670 \cdot 10^5$	0.1145
13	$3.204 \cdot 10^5$	0.1844	$3.204 \cdot 10^5$	0.1415
14	$3.738 \cdot 10^5$	0.2240	$3.738 \cdot 10^5$	0.1694
15	$0.534 \cdot 10^5$	0.019	$0.534 \cdot 10^5$	0.0171
16	$1.068 \cdot 10^5$	0.0453	$1.068 \cdot 10^5$	0.0385
17	$1.602 \cdot 10^5$	0.077	$1.602 \cdot 10^5$	0.0672
18	$2.136 \cdot 10^5$	0.109	$2.136 \cdot 10^5$	0.0966
19	$2.670 \cdot 10^5$	0.1464	$2.670 \cdot 10^5$	0.1338
20	$3.204 \cdot 10^5$	0.1845	$3.204 \cdot 10^5$	0.1676
21	$3.738 \cdot 10^5$	0.223	$3.738 \cdot 10^5$	0.1973

Tabella 5.6

Pct	Factor de formă $K_f:0.625$		Factor de formă $K_f:1.25$	
	$G [N/m^2]$	ϵ	$G [N/m^2]$	ϵ
1	$0.500 \cdot 10^5$	0.0152	$0.500 \cdot 10^5$	0.0125
2	$1.000 \cdot 10^5$	0.0333	$1.000 \cdot 10^5$	0.0240
3	$1.500 \cdot 10^5$	0.0526	$1.500 \cdot 10^5$	0.0345
4	$2.000 \cdot 10^5$	0.0729	$2.000 \cdot 10^5$	0.0450
5	$2.500 \cdot 10^5$	0.0940	$2.500 \cdot 10^5$	0.0555
6	$3.000 \cdot 10^5$	0.1153	$3.000 \cdot 10^5$	0.0655
7	$3.500 \cdot 10^5$	0.1372	$3.500 \cdot 10^5$	0.0753
8	$0.500 \cdot 10^5$	0.0155	$0.500 \cdot 10^5$	0.0130
9	$1.000 \cdot 10^5$	0.0335	$1.000 \cdot 10^5$	0.0235
10	$1.500 \cdot 10^5$	0.0530	$1.500 \cdot 10^5$	0.0345
11	$2.000 \cdot 10^5$	0.0733	$2.000 \cdot 10^5$	0.0452
12	$2.500 \cdot 10^5$	0.0945	$2.500 \cdot 10^5$	0.0558
13	$3.000 \cdot 10^5$	0.1161	$3.000 \cdot 10^5$	0.0652
14	$3.500 \cdot 10^5$	0.1375	$3.500 \cdot 10^5$	0.0755
15	$0.500 \cdot 10^5$	0.0150	$0.500 \cdot 10^5$	0.0124
16	$1.000 \cdot 10^5$	0.0330	$1.000 \cdot 10^5$	0.0245
17	$1.500 \cdot 10^5$	0.0522	$1.500 \cdot 10^5$	0.0350
18	$2.000 \cdot 10^5$	0.0727	$2.000 \cdot 10^5$	0.045
19	$2.500 \cdot 10^5$	0.0930	$2.500 \cdot 10^5$	0.055
20	$3.000 \cdot 10^5$	0.1148	$3.000 \cdot 10^5$	0.0655
21	$3.500 \cdot 10^5$	0.1373	$3.500 \cdot 10^5$	0.0753

Tabelul 3.7

Poz.	Factorul de forma $K_f=0,75$		Factorul de forma $K_f=1,5$	
	σ [N/m ²]	ϵ	σ [N/m ²]	ϵ
1	$0,534 \times 10^5$	0,0156	$0,534 \times 10^5$	0,01288
2	$1,068 \times 10^5$	0,0331	$1,068 \times 10^5$	0,0228
3	$1,602 \times 10^5$	0,0516	$1,602 \times 10^5$	0,03189
4	$2,136 \times 10^5$	0,0691	$2,136 \times 10^5$	0,04044
5	$2,670 \times 10^5$	0,0900	$2,670 \times 10^5$	0,04860
6	$3,204 \times 10^5$	0,1096	$3,204 \times 10^5$	0,0565
7	$3,738 \times 10^5$	0,1310	$3,738 \times 10^5$	0,0647
8	$0,534 \times 10^5$	0,0168	$0,534 \times 10^5$	0,01284
9	$1,068 \times 10^5$	0,0400	$1,068 \times 10^5$	0,0226
10	$1,602 \times 10^5$	0,0600	$1,602 \times 10^5$	0,03190
11	$2,136 \times 10^5$	0,0650	$2,136 \times 10^5$	0,04039
12	$2,670 \times 10^5$	0,1010	$2,670 \times 10^5$	0,0488
13	$3,204 \times 10^5$	0,1015	$3,204 \times 10^5$	0,0566
14	$3,738 \times 10^5$	0,1150	$3,738 \times 10^5$	0,0645
15	$0,534 \times 10^5$	0,0150	$0,534 \times 10^5$	0,0129
16	$1,068 \times 10^5$	0,0340	$1,068 \times 10^5$	0,0229
17	$1,602 \times 10^5$	0,0500	$1,602 \times 10^5$	0,0330
18	$2,136 \times 10^5$	0,0695	$2,136 \times 10^5$	0,0404
19	$2,670 \times 10^5$	0,1000	$2,670 \times 10^5$	0,0486
20	$3,204 \times 10^5$	0,1065	$3,204 \times 10^5$	0,0564
21	$3,738 \times 10^5$	0,1290	$3,738 \times 10^5$	0,0645

Tabelul 3.8

Factor de forma K_f	a	b	$\epsilon = a \sigma^b$
0,25	424,4	1,2525	$\epsilon = 424,4 \cdot \sigma^{1,2525}$
0,50	360,4	1,175	$\epsilon = 360,4 \cdot \sigma^{1,175}$
0,625	332,6	1,1258	$\epsilon = 332,6 \cdot \sigma^{1,1258}$
0,75	308,9	1,0877	$\epsilon = 308,9 \cdot \sigma^{1,0877}$
1,00	240,2	0,9125	$\epsilon = 240,2 \cdot \sigma^{0,9125}$
1,50	216,2	0,825	$\epsilon = 216,2 \cdot \sigma^{0,825}$

$a = 4420 - 1605 K_f$ $C_c = 0,98$
 $b = 1,25 - 0,25 K_f$ $C_s = 1,00$

presie:

$$y = AX + B$$

Cu relația adusă la această formă se pot determina parametrii a și b printr-un calcul automat, în care scop s-a elaborat un program a cărui schemă logică este prezentată în continuare.

Pe baza datelor primare (σ și ε) experimentale cuprinse în tabelele 3.5 - 3.7, folosind programul de calcul întocmit (pe care s-au obținut prin afișare pe display valorile a și b , corespunzătoare și relațiile de dependență $\varepsilon - \sigma$ pentru încercările făcute pe probele cu diferite valori ale factorului de formă.

În tabelul 3.8 sînt redată valorile a , b funcție de σ_1 , relația analitică $\varepsilon = f(\sigma)$ precum și dependența $a, b = f(\sigma_1)$.

Relația analitică odată stabilită a permis să se poată determina în continuare valorile modurilor de elasticitate la compresiune considerînd secanta prin origine (E_{01}), tangenta în un punct de pe curba caracteristică (E_1) sau secanta între două puncte de pe curbă (E_{ij}) - (fig. 3.5.) Valorile calculate sînt centralizate în tabelul 3.9 și respectiv 3.10.

Dacă se consideră modulul corespunzător secantei ce trece prin origine (0) și un punct de pe curba caracteristică de coordonate $(\varepsilon_i, \sigma_i)$, valoarea acestuia E_{01} se poate calcula ținînd cont de relațiile (3.5 - 3.7) și fig. (3.5) astfel:

$$E_{01} = \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i} \quad (7.8)$$

$$\varepsilon = a \sigma^b$$

$$E_{01} = \frac{\sigma_i}{a \sigma_i^b} = \frac{1}{a} \sigma_i^{1-b} \quad (7.9)$$

Dacă secanta unește două puncte de pe curba de coordonate ε_i, σ_i și ε_j, σ_j atunci modulul secant se calculează corespunzător fig. (3.5)

$$E_{ij} = \frac{\sigma_j - \sigma_i}{\varepsilon_j - \varepsilon_i} = \frac{\sigma_j - \sigma_i}{a \sigma_j^b - a \sigma_i^b} = \frac{1}{a} \cdot \frac{\Delta \sigma}{\sigma_j^b - \sigma_i^b} \quad (7.10)$$

În același mod, se poate determina modulul considerînd tangenta într-un punct de pe curba caracteristică:

$$\varepsilon = a \sigma^b$$

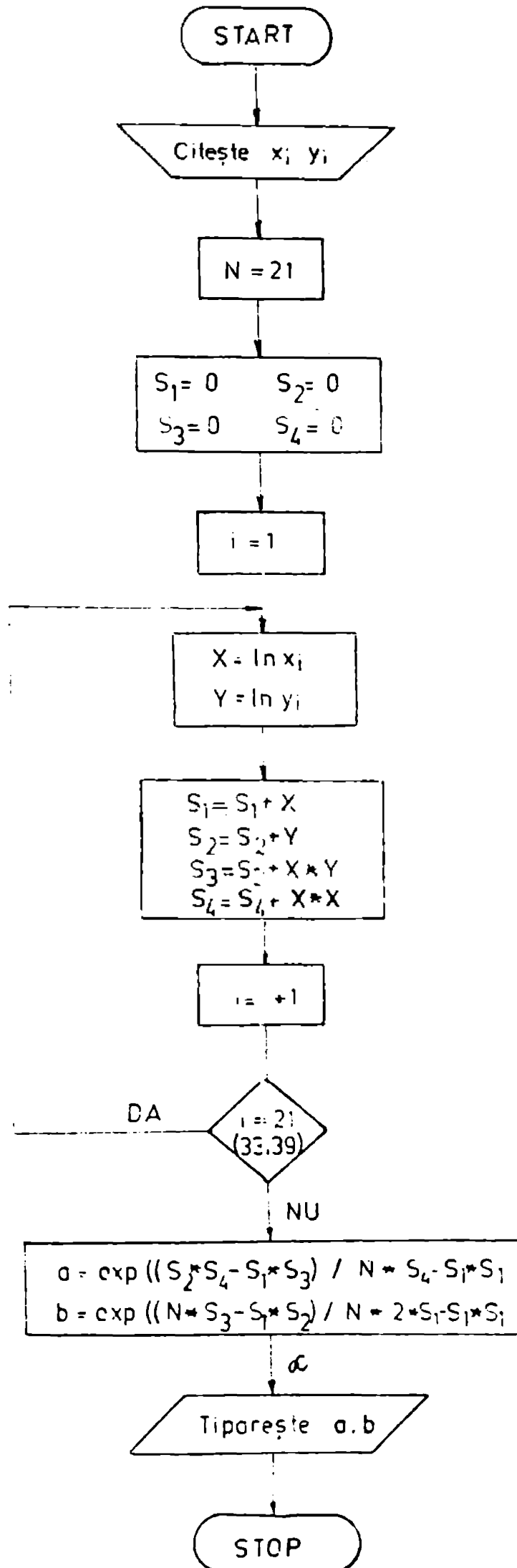
$$\varepsilon' = ab \sigma^{b-1}$$

și diferențiala funcției:

$$d\varepsilon = a \cdot b \sigma^{b-1} \cdot d\sigma$$

$$E_1 = \frac{d\sigma}{d\varepsilon} = \frac{1}{a \cdot b \sigma^{b-1}} \quad (7.10)$$

Între modulul de elasticitate la compresiune E_{01} și modulul tangent $E_1 = e$ poate stabili o relație care permite de-



terminarea valorii unuia dintre moduli dacă se cunoaște valoarea celuiilalt:

$$E_{oi} = \frac{1}{a} \cdot \sigma^{1-b}$$

$$E_i = \frac{1}{a \cdot b} \cdot \frac{1}{\sigma^{b-1}} = \frac{1}{a \cdot b} \cdot \sigma^{1-b} \quad (3.11)$$

$$E_i = E_{oi} \cdot \frac{1}{b} \quad \text{și corespunzător}$$

$$E_{oi} = E_i \cdot b \quad (3.12)$$

Pe baza acestor considerații și relații s-au calculat valorile modulelor de elasticitate la compresie pentru un interval de variație a efortului la compresie cuprins între $(6 - 6,0) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

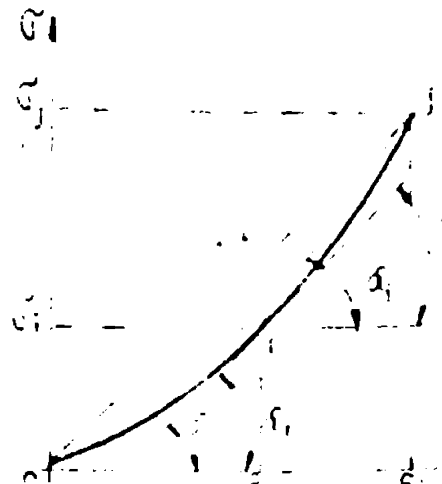
În tabelul 3.9 sînt prezentate valorile modulelor secant E_{oi} , E_i precum și E_{ij} (tab.3.10) pentru diferite intervale de variație ale efortului σ . Valorile sînt prezentate separat pentru fiecare tip de probă, funcție de factorul de formă și a acestora.

Din reprezentarea grafică (fig.3.4) a dependenței σ - ϵ ca și din analiza valorilor modului de elasticitate (tab.3.9 și 3.10) se constată că în cazul probelor cu un factor de formă relativ redus, materialul prezintă o caracteristică elastică "moale", valorile modulelor scăzînd odată cu creșterea efortului de compresie. Cînd factorul de formă depășește o anumită valoare, caracteristica elastică devine "rigidă", iar valoarea modului crește pe măsura creșterii presiunii (σ).

Această constatare este interesantă și derivă din proprietățile acestui material cînd este sollicitat la compresie cu deformare laterală "liberă". Rezultă că noțiunea aceasta nu corespunde strict sensului ei, deoarece forma probei (exprimată prin factorul K_f) dă măsura posibilității de deformare laterală, vibraorul fiind un material similar cu cauciucul care așa cum se cunoaște se deformează prin modificarea numai a forței nu și a volumului.

Deformațiile elastice (ca și cele datorate fluajului sau curgerii lente) specifice și vibraorului se pot manifesta mai intens atunci cînd materialul (proba, izolatorul elastic) are posibilități mai mari de deformare (K_f mai mic), adică probe cu suprafețe de încărcare relativ mici și grosimi mai mari.

În caz' contrar deformarea laterală este relativ "împiedicată", materialul își modifică mai greu forma, are tendința să se comporte "rigid", aspect pus în evidență atît prin alura



$$E_{0i} = \frac{E_i}{E_i} = \text{tg } \alpha_i \quad (3.5)$$

$$E_{ij} = \frac{E_j - E_i}{E_j} = \text{tg } \alpha_j \quad (3.6)$$

$$E_i = \frac{E_i}{E_i} = \text{tg } \alpha_i \quad (3.7)$$

Fig. 3

Kf Gcl/mcl	t, s					p, Pa/mcl					E				
	0,250	0,500	0,625	0,750	0,875	1,250	1,500	1,750	2,000	2,250	2,500	2,750	3,000	3,250	3,500
0,1	22 10 ⁵	22 10 ⁵	39 10 ⁵	3	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵
0,250 10 ⁵	6 10 ⁵	35 10 ⁵	36	36	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵	37 10 ⁵
0,375 10 ⁵	30 10 ⁵	11 10 ⁵	34 10 ⁵	35	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵	39 10 ⁵
0,500 10 ⁵	28 10 ⁵	31 10 ⁵	33 10 ⁵	34	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵	40 10 ⁵
0,625 10 ⁵	17 10 ⁵	27 10 ⁵	32 10 ⁵	34	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵
0,750 10 ⁵	25 10 ⁵	29 10 ⁵	31 10 ⁵	32	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵	41 10 ⁵
0,875 10 ⁵	24 10 ⁵	28 10 ⁵	31 10 ⁵	33	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵
1000 10 ⁵	24 10 ⁵	28 10 ⁵	30 10 ⁵	32	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵	42 10 ⁵
1250 10 ⁵	22 10 ⁵	27 10 ⁵	29 10 ⁵	32	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵	43 10 ⁵
1500 10 ⁵	21 10 ⁵	25 10 ⁵	29 10 ⁵	31	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵
1750 10 ⁵	20 10 ⁵	25 10 ⁵	28 10 ⁵	31	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵	44 10 ⁵
2000 10 ⁵	20 10 ⁵	25 10 ⁵	27 10 ⁵	31	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵	45 10 ⁵
2500 10 ⁵	19 10 ⁵	24 10 ⁵	27 10 ⁵	30	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵	46 10 ⁵
3000 10 ⁵	18 10 ⁵	23 10 ⁵	26 10 ⁵	30	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵
3500 10 ⁵	17 10 ⁵	22 10 ⁵	25 10 ⁵	29	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵	47 10 ⁵
4000 10 ⁵	16 10 ⁵	22 10 ⁵	24 10 ⁵	29	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵
4500 10 ⁵	16 10 ⁵	21 10 ⁵	23 10 ⁵	29	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵	48 10 ⁵
5000 10 ⁵	15 10 ⁵	21 10 ⁵	22 10 ⁵	28	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵
5500 10 ⁵	14 10 ⁵	20 10 ⁵	21 10 ⁵	28	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵
6000 10 ⁵	14 10 ⁵	20 10 ⁵	21 10 ⁵	28	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵	49 10 ⁵

Tabelul 5.1c

$(G_i - G_j) \cdot 10^5$	K_f	E_{i-j} [N/m ²]					
		0,250	0,500	0,625	0,750	1,250	1,500
0,5 - 1,0		20×10^5	25×10^5	28×10^5	30×10^5	44×10^5	53×10^5
0,5 - 1,5		19×10^5	24×10^5	27×10^5	29×10^5	45×10^5	55×10^5
0,5 - 2,0		18×10^5	23×10^5	26×10^5	28×10^5	46×10^5	57×10^5
0,5 - 2,5		17×10^5	22×10^5	25×10^5	27×10^5	47×10^5	58×10^5
0,5 - 3,0		16×10^5	22×10^5	25×10^5	27×10^5	47×10^5	61×10^5
0,5 - 3,5		16×10^5	21×10^5	25×10^5	27×10^5	48×10^5	62×10^5
0,5 - 4,0		15×10^5	21×10^5	24×10^5	26×10^5	48×10^5	63×10^5
0,5 - 5,0		15×10^5	20×10^5	24×10^5	26×10^5	49×10^5	65×10^5
0,5 - 6,0		14×10^5	20×10^5	23×10^5	25×10^5	50×10^5	67×10^5
1,0 - 1,5		18×10^5	23×10^5	26×10^5	28×10^5	46×10^5	59×10^5
1,0 - 2,0		17×10^5	22×10^5	25×10^5	27×10^5	47×10^5	60×10^5
1,0 - 2,5		16×10^5	22×10^5	25×10^5	27×10^5	48×10^5	61×10^5
1,0 - 3,0		16×10^5	21×10^5	24×10^5	26×10^5	48×10^5	62×10^5
1,0 - 3,5		15×10^5	21×10^5	24×10^5	26×10^5	49×10^5	63×10^5
1,0 - 4,0		15×10^5	20×10^5	24×10^5	26×10^5	49×10^5	64×10^5
1,0 - 5,0		14×10^5	20×10^5	23×10^5	25×10^5	50×10^5	65×10^5
1,0 - 6,0		14×10^5	19×10^5	23×10^5	25×10^5	50×10^5	68×10^5
1,5 - 2,0		16×10^5	21×10^5	25×10^5	27×10^5	48×10^5	61×10^5
1,5 - 2,5		16×10^5	21×10^5	24×10^5	26×10^5	48×10^5	63×10^5
1,5 - 3,0		15×10^5	21×10^5	24×10^5	26×10^5	49×10^5	64×10^5
1,5 - 3,5		15×10^5	20×10^5	24×10^5	26×10^5	49×10^5	66×10^5
1,5 - 4,0		14×10^5	20×10^5	23×10^5	25×10^5	50×10^5	68×10^5
1,5 - 5,0		14×10^5	19×10^5	23×10^5	25×10^5	50×10^5	69×10^5
1,5 - 6,0		13×10^5	19×10^5	23×10^5	24×10^5	50×10^5	72×10^5
2,0 - 2,5		15×10^5	20×10^5	24×10^5	26×10^5	49×10^5	65×10^5
2,0 - 3,0		15×10^5	20×10^5	24×10^5	25×10^5	49×10^5	68×10^5
2,0 - 3,5		14×10^5	20×10^5	23×10^5	25×10^5	50×10^5	67×10^5
2,0 - 4,0		14×10^5	20×10^5	23×10^5	25×10^5	50×10^5	68×10^5
2,0 - 5,0		14×10^5	19×10^5	23×10^5	24×10^5	51×10^5	69×10^5
2,0 - 6,0		13×10^5	19×10^5	22×10^5	24×10^5	51×10^5	72×10^5

Tabelul 3.10 continuare

25 - 30	$14 \cdot 10^5$	$20 \cdot 10^5$	$23 \cdot 10^5$	$25 \cdot 10^5$	$50 \cdot 10^5$	$67 \cdot 10^5$
25 - 35	$14 \cdot 10^5$	$19 \cdot 10^5$	$23 \cdot 10^5$	$25 \cdot 10^5$	$50 \cdot 10^5$	$69 \cdot 10^5$
25 - 40	$14 \cdot 10^5$	$19 \cdot 10^5$	$23 \cdot 10^5$	$25 \cdot 10^5$	$51 \cdot 10^5$	$69 \cdot 10^5$
25 - 50	$13 \cdot 10^5$	$19 \cdot 10^5$	$22 \cdot 10^5$	$24 \cdot 10^5$	$51 \cdot 10^5$	$70 \cdot 10^5$
25 - 60	$13 \cdot 10^5$	$18 \cdot 10^5$	$22 \cdot 10^5$	$24 \cdot 10^5$	$52 \cdot 10^5$	$72 \cdot 10^5$
30 - 35	$14 \cdot 10^5$	$19 \cdot 10^5$	$23 \cdot 10^5$	$25 \cdot 10^5$	$51 \cdot 10^5$	$69 \cdot 10^5$
30 - 40	$14 \cdot 10^5$	$19 \cdot 10^5$	$23 \cdot 10^5$	$24 \cdot 10^5$	$51 \cdot 10^5$	$70 \cdot 10^5$
30 - 50	$13 \cdot 10^5$	$19 \cdot 10^5$	$22 \cdot 10^5$	$24 \cdot 10^5$	$51 \cdot 10^5$	$71 \cdot 10^5$
30 - 60	$13 \cdot 10^5$	$18 \cdot 10^5$	$22 \cdot 10^5$	$24 \cdot 10^5$	$52 \cdot 10^5$	$73 \cdot 10^5$
40 - 50	$12 \cdot 10^5$	$18 \cdot 10^5$	$22 \cdot 10^5$	$24 \cdot 10^5$	$52 \cdot 10^5$	$73 \cdot 10^5$
40 - 60	$12 \cdot 10^5$	$18 \cdot 10^5$	$22 \cdot 10^5$	$23 \cdot 10^5$	$52 \cdot 10^5$	$74 \cdot 10^5$
50 - 60	$12 \cdot 10^5$	$18 \cdot 10^5$	$21 \cdot 10^5$	$23 \cdot 10^5$	$53 \cdot 10^5$	$76 \cdot 10^5$

reilor caracteristice cît și implicit prin valorile crescînde ale deformațiilor de elasticitate.

Cunoașterea corectă a acestui mod de comportare permite diferențierea caracteristicilor elastice în funcție atât de factorul de formă cît și de valoarea presiunilor sau a intervalului în care acestea pot evolua.

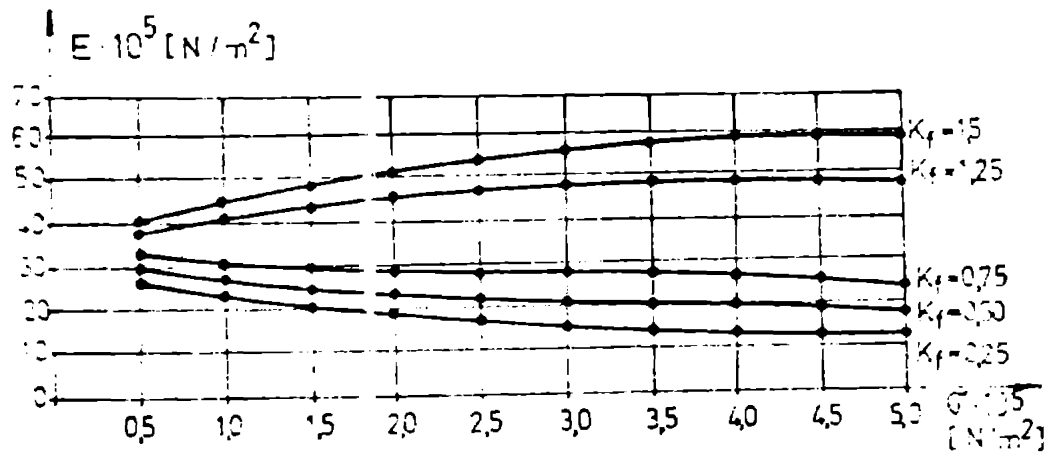


Fig. 5.4

În fig. 5.4 este reprezentată dependența dintre modulul de elasticitate E și efortul σ pentru diferitele tipuri de probe individualizate prin factorul de formă K_f .

Pentru probele care au valori reduse ale factorului K_f se constată că modulul scade sensibil odată cu creșterea efortului în compresiune σ această scădere fiind cu atât mai pronunțată cu cît K_f este mai redus, ea producîndu-se evident la valori mici ale efortului ($\sigma < 1,5 \dots 2 \cdot 10^5$ N/m²); la valori mai mari, se poate aprecia că variația (reducerea) modulului cu efortul este practic ne-

gligabilită, modulul tinzind către ∞ și k_1 și independență de σ , valoarea k_1 este mai mare.

Această comportare s-a observat pentru care $0,25 \leq k_1 \leq 0,75$ și este o caracteristică "moale".

În cazul prezentei unui defect, rezultatele experimentale sunt în acord cu teoria, în sensul că modulul este independent de σ sau al puțin depinde de σ și tendința de pronunțare la început de creștere a lui "stabilindu-se" în valoare pentru

Trecerea de la caracteristici

"trecătoare" să se realizeze

este posibilă în următoarele cazuri:

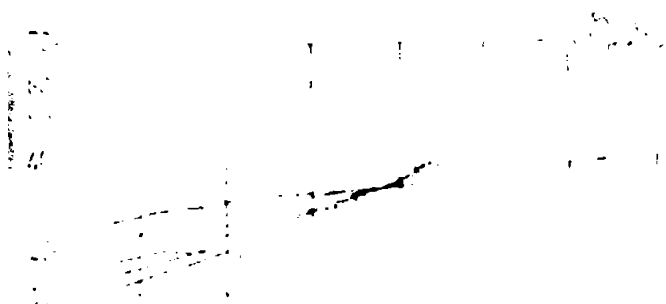
1) Modulul de elasticitate este dependent de σ .

2) Modulul de elasticitate este dependent de σ .

3) Modulul de elasticitate este dependent de σ .

4) Modulul de elasticitate este dependent de σ .

[E (N/mm²)]

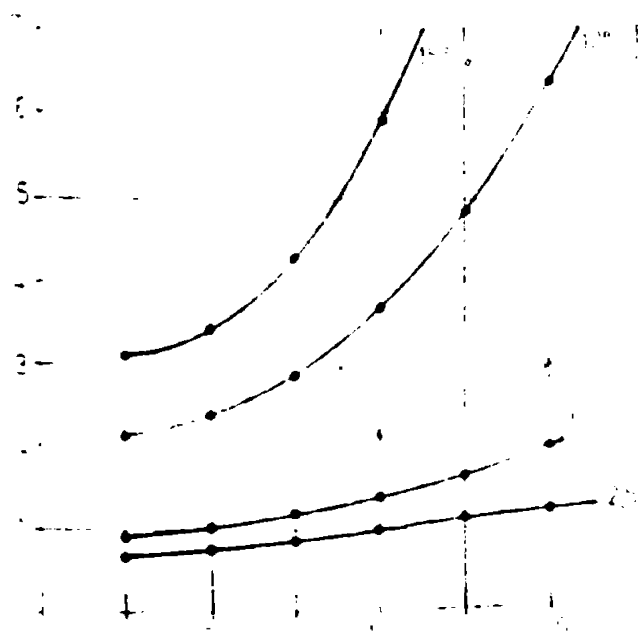


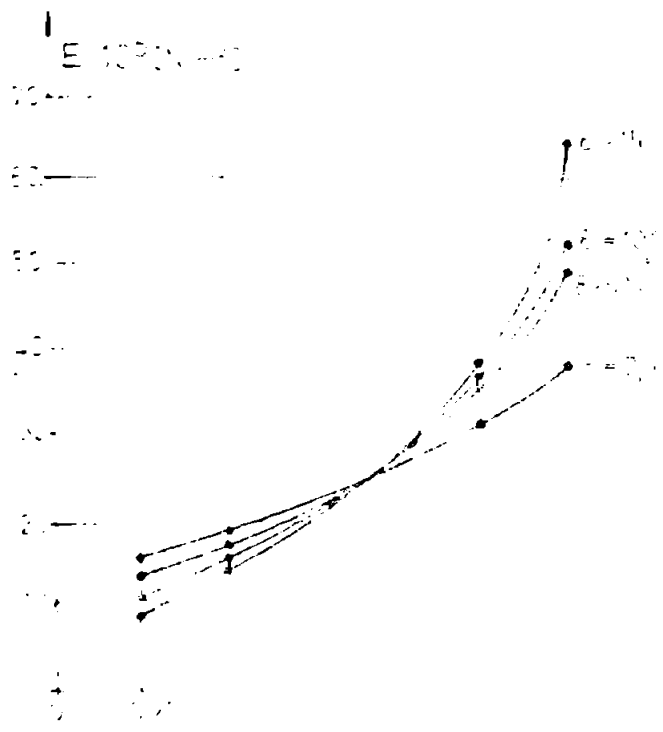
5) Modulul de elasticitate este dependent de σ .

Fig. 1

cazul când factorul de dependență $\sigma - \sigma$ este

$$E = E_0 (1 + \alpha \sigma^2)$$





...
 ...
 ...
 ...
 ...
 ...
 ...
 ...
 ...
 ...

Fig. 3. ...
 ...
 ...

rezultatele ...

În experiment ...

...
 ...

b. Separarea ...

În experiment ...
 ...
 ...

...
 ...
 ...
 ...
 ...

...
 ...
 ...
 ...

...
 ...
 ...
 ...

ale încărcărilor (presiunilor) aplicate epruvelelor și corespunzător acestora s-au citit și obținut deformațiile probelor subse încălzirii, deformații citite la microcomparatorul cu care aparatul este prevăzut.

În tabelul 3.11 sînt prezentate valorile presiunilor la care s-au citit deformațiile pentru fiecare tip de probă în parte.

Tabelul 3.11

Tipul probelor	Treptele de încărcare-descărcare [N/m ²]						
	1	2	3	4	5	6	7
PROBE PĂTRATE	$0,57 \cdot 10^5$	$1,33 \cdot 10^5$	$2,08 \cdot 10^5$	$2,46 \cdot 10^5$	$2,84 \cdot 10^5$	$3,22 \cdot 10^5$	$3,60 \cdot 10^5$
PROBE CIRCULARE	$0,54 \cdot 10^5$	$1,27 \cdot 10^5$	$2,00 \cdot 10^5$	$2,38 \cdot 10^5$	$2,72 \cdot 10^5$	$3,09 \cdot 10^5$	$3,48 \cdot 10^5$

Încărcarea ca și descărcarea continuă a probelor s-a făcut cu o viteză cuprinsă între $0,25 - 0,50 \cdot 10^5$ N/m² pe secundă, citirea deformațiilor la microcomparator făcîndu-se în momentul solicitării probei corespunzătoare treptelor 1-7.

c. Prezentarea rezultatelor

Ca și în cazul precedent, din cele șase încercări efectuate s-au reținut cîte trei pentru fiecare probă, considerate fiecare ca media a două încercări. Dependența dintre deformația specifică ϵ și efortul de compresie σ este prezentată în funcție de factorul de formă Kf , în tabelele 3.12 ... 3.14.

Reprezentarea grafică a dependenței $\epsilon - \sigma$ (fig. 3.7) arată că alura curbei poate fi aproximată de asemenea printr-o funcție putere de forma:

$$\epsilon = a \sigma^b$$

Procedînd analog ca și în cazul încălzirii se trece și folosind același program de calcul automat s-au obținut parametrii a și b și relațiile de dependență între ϵ și σ pentru fiecare tip de probă, prezentate în tabelul 3.15.

Cu relațiile analitice de dependență stabilite s-au calculat valorile modulelor de elasticitate la compresie E_{01} (prin secanta la curbă dusă prin origine) E_1 (tangenta la curbă) și E_{10} (secanta la curbă dusă prin două puncte), considerînd ca presiune maximă valoarea de $6 \cdot 10^5$ N/m² (fig. 3.7).

Valorile modulelor de elasticitate la compresie E_{01} și E_1 sînt prezentate în tabelul 3.16 iar E_{10} în tabelul 3.17.

d. Interpretarea rezultatelor

Comparativ cu rezultatele obținute la încercarea la compresie aplicată în trepte de presiune, la încărcarea continuă

Pct.	Factor de forma $K_f = 0,25$		Factor de forma $K_f = 0,50$	
	G [N/m ²]	ϵ	G [N/m ²]	ϵ
1	0,70 × 10 ⁵	0,0175	0,570 × 10 ⁵	0,0145
2	1,330 × 10 ⁵	0,0465	1,330 × 10 ⁵	0,0345
3	2,080 × 10 ⁵	0,0775	2,080 × 10 ⁵	0,0545
4	2,460 × 10 ⁵	0,0940	2,460 × 10 ⁵	0,0648
5	2,840 × 10 ⁵	0,1105	2,840 × 10 ⁵	0,0752
6	3,220 × 10 ⁵	0,1285	3,220 × 10 ⁵	0,0855
7	3,600 × 10 ⁵	0,1465	3,600 × 10 ⁵	0,0960
8	0,570 × 10 ⁵	0,0172	0,570 × 10 ⁵	0,0140
9	1,338 × 10 ⁵	0,0460	1,330 × 10 ⁵	0,0342
10	2,080 × 10 ⁵	0,0771	2,080 × 10 ⁵	0,0543
11	2,460 × 10 ⁵	0,0935	2,460 × 10 ⁵	0,0650
12	2,840 × 10 ⁵	0,1100	2,840 × 10 ⁵	0,0750
13	3,220 × 10 ⁵	0,1280	3,220 × 10 ⁵	0,0860
14	3,600 × 10 ⁵	0,1462	3,600 × 10 ⁵	0,0970
15	0,570 × 10 ⁵	0,0171	0,570 × 10 ⁵	0,0135
16	1,330 × 10 ⁵	0,0460	1,330 × 10 ⁵	0,0335
17	2,080 × 10 ⁵	0,0777	2,080 × 10 ⁵	0,0552
18	2,460 × 10 ⁵	0,0941	2,460 × 10 ⁵	0,0645
19	2,840 × 10 ⁵	0,1120	2,840 × 10 ⁵	0,0757
20	3,220 × 10 ⁵	0,1285	3,220 × 10 ⁵	0,0867
21	3,600 × 10 ⁵	0,1455	3,600 × 10 ⁵	0,0964

Pct.	Factor de formã $K_f = 0,525$		Factor de formã $K_f = 1,25$	
	G [N/m ²]	ϵ	G [N/m ²]	ϵ
1	0,540 × 10 ⁵	0,0125	1,540 × 10 ⁵	0,0090
2	1,270 × 10 ⁵	0,0286	1,270 × 10 ⁵	0,0182
3	2,000 × 10 ⁵	0,0455	2,000 × 10 ⁵	0,0250
4	2,360 × 10 ⁵	0,0535	2,360 × 10 ⁵	0,0272
5	2,720 × 10 ⁵	0,0620	2,720 × 10 ⁵	0,0315
6	3,090 × 10 ⁵	0,0710	3,090 × 10 ⁵	0,0340
7	3,450 × 10 ⁵	0,0780	3,450 × 10 ⁵	0,0370
8	0,540 × 10 ⁵	0,0127	1,540 × 10 ⁵	0,0100
9	1,270 × 10 ⁵	0,0285	1,270 × 10 ⁵	0,0178
10	2,000 × 10 ⁵	0,0460	2,000 × 10 ⁵	0,0245
11	2,360 × 10 ⁵	0,0540	2,360 × 10 ⁵	0,0282
12	2,720 × 10 ⁵	0,0625	2,720 × 10 ⁵	0,0308
13	3,090 × 10 ⁵	0,0712	3,090 × 10 ⁵	0,0335
14	3,450 × 10 ⁵	0,0783	3,450 × 10 ⁵	0,0362
15	0,540 × 10 ⁵	0,0138	1,540 × 10 ⁵	0,0104
16	1,270 × 10 ⁵	0,0308	1,270 × 10 ⁵	0,0180
17	2,000 × 10 ⁵	0,0452	2,000 × 10 ⁵	0,0285
18	2,360 × 10 ⁵	0,0515	2,360 × 10 ⁵	0,0285
19	2,720 × 10 ⁵	0,0575	2,720 × 10 ⁵	0,0305
20	3,090 × 10 ⁵	0,0648	3,090 × 10 ⁵	0,0340
21	3,450 × 10 ⁵	0,0705	3,450 × 10 ⁵	0,0353

Pct.	Factor de formă $K_f=0,75$		Factor de formă $K_f=1,5$	
	G [N/m ²]	ϵ	G [N/m ²]	ϵ
1	$0,570 \times 10^5$	0,0124	$0,570 \times 10^5$	0,0124
2	$1,330 \times 10^5$	0,0208	$1,330 \times 10^5$	0,0208
3	$2,080 \times 10^5$	0,0414	$2,080 \times 10^5$	0,0414
4	$2,460 \times 10^5$	0,0485	$2,460 \times 10^5$	0,0485
5	$2,840 \times 10^5$	0,0553	$2,840 \times 10^5$	0,0553
6	$3,220 \times 10^5$	0,0625	$3,220 \times 10^5$	0,0625
7	$3,600 \times 10^5$	0,0690	$3,600 \times 10^5$	0,0690
8	$0,570 \times 10^5$	0,0124	$0,570 \times 10^5$	0,0124
9	$1,330 \times 10^5$	0,0212	$1,330 \times 10^5$	0,0212
10	$2,080 \times 10^5$	0,0415	$2,080 \times 10^5$	0,0415
11	$2,460 \times 10^5$	0,0225	$2,460 \times 10^5$	0,0225
12	$2,840 \times 10^5$	0,0415	$2,840 \times 10^5$	0,0415
13	$3,220 \times 10^5$	0,0625	$3,220 \times 10^5$	0,0625
14	$3,600 \times 10^5$	0,0690	$3,600 \times 10^5$	0,0690
15	$0,570 \times 10^5$	0,0122	$0,570 \times 10^5$	0,0122
16	$1,330 \times 10^5$	0,0208	$1,330 \times 10^5$	0,0208
17	$2,080 \times 10^5$	0,0410	$2,080 \times 10^5$	0,0410
18	$2,460 \times 10^5$	0,0478	$2,460 \times 10^5$	0,0478
19	$2,840 \times 10^5$	0,0548	$2,840 \times 10^5$	0,0548
20	$3,220 \times 10^5$	0,0615	$3,220 \times 10^5$	0,0615
21	$3,600 \times 10^5$	0,0688	$3,600 \times 10^5$	0,0688

Tabelul 5.15

Factor de forma K_f	a	b	$\epsilon = a \sigma^b$
0,25	3314	1,1571	$3314 \cdot \sigma^{1,1571}$
0,50	2532	1,0450	$2532 \cdot \sigma^{1,0450}$
0,625	2299	0,98875	$2299 \cdot \sigma^{0,98875}$
0,75	2087	0,9325	$2087 \cdot \sigma^{0,9325}$
1,25	15226	0,7075	$15226 \cdot \sigma^{0,7075}$
1,50	1341	0,595	$1341 \cdot \sigma^{0,595}$

$a = 3359 - 1474 K_f$ $C_c = 0,96$
 $b = 1,27 - 0,44 K_f$ $C_c = 0,99$

Kf	E ₂₀						[N/m ²]						E ₁						[N/m ²]						
	0,250	0,500	0,750	1,000	1,250	1,500	0,250	0,500	0,750	1,000	1,250	1,500	0,250	0,500	0,750	1,000	1,250	1,500	0,250	0,500	0,750	1,000	1,250	1,500	
10 ⁵	41	43	42	43	42	43	42	43	42	43	42	43	41	40	43	42	41	40	42	41	43	42	41	40	41
2250 10 ⁵	38	42	43	43	44	43	44	44	44	44	43	43	40	40	43	42	40	39	43	40	43	42	40	39	40
3750 10 ⁵	35	41	43	43	43	50	45	45	49	49	50	43	39	38	43	43	38	38	43	40	43	42	38	38	43
5250 10 ⁵	32	40	43	43	46	59	46	46	54	54	59	43	38	38	43	43	38	38	43	40	43	42	38	38	43
6750 10 ⁵	32	40	43	43	47	66	46	47	57	60	66	43	38	38	43	43	38	38	43	40	43	42	38	38	43
8250 10 ⁵	31	39	43	43	47	71	46	47	63	63	71	43	37	37	43	43	37	37	43	40	43	42	37	37	43
9750 10 ⁵	30	39	43	43	49	75	46	49	65	65	75	43	37	37	43	43	37	37	43	40	43	42	37	37	43
11250 10 ⁵	29	38	43	43	49	82	46	49	70	70	82	43	36	36	43	43	36	36	43	40	43	42	36	36	43
12750 10 ⁵	28	38	43	43	49	88	46	49	74	74	88	43	36	36	43	43	36	36	43	40	43	42	36	36	43
14250 10 ⁵	28	39	43	43	50	93	46	50	77	77	93	43	36	36	43	43	36	36	43	40	43	42	36	36	43
15750 10 ⁵	27	39	43	43	50	95	46	50	81	81	95	43	36	36	43	43	36	36	43	40	43	42	36	36	43
17250 10 ⁵	26	37	43	43	51	106	46	51	86	86	106	43	35	35	43	43	35	35	43	40	43	42	35	35	43
18750 10 ⁵	25	37	43	43	52	116	46	52	90	90	116	43	35	35	43	43	35	35	43	40	43	42	35	35	43
20250 10 ⁵	25	37	43	43	52	124	46	52	93	93	124	43	35	35	43	43	35	35	43	40	43	42	35	35	43
21750 10 ⁵	24	37	43	43	53	130	46	53	93	93	130	43	34	34	43	43	34	34	43	40	43	42	34	34	43
23250 10 ⁵	24	37	43	43	53	137	46	53	93	93	137	43	34	34	43	43	34	34	43	40	43	42	34	34	43
24750 10 ⁵	23	36	43	43	53	143	46	53	93	93	143	43	34	34	43	43	34	34	43	40	43	42	34	34	43
26250 10 ⁵	23	36	43	43	53	143	46	53	93	93	143	43	34	34	43	43	34	34	43	40	43	42	34	34	43
27750 10 ⁵	23	36	43	43	53	143	46	53	93	93	143	43	34	34	43	43	34	34	43	40	43	42	34	34	43

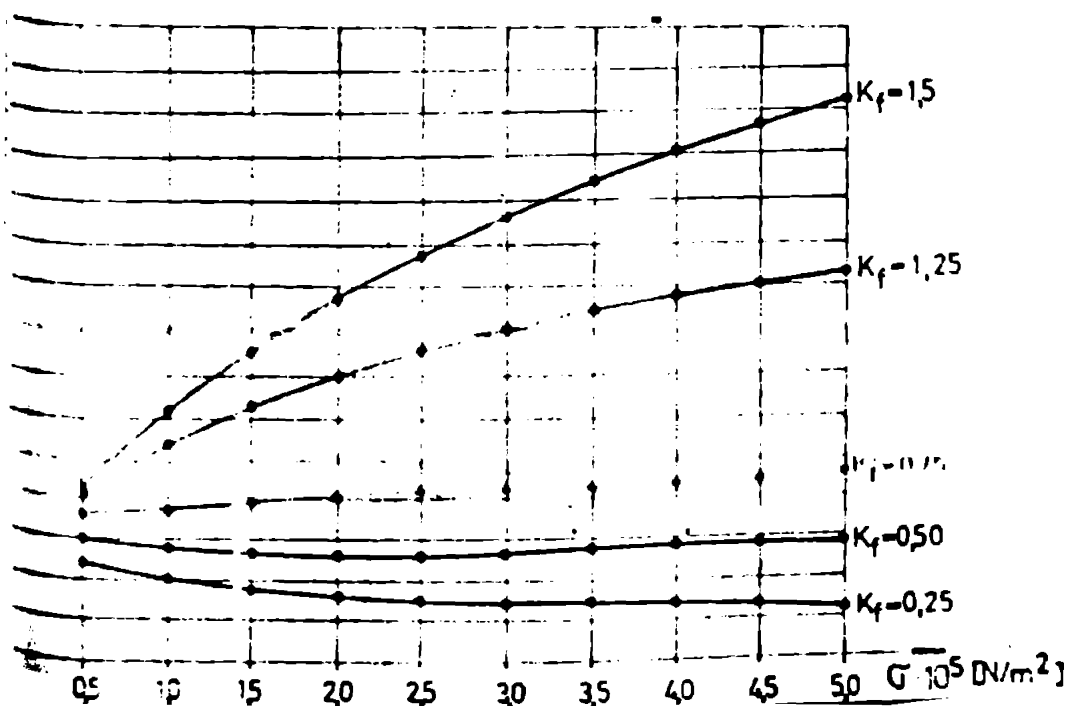
Table 3.17

K_f $(G_i - G_j) \cdot 10^5$	E_{i-j} (N/m ²)					
	0,250	0,500	0,625	0,750	1,250	1,500
0.5 - 1.0	27 × 10 ⁵	38 × 10 ⁵	26 × 10 ⁵	50 × 10 ⁵	35 × 10 ⁵	110 × 10 ⁵
0.5 - 1.5	25 × 10 ⁵	38 × 10 ⁵	33 × 10 ⁵	51 × 10 ⁵	91 × 10 ⁵	122 × 10 ⁵
0.5 - 2.0	24 × 10 ⁵	38 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	52 × 10 ⁵	96 × 10 ⁵	132 × 10 ⁵
0.5 - 2.5	24 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	52 × 10 ⁵	101 × 10 ⁵	140 × 10 ⁵
0.5 - 3.0	24 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	39 × 10 ⁵	53 × 10 ⁵	105 × 10 ⁵	148 × 10 ⁵
0.5 - 3.5	23 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	40 × 10 ⁵	53 × 10 ⁵	108 × 10 ⁵	155 × 10 ⁵
0.5 - 4.0	23 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	40 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	113 × 10 ⁵	161 × 10 ⁵
0.5 - 5.0	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	41 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	117 × 10 ⁵	173 × 10 ⁵
0.5 - 6.0	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	42 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	123 × 10 ⁵	183 × 10 ⁵
1.0 - 1.5	25 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	52 × 10 ⁵	98 × 10 ⁵	137 × 10 ⁵
1.0 - 2.0	25 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	53 × 10 ⁵	103 × 10 ⁵	144 × 10 ⁵
1.0 - 2.5	24 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	53 × 10 ⁵	107 × 10 ⁵	154 × 10 ⁵
1.0 - 3.0	24 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	112 × 10 ⁵	162 × 10 ⁵
1.0 - 3.5	23 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	115 × 10 ⁵	168 × 10 ⁵
1.0 - 4.0	23 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	118 × 10 ⁵	175 × 10 ⁵
1.0 - 5.0	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	124 × 10 ⁵	183 × 10 ⁵
1.0 - 6.0	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	45 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	129 × 10 ⁵	194 × 10 ⁵
1.5 - 2.0	24 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	53 × 10 ⁵	103 × 10 ⁵	157 × 10 ⁵
1.5 - 2.5	23 × 10 ⁵	37 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	113 × 10 ⁵	163 × 10 ⁵
1.5 - 3.0	23 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	117 × 10 ⁵	172 × 10 ⁵
1.5 - 3.5	23 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	120 × 10 ⁵	179 × 10 ⁵
1.5 - 4.0	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	123 × 10 ⁵	185 × 10 ⁵
1.5 - 5.0	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	45 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	128 × 10 ⁵	195 × 10 ⁵
1.5 - 6.0	21 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	45 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	133 × 10 ⁵	206 × 10 ⁵
2.0 - 2.5	23 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	54 × 10 ⁵	117 × 10 ⁵	172 × 10 ⁵
2.0 - 3.0	23 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	120 × 10 ⁵	179 × 10 ⁵
2.0 - 3.5	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	44 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	123 × 10 ⁵	185 × 10 ⁵
2.0 - 4.0	22 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	45 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	128 × 10 ⁵	195 × 10 ⁵
2.0 - 5.0	21 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	45 × 10 ⁵	55 × 10 ⁵	133 × 10 ⁵	206 × 10 ⁵
2.0 - 6.0	21 × 10 ⁵	36 × 10 ⁵	45 × 10 ⁵	56 × 10 ⁵	138 × 10 ⁵	217 × 10 ⁵

Tabelul 3.17 continuare

2.5 - 3.0	22×10^5	35×10^5	44×10^5	55×10^5	128×10^5	189×10^5
2.5 - 3.5	22×10^5	35×10^5	45×10^5	55×10^5	128×10^5	195×10^5
2.5 - 4.0	22×10^5	36×10^5	45×10^5	56×10^5	131×10^5	200×10^5
2.5 - 5.0	21×10^5	35×10^5	45×10^5	56×10^5	136×10^5	212×10^5
2.5 - 6.0	21×10^5	35×10^5	45×10^5	57×10^5	140×10^5	221×10^5
3.0 - 3.5	22×10^5	36×10^5	45×10^5	56×10^5	131×10^5	212×10^5
3.0 - 4.0	21×10^5	35×10^5	45×10^5	56×10^5	134×10^5	207×10^5
3.0 - 5.0	21×10^5	36×10^5	45×10^5	56×10^5	136×10^5	216×10^5
3.0 - 6.0	21×10^5	35×10^5	45×10^5	57×10^5	143×10^5	228×10^5
4.0 - 5.0	21×10^5	35×10^5	45×10^5	57×10^5	144×10^5	230×10^5
4.0 - 6.0	23×10^5	35×10^5	45×10^5	57×10^5	148×10^5	235×10^5
5.0 - 6.0	23×10^5	35×10^5	45×10^5	58×10^5	152×10^5	250×10^5

se constată o creștere a valorilor modulelor de elasticitate, ca urmare a manifestării unor deformații mai mici sub aceleași valori ale presiunii aplicate probelor. Reducerea deformațiilor se datorează în principal faptului că datorită vitezei mai mari de încălzire-decărcare, fenomenele de fluaj și curgere lentă nu se pot manifesta integral, ceea ce face ca materialul să se comporte oarecum mai "rigid", având module de elasticitate cu valori superioare. Acest fenomen trebuie însă corelat și cu posibilitatea de deformare a probelor exprimată prin factorul de formă K_f . În acest sens se constată că trecerea de la comportamentul elastic "moale" la comportamentul elastic "tare" (rigid) pus în evidență prin schimbarea concavității curbei de dependență $E-\sigma$ se face pentru probe care au factorul de formă $0.5 < K_f < 0.75$ - fig.3.9, lucru



care conduce la o primă concluzie și anume că odată cu creșterea vitezei de încălzire-decărcare, materialul ajunge să aibă o comportament elastic "tare" chiar pentru probe al căror factor de formă este mic.

Analizând reprezentările grafice ale dependenței σ_{max} față de kF am constatat că pentru probele care au $kF < 200$, dependența este practic liniară, modulul de elasticitate la compresie fiind constant și egal ca valoare cu $E \approx 45 \text{ dN/cm}^2$.

3.1.3.3. Studiul dependenței deformație-presiune sub acțiunea unor încărcări ciclice

După cum se cunoaște, fundațiile mașinilor și implicit sistemele de izolare sînt supuse unor încărcări a căror intensitate variază în intervale reduse de timp. Pentru a studia comportamentul materialului în condiții similare celor de mai sus, s-au făcut o serie de experimentări, supunîndu-se probele la cicluri încărcare-descărcare repetate pînă la stabilizarea curbei de histerezis. Forma și dimensiunile epruvetelor s-au păstrat, fiind cele cuprinse în tab.3.5.

a. Aparatura folosită în experimentări .

Cercetările și experimentările s-au efectuat cu ajutorul unei instalații de producție poloneză, adaptată corespunzător necesităților. Schematic, instalația este prezentată în fig.3.10 și cu-

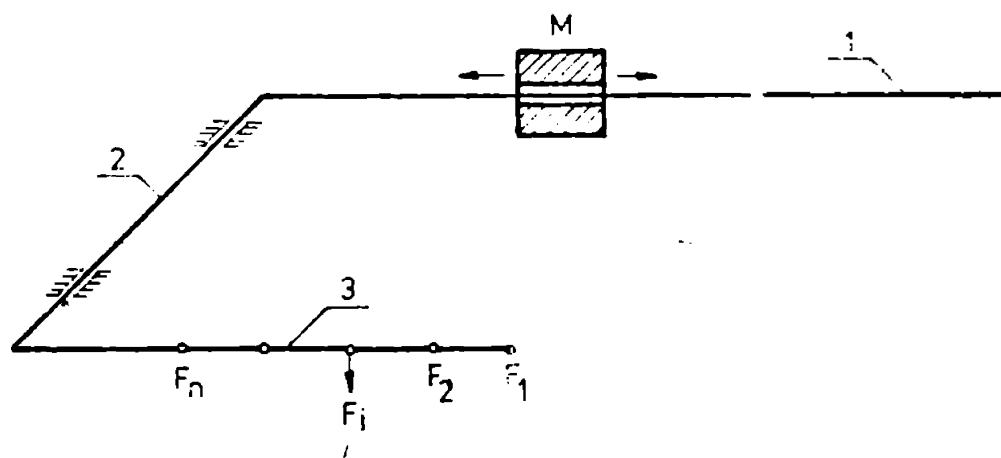


Fig.3.10

prinde:

- un braț (1) pe care culisează o masă M;
- un arbore de torsiune rezemat pe două lagăre
- un braț rigid prin intermediul căruia se transmite încărcarea la proba cercetată (F_1).
- microcomparator pentru măsurarea deformațiilor

Încărcarea ce se poate transmite poate avea valori în funcție de poziția masei M și a punctului de aplicare al forței F_1 , dar prin construcția instalației și caracteristicile geometrice ale epruvetelor studiate, presiunea maximă este limitată în cazul epruvetelor încercate la valorare $\sigma_{\text{max}} = 3,50 \cdot 10^5 \text{ N/cm}^2$.

Adaptarea despre care s-a amintit a constat în realizarea unui sistem intermediar de limitare a cursei masei M astfel ca să

at să realizeze cicluri de încărcare-descărcare pentru un interval $\sigma_i - \sigma_j$ dorit. Pentru păstrarea unei viteze de încărcare-descărcare constantă, în funcție de tipul probei, s-au stabilit pozițiile punctelor de aplicare ale forțelor corespunzător fiecărui tip de epruvetă (F_1, \dots, F_n) (fig. 3.11)



Fig. 3.11

În plus, instalația a fost completată cu două transductoare - unul de forță corelat cu deplasarea bazei M și altul de deformare, corespunzător modificării înălțimii (grosimii) epruvetei.

Cu aceste modificări și adaptări, aparatului i s-a atașat un înregistrator x-y

tip 620.02 RFT producție RDG, cu ajutorul căruia s-au obținut și s-au trasat curbele de dependență $\epsilon - \sigma$ prin convertirea directă a forțelor aplicate și deformației produse, acestea fiind cuprinse în anexa 2, rototate cu 1.1 - 1.6 până la 25.1... 25.6 pentru o ușoară indicare în tabelul 3.23.

b. Metode folosite în experimentări

Avînd în vedere că în condiții reale, sistemele de rezistență sunt solicitate dinamic și static în același timp putînd varia intervalul de solicitare dinamică cît și presiunea statică, toate și cercetările experimentale s-au făcut în diverse ipoteze de solicitare (conform tabelului 3.18 și fig. 3.12 pentru fiecare tip de epruvetă individualizată prin factorul de formă k_f .)

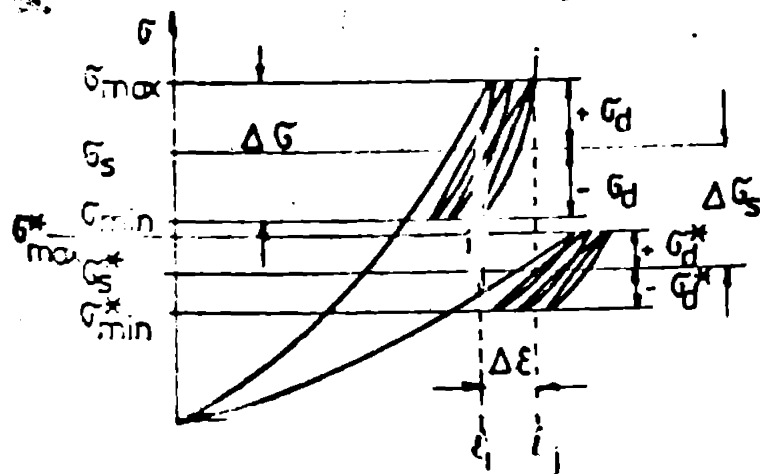


Fig. 3.12

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_s &= \sigma_s - \sigma_s^* \\ \Delta \sigma_d &= \sigma_d - \sigma_d^* \\ \Delta \sigma &= 2\sigma_d \\ \epsilon & \end{aligned}$$

Considerînd efortul unitar static și intervalul de variație a efortului unitar dinamic, valorile de sus le corespund cele din

3.19

c. Prezentarea rezultatelor

În funcție de forma și de condițiile de solicitare, la capetele intervalului

Tabelul 3.17

Nr crt.	σ_{\min} N/m ²	$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ N/m ²	$\sigma_j = \sigma_{\min}$ N/m ²
1 - 7	0	(0,5 3,5) · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵
8 - 13	0,5 · 10 ⁵	(0,5 3,0) · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵
14 - 18	1,0 · 10 ⁵	(0,5 2,5) · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵
19 - 22	1,5 · 10 ⁵	(0,5 2,0) · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵
22 - 25	2,0 · 10 ⁵	(0,5 1,5) · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵
25 - 27	2,5 · 10 ⁵	(0,5 1,0) · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵
28	3,0 · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵	0,5 · 10 ⁵

de variație ale presiunii, s-au calculat deformările specifice și modulul de deformare corespunzătoare acestor intervale, pentru fiecare

Tabelul 3.19

Nr crt.	σ_{st} (N/m ²)	σ_d (N/m ²)	$\Delta\sigma_{st}$ (N/m ²)	$\Delta\sigma_d$ (N/m ²)
1-7	0,25 · 10 ⁵ 1,75 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵ 1,75 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵
8-13	0,75 · 10 ⁵ 2,00 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵ 1,50 · 10 ⁵		
14-18	1,25 · 10 ⁵ 2,25 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵ 1,25 · 10 ⁵		
19-22	1,75 · 10 ⁵ 2,50 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵ 1,00 · 10 ⁵		
23-25	2,25 · 10 ⁵ 2,75 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵ 0,75 · 10 ⁵		
25-27	2,75 · 10 ⁵ 3,00 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵ 0,50 · 10 ⁵		
28	3,25 · 10 ⁵	0,25 · 10 ⁵		

dintre cele șase tipuri de epruvete studiate (tab. 3.20; 3.21, 3.22).

Valorile acestora (E_{ij}) calculate, sînt prezentate în funcție de efortul $\sigma_{i \min}$, intervalul $\sigma_{j \max}$ și factorul de forma K_I în tabelul 3.23.

Valorile au fost calculate pe baza diagramei de dependență $\epsilon - \sigma$, trasate cu ajutorul înregistratorului x-y și prezentate în anexă.

Reprezentările grafice ale dependenței modulului E funcție de presiunea σ_{\min} și σ_{\max} pentru diferitele intervale de variație ale presiunii $\Delta\sigma$ sînt prezentate în fig. (3.13) și (3.14) pentru două tipuri de epruvete ($K_I=0,25$ și $0,5$).

În cadrul cercetărilor s-au realizat asemenea măsurători pentru toate tipurile de epruvete încercate.

În tabelul 3.24 sînt date valorile extreme ale modulului de elasticitate dinamic pentru toate epruvetele încercate, obținute pentru $\sigma_{st} = 0,25 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}$ și respectiv $\sigma_{st} = 3,25 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}$ considerînd același interval de variație $\Delta\sigma = 0,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}$

Nr crt.	G _{min}	INTERVAL G _{jinox} Σ _{min}	ΔG [N/m ²]	Factor de forma k _f =0,25		Factor de forma k _f =0,5	
				Δε _[m]	E _{ij} [N/m ²]	Δε _[m]	E _{ij} [N/m ²]
1		(0,5 - 0) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,011 10 ⁵	18 10 ⁵	0,025 10 ⁵	60 10 ⁵
2		(1,0 - 0) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,019 10 ⁵	52 10 ⁵	0,0189 10 ⁵	53 10 ⁵
3		(1,5 - 0) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,025 10 ⁵	61 10 ⁵	0,0234 10 ⁵	64 10 ⁵
4	0	(2,0 - 0) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,029 10 ⁵	70 10 ⁵	0,0266 10 ⁵	75 10 ⁵
5		(2,5 - 0) 10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,032 10 ⁵	77 10 ⁵	0,0298 10 ⁵	84 10 ⁵
6		(3,0 - 0) 10 ⁵	3,0 10 ⁵	0,036 10 ⁵	83 10 ⁵	0,032 10 ⁵	93 10 ⁵
7		(3,5 - 0) 10 ⁵	3,5 10 ⁵	0,039 10 ⁵	89 10 ⁵	0,035 10 ⁵	100 10 ⁵
8		(1,0 - 0,5) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0064 10 ⁵	77 10 ⁵	0,007 10 ⁵	78 10 ⁵
9		(1,5 - 0,5) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,0122 10 ⁵	82 10 ⁵	0,012 10 ⁵	85 10 ⁵
10		(2,0 - 0,5) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,017 10 ⁵	87 10 ⁵	0,016 10 ⁵	94 10 ⁵
11	0,5 10 ⁵	(2,5 - 0,5) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,0215 10 ⁵	93 10 ⁵	0,0199 10 ⁵	101 10 ⁵
12		(3,0 - 0,5) 10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,026 10 ⁵	98 10 ⁵	0,023 10 ⁵	108 10 ⁵
13		(3,5 - 0,5) 10 ⁵	3,0 10 ⁵	0,030 10 ⁵	102 10 ⁵	0,0263 10 ⁵	114 10 ⁵
14		(1,5 - 1,0) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,005 10 ⁵	102 10 ⁵	0,0047 10 ⁵	106 10 ⁵
15		(2,0 - 1,0) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,010 10 ⁵	105 10 ⁵	0,009 10 ⁵	112 10 ⁵
16	1,0 10 ⁵	(2,5 - 1,0) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,014 10 ⁵	109 10 ⁵	0,0127 10 ⁵	118 10 ⁵
17		(3,0 - 1,0) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,018 10 ⁵	112 10 ⁵	0,0163 10 ⁵	123 10 ⁵
18		(3,5 - 1,0) 10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,022 10 ⁵	115 10 ⁵	0,0194 10 ⁵	129 10 ⁵
19		(2,0 - 1,5) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,004 10 ⁵	122 10 ⁵	0,0038 10 ⁵	131 10 ⁵
20		(2,5 - 1,5) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,008 10 ⁵	124 10 ⁵	0,0074 10 ⁵	135 10 ⁵
21	1,5 10 ⁵	(3,0 - 1,5) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,012 10 ⁵	125 10 ⁵	0,0108 10 ⁵	139 10 ⁵
22		(3,5 - 1,5) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,0156 10 ⁵	128 10 ⁵	0,014 10 ⁵	144 10 ⁵
23		(2,5 - 2,0) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0036 10 ⁵	140 10 ⁵	0,0033 10 ⁵	152 10 ⁵
24	2,0 10 ⁵	(3,0 - 2,0) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,007 10 ⁵	141 10 ⁵	0,0065 10 ⁵	155 10 ⁵
25		(3,5 - 2,0) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,011 10 ⁵	142 10 ⁵	0,009 10 ⁵	156 10 ⁵
26		(4,0 - 2,0) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,014 10 ⁵	143 10 ⁵	0,011 10 ⁵	157 10 ⁵
27		(4,5 - 2,0) 10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,017 10 ⁵	144 10 ⁵	0,013 10 ⁵	158 10 ⁵
28		(5,0 - 2,0) 10 ⁵	3,0 10 ⁵	0,020 10 ⁵	145 10 ⁵	0,015 10 ⁵	159 10 ⁵

Table 3.21

Nr. crt.	G_{min}	INTERVAL	ΔG (N/m ²)	Factor de forma $k_f = 0,75$		Factor de forma $k_f = 0,625$	
				$\Delta \varepsilon$ [m]	E_{ij} [N/m ²]	$\Delta \varepsilon$ [m]	E_{ij} [N/m ²]
1		(0,5 - 0) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,125 10 ⁵	40 10 ⁵	0,119 10 ⁵	42 10 ⁵
2		(1,0 - 0) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,219 10 ⁵	53 10 ⁵	0,185 10 ⁵	54 10 ⁵
3	0	(1,5 - 0) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,227 10 ⁵	66 10 ⁵	0,224 10 ⁵	67 10 ⁵
4		(2,0 - 0) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,26 10 ⁵	77 10 ⁵	0,299 10 ⁵	79 10 ⁵
5		(2,5 - 0) 10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,29 10 ⁵	87 10 ⁵	0,275 10 ⁵	91 10 ⁵
6		(3,0 - 0) 10 ⁵	3,0 10 ⁵	0,31 10 ⁵	97 10 ⁵	0,294 10 ⁵	102 10 ⁵
7		(3,5 - 0) 10 ⁵	3,5 10 ⁵	0,33 10 ⁵	106 10 ⁵	0,313 10 ⁵	112 10 ⁵
8		(1,0 - 0,5) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,063 10 ⁵	79 10 ⁵	0,063 10 ⁵	79 10 ⁵
9		(1,5 - 0,5) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,115 10 ⁵	97 10 ⁵	0,112 10 ⁵	99 10 ⁵
10		(2,0 - 0,5) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,156 10 ⁵	96 10 ⁵	0,152 10 ⁵	99 10 ⁵
11	0,5 10 ⁵	(2,5 - 0,5) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,19 10 ⁵	105 10 ⁵	0,182 10 ⁵	110 10 ⁵
12		(3,0 - 0,5) 10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,22 10 ⁵	114 10 ⁵	0,210 10 ⁵	120 10 ⁵
13		(3,5 - 0,5) 10 ⁵	3,0 10 ⁵	0,248 10 ⁵	121 10 ⁵	0,234 10 ⁵	128 10 ⁵
14		(1,5 - 1,0) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,046 10 ⁵	109 10 ⁵	0,045 10 ⁵	111 10 ⁵
15		(2,0 - 1,0) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,086 10 ⁵	116 10 ⁵	0,084 10 ⁵	119 10 ⁵
16	1,0 10 ⁵	(2,5 - 1,0) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,123 10 ⁵	122 10 ⁵	0,117 10 ⁵	128 10 ⁵
17		(3,0 - 1,0) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,154 10 ⁵	130 10 ⁵	0,147 10 ⁵	136 10 ⁵
18		(3,5 - 1,0) 10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,182 10 ⁵	137 10 ⁵	0,172 10 ⁵	145 10 ⁵
19		(2,0 1,5) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,037 10 ⁵	35 10 ⁵	0,036 10 ⁵	39 10 ⁵
20	1,5 10 ⁵	(2,5 - 1,5) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,071 10 ⁵	140 10 ⁵	0,065 10 ⁵	146 10 ⁵
21		(3,0 - 1,5) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,093 10 ⁵	146 10 ⁵	0,088 10 ⁵	154 10 ⁵
22		(3,5 - 1,5) 10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,11 10 ⁵	150 10 ⁵	0,104 10 ⁵	161 10 ⁵
23		(2,5 - 2,0) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,052 10 ⁵	67 10 ⁵	0,051 10 ⁵	73 10 ⁵
24	2,0 10 ⁵	(3,0 - 2,0) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,101 10 ⁵	63 10 ⁵	0,095 10 ⁵	71 10 ⁵
25		(3,5 - 2,0) 10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,14 10 ⁵	167 10 ⁵	0,134 10 ⁵	171 10 ⁵
26		(2,5 - 2,5) 10 ⁵	0,0 10 ⁵	0,000 10 ⁵	0,0 10 ⁵	0,000 10 ⁵	0,0 10 ⁵
27	2,5 10 ⁵	(3,0 - 2,5) 10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,055 10 ⁵	63 10 ⁵	0,050 10 ⁵	70 10 ⁵
28		(3,5 - 2,5) 10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,101 10 ⁵	108 10 ⁵	0,095 10 ⁵	119 10 ⁵

Nr crt.	G _{trab}	INTERVAL		AG [kg/m ³]	Factor de forma kg/m ³		Factor de forma kg/m ³		E _{ij} [N/m ²]
		G _{jmax} - G _{jmin}			ΔE [m]	f _{ij} [N/m ²]	ΔE [m]	f _{ij} [N/m ²]	
1		(0,5 - 0)	10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0111 10 ⁵	45 10 ⁵	0,0116 10 ⁵	47 10 ⁵	
2		(1,0 - 0)	10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,018 10 ⁵	56 10 ⁵	0,0169 10 ⁵	59 10 ⁵	
3		(1,5 - 0)	10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,021 10 ⁵	72 10 ⁵	0,0197 10 ⁵	76 10 ⁵	
4	0	(2,0 - 0)	10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,022 10 ⁵	91 10 ⁵	0,0206 10 ⁵	97 10 ⁵	
5		(2,5 - 0)	10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,0229 10 ⁵	109 10 ⁵	0,0212 10 ⁵	118 10 ⁵	
6		(3,0 - 0)	10 ⁵	3,0 10 ⁵	0,0238 10 ⁵	126 10 ⁵	0,0216 10 ⁵	139 10 ⁵	
7		(3,5 - 0)	10 ⁵	3,5 10 ⁵	0,0248 10 ⁵	141 10 ⁵	0,022 10 ⁵	159 10 ⁵	
8		(1,0 - 0,5)	10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0063 10 ⁵	79 10 ⁵	0,0063 10 ⁵	80 10 ⁵	
9		(1,5 - 0,5)	10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,0104 10 ⁵	96 10 ⁵	0,010 10 ⁵	100 10 ⁵	
10		(2,0 - 0,5)	10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,0133 10 ⁵	113 10 ⁵	0,0124 10 ⁵	121 10 ⁵	
11	0,5 10 ⁵	(2,5 - 0,5)	10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,0154 10 ⁵	130 10 ⁵	0,0141 10 ⁵	142 10 ⁵	
12		(3,0 - 0,5)	10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,0172 10 ⁵	145 10 ⁵	0,0155 10 ⁵	161 10 ⁵	
13		(3,5 - 0,5)	10 ⁵	3,0 10 ⁵	0,0187 10 ⁵	160 10 ⁵	0,0166 10 ⁵	181 10 ⁵	
14		(1,5 - 1,0)	10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0042 10 ⁵	120 10 ⁵	0,004 10 ⁵	121 10 ⁵	
15		(2,0 - 1,0)	10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,0074 10 ⁵	135 10 ⁵	0,0069 10 ⁵	145 10 ⁵	
16	1,0 10 ⁵	(2,5 - 1,0)	10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,0099 10 ⁵	151 10 ⁵	0,0091 10 ⁵	165 10 ⁵	
17		(3,0 - 1,0)	10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,0124 10 ⁵	161 10 ⁵	0,011 10 ⁵	184 10 ⁵	
18		(3,5 - 1,0)	10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,0139 10 ⁵	180 10 ⁵	0,0123 10 ⁵	205 10 ⁵	
19		(2,0 - 1,5)	10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0032 10 ⁵	158 10 ⁵	0,00294 10 ⁵	170 10 ⁵	
20	1,5 10 ⁵	(2,5 - 1,5)	10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,0058 10 ⁵	172 10 ⁵	0,0053 10 ⁵	190 10 ⁵	
21		(3,0 - 1,5)	10 ⁵	2,0 10 ⁵	0,0081 10 ⁵	185 10 ⁵	0,007 10 ⁵	207 10 ⁵	
22		(3,5 - 1,5)	10 ⁵	2,5 10 ⁵	0,0099 10 ⁵	200 10 ⁵	0,009 10 ⁵	227 10 ⁵	
23		(2,5 - 2,0)	10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0025 10 ⁵	133 10 ⁵	0,0017 10 ⁵	213 10 ⁵	
24	2,0 10 ⁵	(3,0 - 2,0)	10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,0048 10 ⁵	207 10 ⁵	0,004 10 ⁵	231 10 ⁵	
25		(3,5 - 2,0)	10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,0068 10 ⁵	220 10 ⁵	0,006 10 ⁵	250 10 ⁵	
26		(1,0 - 0,5)	10 ⁵	0,5 10 ⁵	0,0022 10 ⁵	127 10 ⁵	0,002 10 ⁵	259 10 ⁵	
27		(1,5 - 0,5)	10 ⁵	1,0 10 ⁵	0,0037 10 ⁵	149 10 ⁵	0,0035 10 ⁵	272 10 ⁵	
28		(2,0 - 0,5)	10 ⁵	1,5 10 ⁵	0,0051 10 ⁵	170 10 ⁵	0,0048 10 ⁵	309 10 ⁵	

Tabelul 3.17

Nr. crt.	$\bar{\sigma}_{\min}$	Intervalul	$\Delta\bar{\sigma}$	E_{ij} în funcție de K_1					
		$\bar{\sigma}_{\min} - \bar{\sigma}_{\max}$		0,25 / 1	0,5 / 2	0,625 / 3	0,75 / 4	1 / 5	1,25 / 6
1	0	0 - 0,5	0,5	38	40	40	42	44	45
2		0 - 1,0	1,0	52	53	53	54	54	55
3		0 - 1,5	1,5	61	64	66	67	70	75
4		0 - 2,0	2,0	70	75	77	79	81	87
5		0 - 2,5	2,5	77	84	87	91	103	118
6		0 - 3,0	3	83	93	97	102	118	133
7		0 - 3,5	3,5	89	100	106	112	131	146
8	0,5	0,5 - 1,0	0,5	77	76	79	79	80	81
9		0,5 - 1,5	1,0	82	85	87	89	91	93
10		0,5 - 2,0	1,5	87	94	96	98	113	121
11		0,5 - 2,5	2,0	93	101	105	110	131	147
12		0,5 - 3,0	2,5	98	108	114	120	143	161
13		0,5 - 3,5	3,0	102	114	121	128	153	171
14	1,0	1,0 - 1,5	0,5	102	106	109	111	120	125
15		1,0 - 2,0	1,0	105	112	116	119	135	145
16		1,0 - 2,5	1,5	109	118	122	128	151	165
17		1,0 - 3,0	2,0	112	123	130	135	165	184
18		1,0 - 3,5	2,5	115	129	137	145	180	200
19	1,5	1,5 - 2	0,5	122	131	135	139	155	167
20		1,5 - 2,5	1,0	124	135	140	145	173	186
21		1,5 - 3,0	1,5	125	139	145	154	185	207
22		1,5 - 3,5	2,0	128	144	150	161	200	227
23	2,0	2 - 2,5	0,5	140	152	157	165	203	218
24		2 - 3,0	1,0	141	155	163	171	207	231
25		2 - 3,5	1,5	142	156	167	221	221	234
26	2,5	2,5 - 3,0	0,5	153	169	176	187	227	243
27		2,5 - 3,5	1,0	153	172	181	192	230	250
28	3,0	3,0 - 3,5	0,5	155	186	195	204	246	267

$\bar{\sigma}$ și E_{ij} $\cdot 10^5$ N/m²

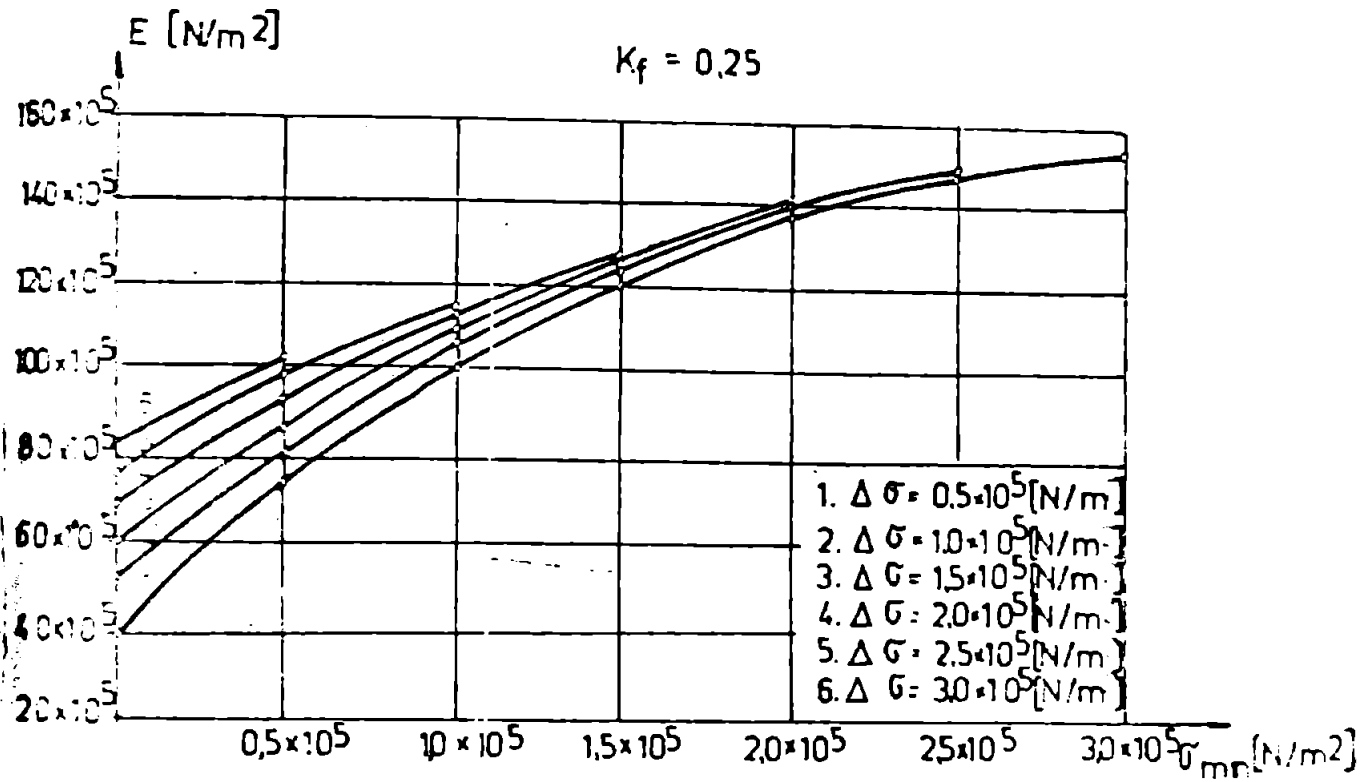


FIG. 3.15.a

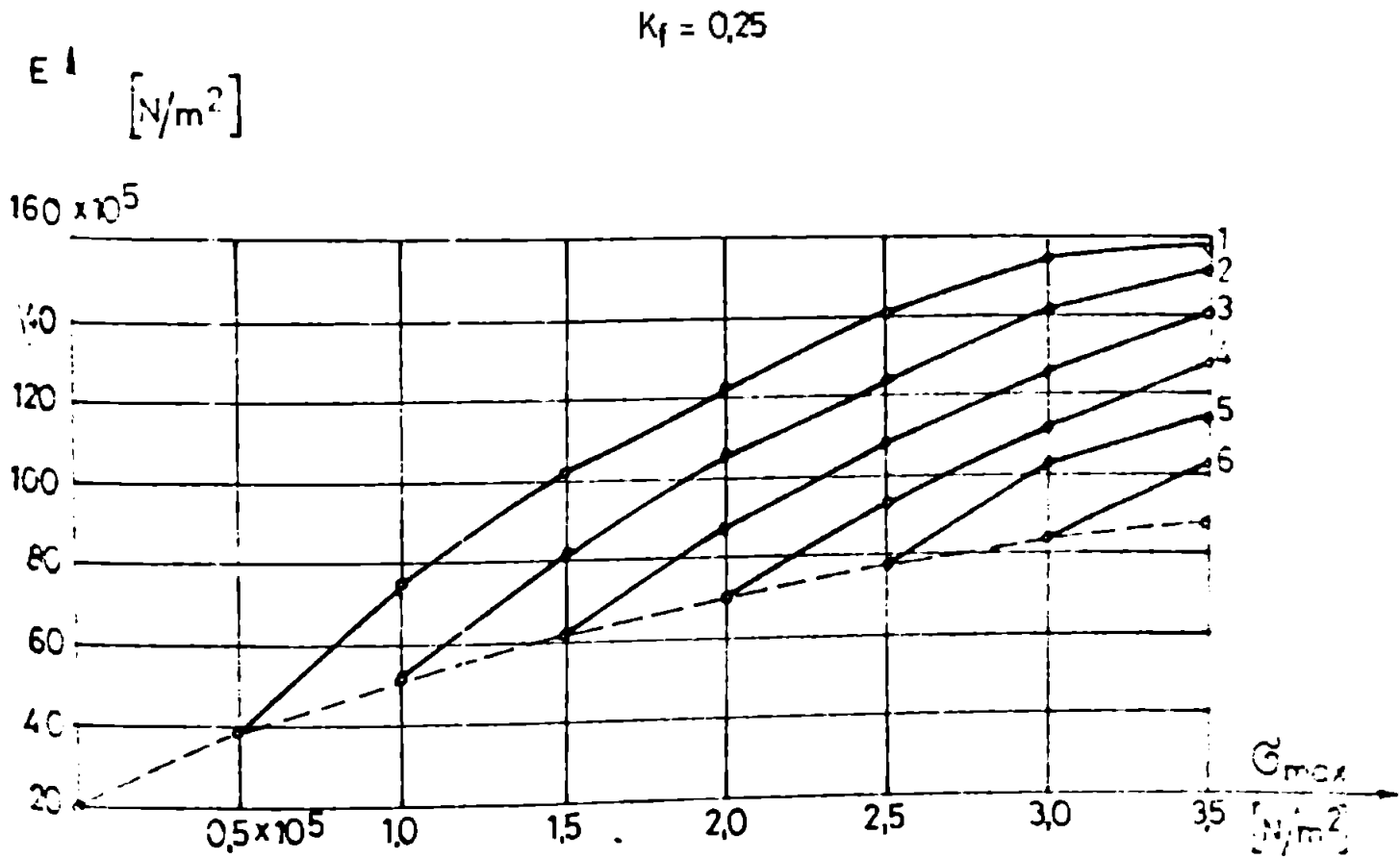


FIG. 3.15.b

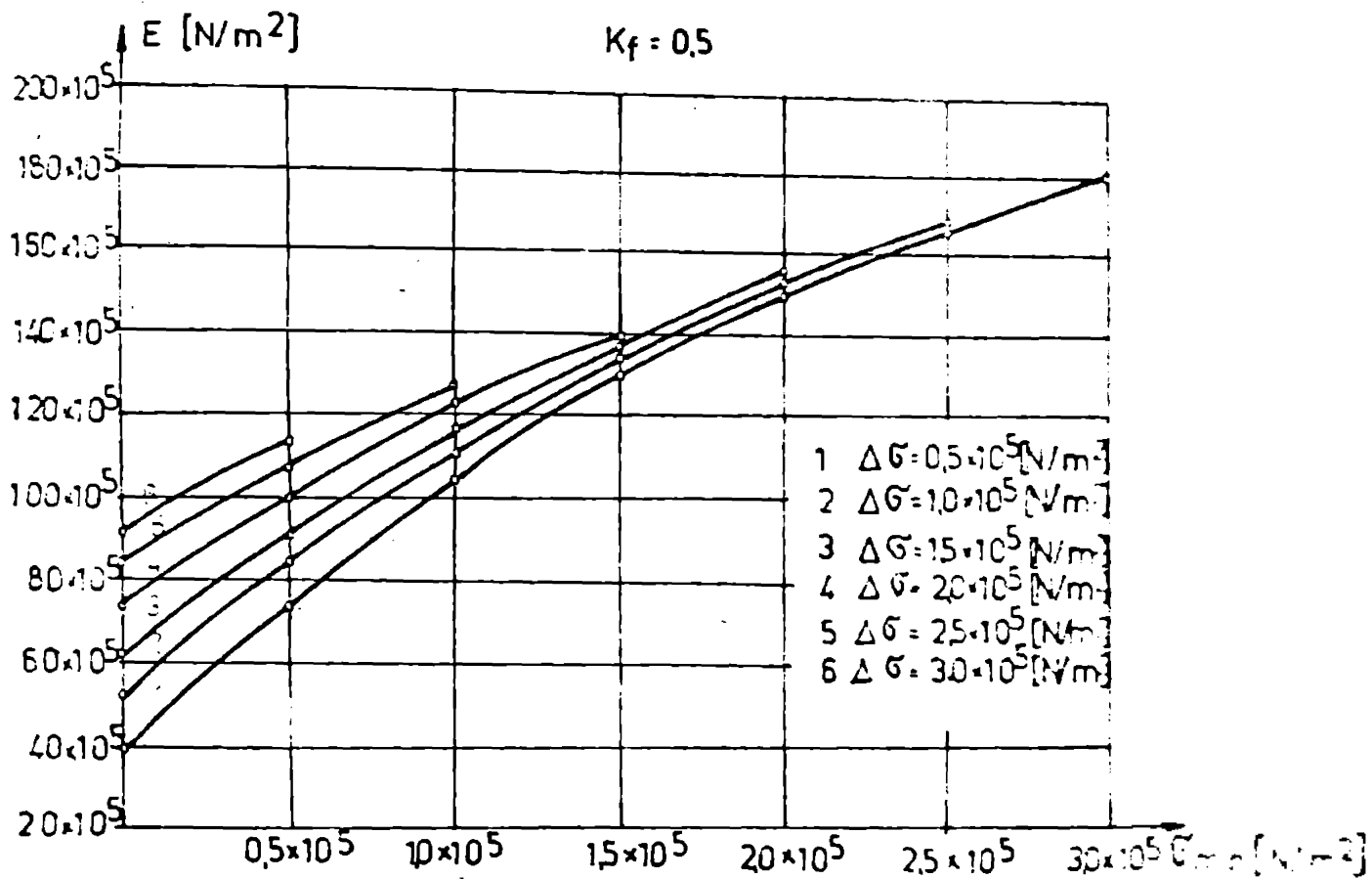


Fig. 5.14.a

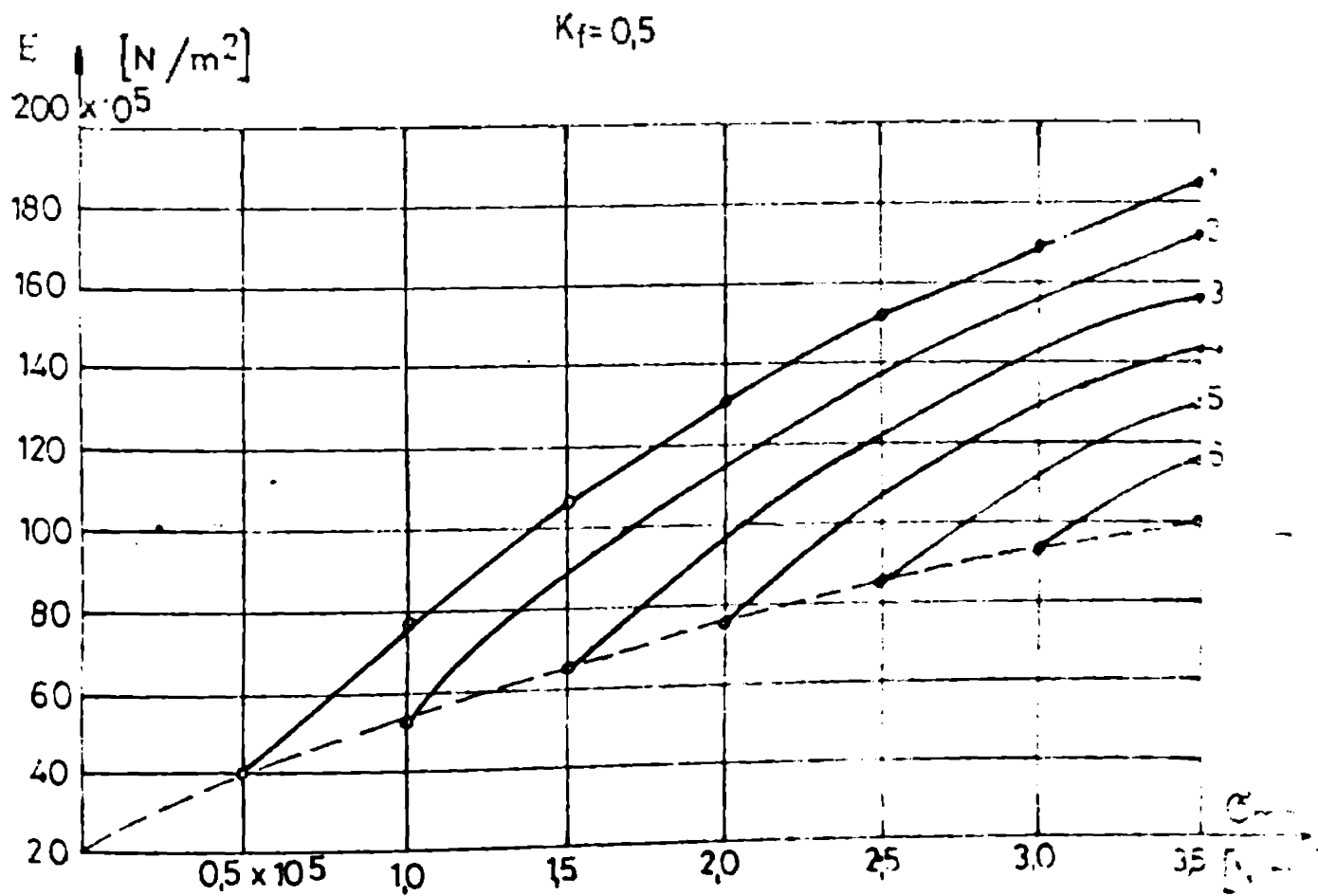
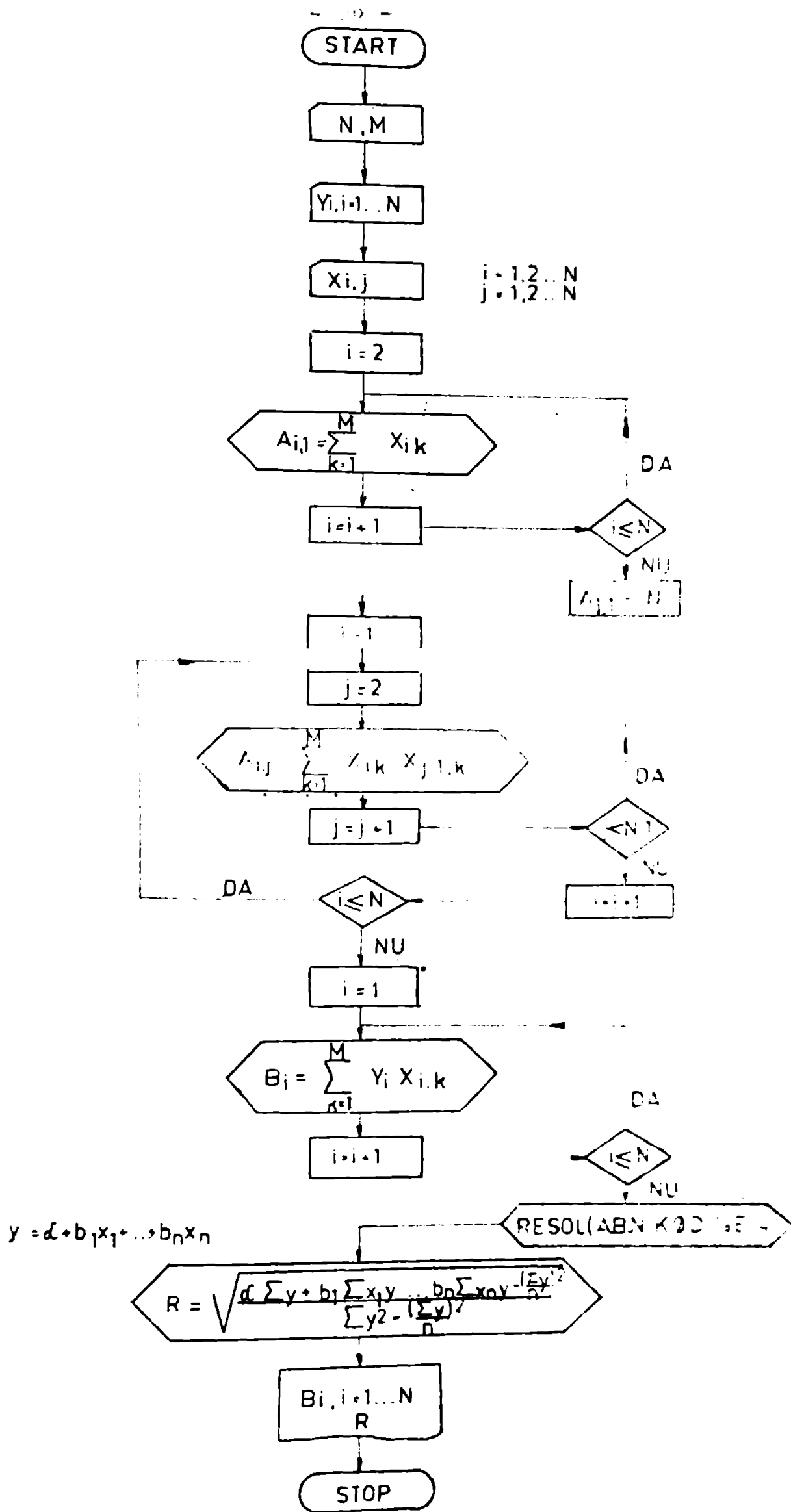


Fig. 5.14.b



Tabelul 3.24

Nr. crt.	K _f	Modulul E pentru σ_{st} [N/m ²]	
		$0,25 \cdot 10^5$ [N/m ²]	$3,25 \cdot 10^5$ [N/m ²]
1	0,25	$38 \cdot 10^5$	$155 \cdot 10^5$
2	0,50	$40 \cdot 10^5$	$155 \cdot 10^5$
3	0,625	$40 \cdot 10^5$	$158 \cdot 10^5$
4	0,75	$42 \cdot 10^5$	$163 \cdot 10^5$
5	1,25	$45 \cdot 10^5$	$165 \cdot 10^5$
6	1,50	$47 \cdot 10^5$	$168 \cdot 10^5$

c. Prelucrarea și interpretarea rezultatelor

Pe baza unui program de calcul automat a cărui schemă logică este prezentată la pag. 90 s-au stabilit corelații între modulul de deformare al epruvetelor din vibramor (E_{ij}) supuse la bicicli de încărcare-descărcare și respectiv σ_{st} , σ_d - pentru epruvete avînd un anumit coeficient de formă (K_f) precum și o corelație completă între modulul de deformare, σ_{st} , σ_d și K_f.

Relațiile sînt prezentate în tabelul 3.25 pentru diferitele valori ale coeficientului de formă (K_f) și sub forma unei corelații complete prin relația 3.13 :

$$E_{ij} = 56,16 \sigma_{st} - 13,22 \sigma_d + (48,16 K_f - 1,71) \cdot 10^5 \sigma_{st}^2 \quad (3.13)$$

Tabelul 3.25

Nr. crt.	K _f	$E_{ij} = f(\sigma_{st}, \sigma_{dim})$ [N/m ²]	Correl.
1	0,25	$E_d = 48,2 \cdot 10^5 + 39,2 \sigma_{st} - 16 \sigma_d$	0,9912
2	0,50	$E_d = 44,5 \cdot 10^5 + 40 \sigma_{st} - 8,7 \sigma_d$	0,9933
3	0,625	$E_d = 42,4 \cdot 10^5 + 51 \sigma_{st} - 15,1 \sigma_d$	0,9913
4	0,75	$E_d = 36,7 \cdot 10^5 + 57,76 \sigma_{st} - 14,2 \sigma_d$	0,9939
5	1,25	$E_d = 29 \cdot 10^5 + 73 \sigma_{st} - 10,3 \sigma_d$	0,9951
6	1,50	$E_d = 20 \cdot 10^5 + 85,56 \sigma_{st} - 6,8 \sigma_d$	0,9951

Aceste relații permit calculul modulului de elasticitate E_{ij} pentru un anumit izolator caracterizat prin factorul de formă (K_f) supus la încărcări ciclice într-un domeniu $\sigma_1 \dots \sigma_j = 2 \sigma_{st}$ cunoscut și dacă presiunea statică pe izolator este σ_{st} .

În același mod se pot determina oricare dintre parametri dacă se cunosc valorile celorlalți.

Aceste relații pot fi folosite în cazul proiectării sistemelor de izolare utilizînd izolatori din vibramor, proiectantul a-

înd posibilitatea de a studia rapid un număr corespunzător de variante alegînd-o pe cea considerată optimă din punct de vedere al eficienței izolării dar și din punctul de vedere al prețului de cost.

3.2. Studii și cercetări asupra caracteristicilor elastice și de amortizare ale unor izolatori din VIBRAMOR

3.2.1. Studiul dependenței dintre deformație și presiune în condiții statice de încărcare

a. Prezentarea izolatoarelor folosiți în experimentari

Cercetările experimentale s-au făcut folosind patru tipuri de izolatori avînd în secțiune o formă pătrată, caracteristicile geometrice și factorul de formă fiind cele cuprinse în tabelul 3.26.

Tabelul 3.26

Nr. ord.	Dimensiunile izolatoarelor		Factor de formă
	a × a [mm]	h [mm]	
1	140 × 140	28	0,28
2	140 × 140	42	0,45
3	140 × 140	54	0,54
4	140 × 140	66	0,66

Cercetările asupra comportării elastice a materialului respectiv a izolatoarelor s-au făcut solicitîndu-l la compresune cu evitarea deformației laterale laterale, corespunzător unor presiuni de $0,5 - 3,5) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ cu trepte de $0,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

În acest scop s-a folosit o presă hidraulică de tip D - 100, instalație care are capacitatea de 100 KN. Pentru fiecare izolator s-au efectuat câte șase încercări de încărcare-descărcare în vederea consumării deformațiilor plastice și manifestarea unui comportament elastic.

În această situație s-au măsurat deformațiile cu ajutorul a două microcomparatoare dispuse simetric în jurul se în considerare media valorilor măsurate.

b. Prezentarea și interpretarea rezultatelor

Dependența dintre deformație (Δh) și presiune (σ_g) este prezentată în tabelul 3.27 pentru fiecare tip pe izolator. În cadrul aceluiași tabel mai sînt cuprinse valorile deformațiilor specifice (ϵ), ale modurilor de elasticitate la compresune (E_c)

Tabelul 3.27

$\tilde{\sigma}_{si}$ [N/m ²]	K_f	h_0 [mm]	Δh [mm]	E_s	E_s [N/m ²]	K_s [N/m]
0.5			0.36	0,0128	$39 \cdot 10^5$	122
1			0.71	0,0255	$40 \cdot 10^5$	156
15			1.05	0,0375	$41 \cdot 10^5$	191
2	1.25	28	1.35	0,0484	$41 \cdot 10^5$	269
2.5			1.64	0,0586	$43 \cdot 10^5$	358
3			1.78	0,0638	$47 \cdot 10^5$	329
3.5			1.99	0,0714	$49 \cdot 10^5$	343
0.5			0.64	0,0152	$33 \cdot 10^5$	153
1			1.27	0,0303	$33 \cdot 10^5$	154
1.5	0.85	42	2.10	0,0500	$30 \cdot 10^5$	149
2			2.80	0,0667	$30 \cdot 10^5$	171
2.5			3.62	0,0862	$29 \cdot 10^5$	168
3			4.34	0,1034	$28 \cdot 10^5$	155
3.5			5.25	0,1250	$28 \cdot 10^5$	130
0.5			0.91	0,0167	$30 \cdot 10^5$	127
1			1.86	0,0345	$29 \cdot 10^5$	125
1.5			2.79	0,0517	$28 \cdot 10^5$	122
2	0.65	54	3.73	0,0690	$28 \cdot 10^5$	122
2.5			4.82	0,0893	$28 \cdot 10^5$	122
3			5.78	0,1071	$28 \cdot 10^5$	121
3.5			6.75	0,1249	$28 \cdot 10^5$	121
0.5			1.22	0,0179	$28 \cdot 10^5$	800
1			2.52	0,0370	$27 \cdot 10^5$	776
1.5			3.93	0,0577	$26 \cdot 10^5$	753
2	0.50	68	5.23	0,0769	$26 \cdot 10^5$	749
2.5			6.80	0,0999	$25 \cdot 10^5$	722
3			8.16	0,1201	$25 \cdot 10^5$	722
3.5			9.52	0,1403	$25 \cdot 10^5$	722

Precum și constantele elastice ale izolatoarelor (K_s).

Valorile modurilor de elasticitate (E_s) sunt cuprinse între $(25 - 49) \cdot 10^5$ N/m², fiind determinate prin secanta în origine (0 - 1).

Prin discretizarea intervalelor de calcul corespunzătoare creșterii presiunilor în trepte egale $\Delta \sigma = 0,5 \cdot 10^5$ N/m², s-a calculat valorile modurilor de elasticitate corespunzătoare acestor intervale (E_{sij}) prin secanta (i - j) cu și valorile constantele elastice corespunzătoare (K_{sij}) prezentate în tabelul 3.25.

No. urt.	Dimensiunite [mm]	Kf	Interval $\sigma - \sigma_j$ [N/mm ²]	ΔG [N/mm ²]	Deformatie specifica		$\Delta \epsilon$	E_s [N/mm ²]	ΔP_{ij} [N]	Δh_{ij} [cm]	K_{sij} [N/mm ²]
					ϵ_i	ϵ_j					
1			0 - 0,5) * 10 ⁵		0	0,0128	39 * 10 ⁵		0,036	222 * 10 ³	
2			0,5 - 1) * 10 ⁵		0,0128	0,0255	39 * 10 ⁵		0,035	280 * 10 ³	
3	40 * 140 * 20	125	1 - 1,5) * 10 ⁵	0,5 * 10 ⁵	0,0255	0,0375	42 * 10 ⁵		0,034	282 * 10 ³	
4			1,5 - 2) * 10 ⁵		0,0375	0,0484	46 * 10 ⁵	980	0,035	290 * 10 ³	
5			2 - 2,5) * 10 ⁵		0,0484	0,0586	49 * 10 ⁵		0,029	305 * 10 ³	
6			2,5 - 3) * 10 ⁵		0,0586	0,0638	56 * 10 ⁵		0,024	382 * 10 ³	
7			3 - 3,5) * 10 ⁵		0,0638	0,0714	66 * 10 ⁵		0,021	557 * 10 ³	
8			0 - 0,5) * 10 ⁵		0	0,0152	33 * 10 ⁵		0,064	53 * 10 ³	
9			0,5 - 1) * 10 ⁵		0,0152	0,0303	33 * 10 ⁵		0,064	55 * 10 ³	
10			1 - 1,5) * 10 ⁵		0,0303	0,0500	25 * 10 ⁵		0,083	122 * 10 ³	
11	40 * 140 * 42	0,65	1,5 - 2) * 10 ⁵	0,5 * 10 ⁵	0,0500	0,0667	30 * 10 ⁵	980	0,070	122 * 10 ³	
12			2 - 2,5) * 10 ⁵		0,0667	0,0862	26 * 10 ⁵		0,082	195 * 10 ³	
13			2,5 - 3) * 10 ⁵		0,0862	0,1034	29 * 10 ⁵		0,072	151 * 10 ³	
14			3 - 3,5) * 10 ⁵		0,1034	0,1230	23 * 10 ⁵		0,091	107 * 10 ³	
15			0 - 0,5) * 10 ⁵		0	0,0167	30 * 10 ⁵		0,091	107 * 10 ³	
16			0,5 - 1) * 10 ⁵		0,0167	0,0345	28 * 10 ⁵		0,095	132 * 10 ³	
17	40 * 140 * 42	0,65	1 - 1,5) * 10 ⁵		0,0345	0,0517	29 * 10 ⁵		0,093	135 * 10 ³	
18			1,5 - 2) * 10 ⁵	0,5 * 10 ⁵	0,0517	0,0600	29 * 10 ⁵	980	0,054	135 * 10 ³	
19			2 - 2,5) * 10 ⁵		0,0600	0,0693	25 * 10 ⁵		0,109	135 * 10 ³	
20			2,5 - 3) * 10 ⁵		0,0693	0,1071	28 * 10 ⁵		0,096	135 * 10 ³	
21			3 - 3,5) * 10 ⁵		0,1071	0,1249	28 * 10 ⁵		0,086	135 * 10 ³	
22			0 - 0,5) * 10 ⁵		0	0,0173	28 * 10 ⁵		0,122	103 * 10 ³	
24	40 * 140 * 60	0,5	0,5 - 1) * 10 ⁵		0,0179	0,0370	26 * 10 ⁵		0,130	75 * 10 ³	
25			1 - 1,5) * 10 ⁵	0,5 * 10 ⁵	0,0370	0,0577	24 * 10 ⁵	980	0,141	595 * 10 ³	
26			1,5 - 2) * 10 ⁵		0,0577	0,0768	26 * 10 ⁵		0,130	75 * 10 ³	
27			2 - 2,5) * 10 ⁵		0,0768	0,0999	22 * 10 ⁵		0,157	52 * 10 ³	
28			2,5 - 3) * 10 ⁵		0,0999	0,1201	25 * 10 ⁵		0,136	70 * 10 ³	
28			3 - 3,5) * 10 ⁵		0,1201	0,1433	25 * 10 ⁵		0,136	70 * 10 ³	

Din analiza rezultatelor se constată o creștere a valorilor caracteristicilor elastice corespunzătoare creșterii presiunilor aplicate corespunzător pe izolatorii la care $K_f = 1,25$ și respectiv reducerea sensibilă a valorii acestora în aceleași condiții de solicitare pentru izolatorii avînd $K_f \leq 0,55$.

Manifestarea diferențiată a caracteristicilor elastice funcție de factorul de formă (K_f) sub formă de caracteristici "rigide" și respectiv "moale" se poate explica prin structura materialului asociată cu condițiile diferite privind posibilitatea de deformare laterală. Comportarea se pare a se datora în principal liantului de aglomerare care oricum, comparativ cu granulele pe care le înglobază este mai elastic și permite deplasarea relativă a acestora, deplasare facilitată sau împiedicată funcție de posibilitățile de deformare laterală impuse de caracteristicile de formă ale izolatorilor. Din cele prezentate se poate deduce că există un tip de izolator din VIBRAMOR avînd $0,55 < K_f < 1,25$ caracterizat printr-o dependență liniară între efort și deformație.

3.2.2. Incercări experimentale pentru determinarea caracteristicilor elastice și de amortizare ale izolatorilor în condiții dinamice

a. Determinarea frecvenței proprii a vibrațiilor libere

Pentru determinarea acestora, izolatorii au fost testate static corespunzător obținerii unor presiuni statice (Cst) cuprinse între $(0,5 - 3,5) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ în trepte egale cu $\Delta C = 0,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. Prin aplicarea unui impuls și înregistrarea vibrogravelor

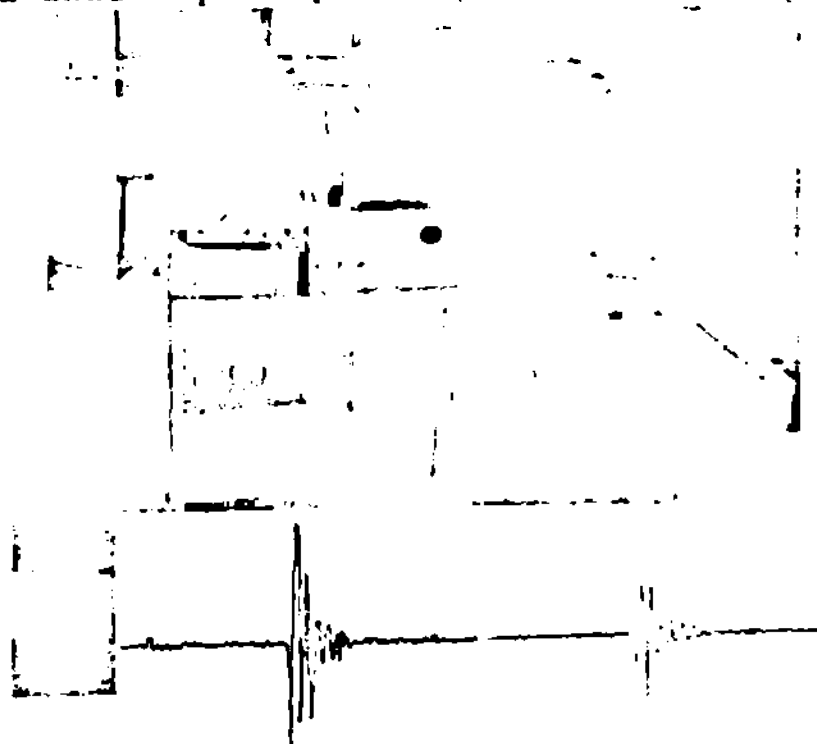


Fig. 3.15

corespunzătoare (fig. 3.15), s-a determinat perioada proprie de vibrație și respectiv frecvența proprie pentru fiecare caz în parte. Înregistrarea s-a făcut folosind înregistratorul rapid SS 101 și traductori KD-12 (RDG). Rezultatele sînt cuprinse în tabelul 3.29. (f_p).

b. Determinarea frecvenței de rezonanță

Frecvența de rezonanță a fiecărui tip de izolator solicitat la diferite presiuni statice s-a determinat folosind un vibrator electrodinamic și un lanț de măsurători compus din oscilograf SM 231, filtre KP și traductori KD-12 (fig. 3.15 și 3.16). Variind frecvența perturbatoare s-a obținut frecvența de rezonanță prin vizualizarea amplitudinii maxime a sistemului oscilant alcătuit din masa plăcilor metalice de testare și izolator. Valorile frecvențelor de rezonanță prezentate în tabelul 3.29 (f_{rez}) sînt în concordanță cu frecvențele proprii de vibrație (f_p), avînd în toate cazurile valori puțin mai reduse.

c. Calculul constantelor elastice dinamice

Pe baza frecvențelor de rezonanță determinate și cunoscînd masa cu care este lestat fiecare izolator în diferitele ipoteze considerate, s-au putut calcula constantele elastice dinamice (K_d).

Valorile acestora variază într-un domeniu foarte larg ($3400 - 15100$). 10^3 N/m în funcție de presiunea aplicată pe izolator (σ_{st}) și factorul de torziune (K_I) fiind cuprinse în tabelul 3.29.

d. Calculul modului de elasticitate dinamic

Modulul de elasticitate dinamic (E_d) cu valorile cuprinse în tab. 3.29 s-a calculat cunoscîndu-se valorile (K_d), (S_d) și (E_s) determinate anterior. Prin considerarea modului static echivalent prin origine s-au obținut valorile (E_d) cuprinse în tabelul 3.29; definind presiunea statică în domenii mai restrînse ($\Delta \sigma = 0,5 \cdot 10^5$ N/m²) s-au calculat valorile modurilor (E_d) și ale constantelor de elasticitate (K_d), valori cuprinse în tabelul 3.30. În ambele situații valorile modurilor de elasticitate sînt cuprinse între $(120 - 250) \cdot 10^5$ N/m²; se constată că în mod comparativ, valorile sînt cu ceva mai mari în cel de al doilea caz considerat.

e. Calculul caracteristicilor de amortizare

Capacitatea de amortizare s-a exprimat prin decașmentul logaritmic (δ) calculat pe baza vibrogramelor vibrațiilor libere (fig. 3.15) și respectiv fracțiunea din amortizarea critică (ξ) (tabelul 3.29 - pe baza acestora din urmă calculându-se și factorul

K_f	G_s [N/m ²]	f_p Hz	f_{rez} Hz	K_d [N/m]	E_d [N/m ²]	δ	ξ	Δf_{rez}	
0.25	0.5×10^5	61.2	60	14480×10^3	207×10^5	0.35	0.02	100	
	1×10^5	44	43.8	15120×10^3	220×10^5	0.35	0.02	100	
	1.5×10^5	38	36	15520×10^3	227×10^5	0.35	0.02	100	
	2×10^5	34	32	15720×10^3	231×10^5	0.35	0.02	100	
	2.5×10^5	31	29	17040×10^3	245×10^5	0.35	0.02	100	
	3×10^5	28.4	27.2	17840×10^3	253×10^5	0.35	0.02	100	
	3.5×10^5	25.1	25.2	18320×10^3	262×10^5	0.35	0.02	100	
0.25	0.5×10^5	28	28.1	6240×10^3	133×10^5	0.35	0.02	100	
	1×10^5	28.4	28	6240×10^3	133×10^5	0.35	0.02	100	
	1.5×10^5	25	24	6840×10^3	147×10^5	0.35	0.02	100	
	3×10^5	22.5	21.5	7340×10^3	157×10^5	0.35	0.02	100	
	2.5×10^5	20	19.2	7960×10^3	170×10^5	0.400	0.02	100	
	3×10^5	19.1	18.6	8320×10^3	178×10^5	0.400	0.02	100	
	3.5×10^5	18.5	17.9	8810×10^3	191×10^5	0.400	0.02	100	
	4×10^5	18.3	17.7	9270×10^3	198×10^5	0.400	0.02	100	
	1×10^5	25	24.2	4600×10^3	129×10^5	0.35	0.02	100	
	1.5×10^5	21.5	20.5	4980×10^3	137×10^5	0.35	0.02	100	
	2×10^5	19.8	18.8	5300×10^3	145×10^5	0.35	0.02	100	
0.25	2.5×10^5	17.5	16.8	5680×10^3	156×10^5	0.35	0.02	100	
	3×10^5	16.2	15.8	6002×10^3	165×10^5	0.35	0.02	100	
	3.5×10^5	15.5	15.0	6340×10^3	175×10^5	0.35	0.02	100	
	0.25	0.5×10^5	30	27.5	3030×10^3	106×10^5	0.5	0.02	100
		1×10^5	22.5	20	3180×10^3	110×10^5	0.25	0.02	100
		1.5×10^5	18	15.8	3360×10^3	117×10^5	0.185	0.02	100
		2×10^5	15.5	14.7	3520×10^3	122×10^5	0.17	0.02	100
2.5×10^5		13.5	13.4	3770×10^3	131×10^5	0.152	0.02	100	
3×10^5		13	12.7	3880×10^3	135×10^5	0.141	0.02	100	
3.5×10^5	12.1	11.1	4020×10^3	140×10^5	0.127	0.02	100		

Table 10.1.7.5

h	Interval		E_{ij} [N/m ²]	K_{ij} [N/m]	$f_{rez,med}$ [Hz]	δ	ξ	Δf_{rez}
	G_i [N/m ²]	G_j [N/m ²]						
0.25	0	0.5×10^5	39×10^5	2722×10^3				
	0.5×10^5	1.0×10^5	39×10^5	2800×10^3	51.9	0.35	0.02	100
	1.0×10^5	1.5×10^5	42×10^5	2882×10^3	39.9	0.35	0.02	100
	1.5×10^5	2.0×10^5	46×10^5	2800×10^3	34.0	0.35	0.02	100
	2.0×10^5	2.5×10^5	49×10^5	3379×10^3	30.5	0.35	0.02	100
	2.5×10^5	3.0×10^5	56×10^5	4083×10^3	28.1	0.35	0.02	100
	3.0×10^5	3.5×10^5	65×10^5	4667×10^3	25.2	0.35	0.02	100
0.55	0	0.5×10^5	33×10^5	1531×10^3				
	0.5×10^5	1.0×10^5	33×10^5	1556×10^3	33.15	0.35	0.02	100
	1.0×10^5	1.5×10^5	25×10^5	1182×10^3	25.2	0.35	0.02	100
	1.5×10^5	2.0×10^5	30×10^5	1400×10^3	22.75	0.35	0.02	100
	2.0×10^5	2.5×10^5	26×10^5	1195×10^3	20.35	0.35	0.02	100
	2.5×10^5	3.0×10^5	29×10^5	1361×10^3	18.9	0.35	0.02	100
	3.0×10^5	3.5×10^5	23×10^5	1077×10^3	16.25	0.35	0.02	100
0.65	0	0.5×10^5	30×10^5	1077×10^3				
	0.5×10^5	1.0×10^5	28×10^5	1032×10^3	23.25	0.35	0.02	100
	1.0×10^5	1.5×10^5	29×10^5	1054×10^3	22.35	0.35	0.02	100
	1.5×10^5	2.0×10^5	29×10^5	1043×10^3	19.35	0.35	0.02	100
	2.0×10^5	3.0×10^5	25×10^5	899×10^3	17.83	0.35	0.02	100
	2.5×10^5	3.0×10^5	25×10^5	1021×10^3	15.6	0.35	0.02	100
	3.0×10^5	3.5×10^5	28×10^5	1160×10^3	15.9	0.35	0.02	100

de amplificare la rezonanță (A_1 rez).

Valorile obținute exprimă bune caracteristici de amortizare ale materialului și respectiv ale izolatoarelor.

f. Concluzii și propuneri

În urma cercetărilor și studiilor experimentale efectuate rezultă că noul material izolator "VIBRAMOR" prezintă bune caracteristici elastice și de amortizare, cu valori ce pot fi variate în limite convenabile prin modificarea factorului de inerție, fiind prin alegerea unui tip de izolator corespunzător în funcție de necesitățile concrete, astfel ca să se obțină eficiența dorită a sistemului de izolare. (activă sau pasivă).

Comparativ cu pluta, izolatorii din VIBRAMOR au caracteristici elastice apropiate ca valori iar din punct de vedere de amortizare, caracteristicile sînt superioare. /20/.

Avînd în vedere și faptul că în urma cercetărilor de laborator s-a constatat că materialul posedă și o bună rezistență la acțiuni termo-oxidative, se propune folosirea în vederea izolarii antivibratorii a fundațiilor de mașini și a mașinilor produse în fabricile de vibrații.

Producătorul - I.M.P.C. "Bermation" Timișoara garantează ca minimum 10 ani timpul în care materialul își păstrează nealterate caracteristicile sale inițiale /10/.

3.3. Experimentări și măsurători "în situ" asupra nivelului vibrațiilor și măsuri de izolare antivibratorie

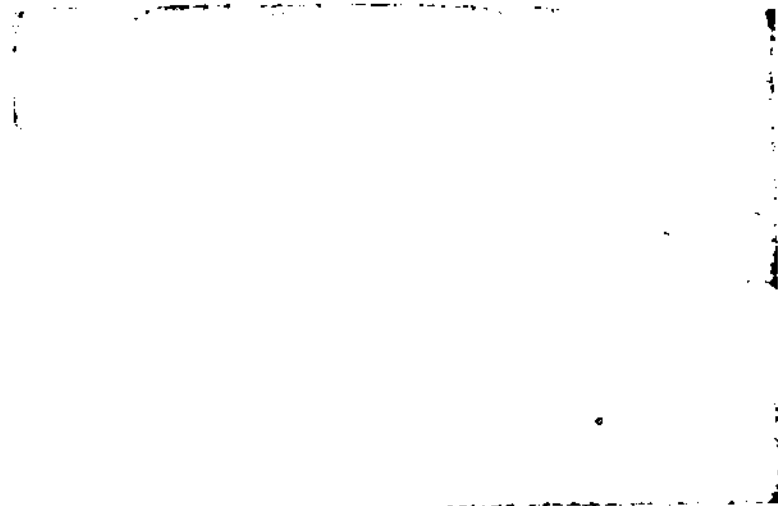
Pe baza contractului nr. 7133/85 încheiat între Întreprinderea Optică Timișoara și I.C.C.P.D.C. Filiala Timișoara - Cămin de Drumuri și Fundații și Instalații în Construcții, s-a trecut la valorificarea cercetărilor elaborate în laborator cu folosirea materialului VIBRAMOR la izolarea antivibratorie a mașinilor și utilajelor de mare finețe specifice industriei optice.

Conform temei program, beneficiarul a cerut să se stabilească nivelul vibrațiilor la o serie de utilaje conexe și mașini de încercat la șocuri și vibrații montate pe fundații și să se în funcțione, aprecierea influenței vibrațiilor acestora asupra funcționării mașinilor precum și asupra construcțiilor care le însoțesc. De asemenea s-a cerut stabilirea unor măsuri eficiente de izolare antivibratorie a mașinilor plasate în halele de fabricație, prezente inițial a fi montate direct pe planșee și să se stabilească nivelul vibrațiilor condițiilor normale de funcționare.

obținerea unei înalte calități a produselor specifice industriei textile ca și pentru protejarea construcțiilor în ansamblul lor, înotriva vibrațiilor.

3.3.1. Măsurători asupra nivelului vibrațiilor

Pentru stabilirea valorilor amplitudinilor și frecvențelor vibrațiilor s-a folosit un lanț de măsurători alcătuit din transductoare de vibrații KB-12, osciloscop SM 251, înregistrator rapid TSS-100 toate de producție RDG precum și un înregistrator de vibrații, pe bandă magnetică TESLA-EAM-500 (RSC) - fig.3.16.



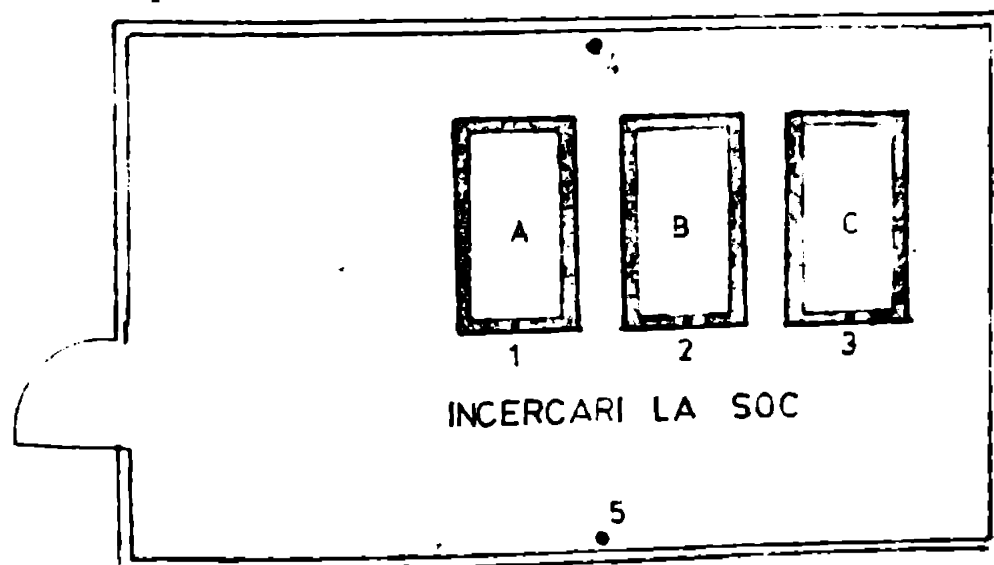
Măsurătorile s-au făcut în puncte situate pe fundațiile utilajelor și mașinilor (legate solid de mașini) precum și pe elementele de rezistență ale construcțiilor în care acestea sînt amplasate.

Fig.3.16

3.3.1.1. Stația de încercări mecanice dinamice INCERCARI LA SOC

În cadrul acestei stații de încercări există o instalație cu trei mașini de încercat la șoc rotative A, B și C.

Prin natura încercărilor și al modului de lucru a mașinilor, s-a stabilit că sînt semnificative vibrațiile orizontale, a căror amplitudine și frecvența s-au măsurat respectiv determinat în puncte situate pe fundațiile mașinilor (1, 2, 3) și la baza stîlpilor structurii de rezistență (4, 5. fig.3.17)



Măsurătorile s-au făcut în toate punctele pentru situația cînd funcționa una din instalații și respectiv două dintre acestea simultan (B,C,B-C) iar pentru cazul cînd toate mașini-

Fig.3.17

ile erau în funcțiune (A+B+C) măsurătorile s-au făcut numai în punctele de la baza stîlpilor.

Rezultatele măsurătorilor și determinărilor sînt cuprinse în tabelul 3.31, notarea punctelor și a mașinilor făcîndu-se corespunzător celor exprimate mai sus.

Tabelul 3.31

Pct.	Mașini în funcțiune	Frecvență măsurată [Hz]	Amplitudinea vibrațiilor orizontale A_H [mm]
1	B	53	0,0003
2		71	0,0264
3		83	0,0008
4		71	0,0004
5		83	0,0003
1	C	83	0,0003
2		71	0,0007
3		75	0,0000
4		75	0,0000
5		100	0,0001
1	B+C	60	0,008
2		75	0,011
3		71	0,010
4		71	0,009
5		71	0,0001
4	A+B+C	83	0,0000
5		83	0,0010

3.3.1.2. Stație încercări mecano-climatică.

"INCERCARI LA TREPIDATII"

Stația de încercări mecano-climatică cuprinde patru instalații de încercări la trepidatii amplasate ca în schemă din fig. 3.18 și notate cu D_1 , D_2 , D_3 și D_4 . S-au măsurat amplitudinile vibrațiilor verticale în punctele 1, 2, 3 și 4 situate pe fundamentele instalațiilor, precum și în punctele

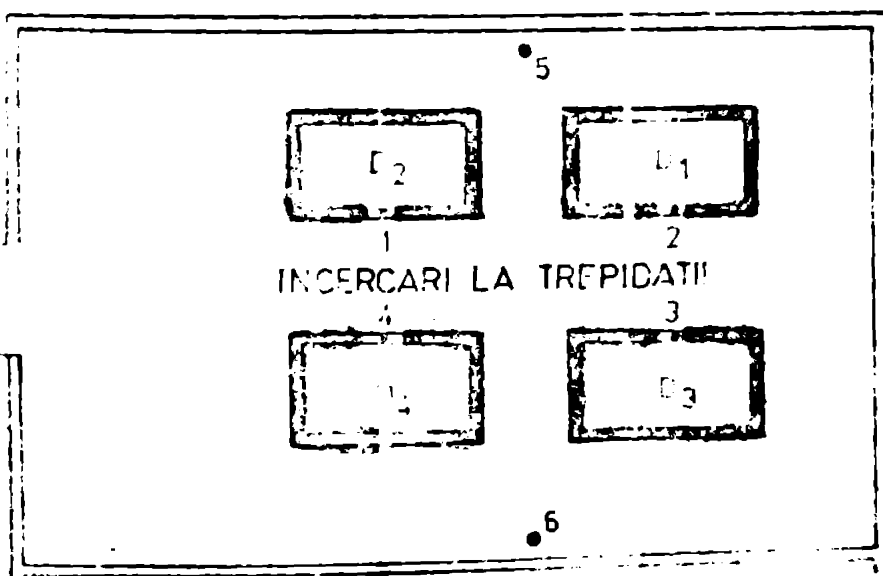


Fig. 3.18

5 și 6 la baza stîlpilor de rezistență ai halei.

Măsurătorile s-au făcut numai în funcțiune două instalații (D_1+D_2), trei instalații ($D_1+D_2+D_3$) respectiv toate

cele patru existente în hală ($D_1+D_2+D_3+D_4$).

Rezultatele măsurătorilor sînt redată în tabelul 3.32 în concordanță cu notațiile punctelor și dispunerea instalațiilor prezentate în schița din fig. (3.18).

3.3.1.3. Starea de
compresare

Tabelul 3.30

Pct	Mașini în funcțiune	Frecvențe măsurate [Hz]	Amplitudini măsurate A_v [mm]
1	$D_1 + D_2$	71	0,0001
2		93	0,0001
3		83	0,008
4		71	0,0008
5		70	0,001
6		50	0,00104
1	$D_1 + D_2 + D_3$	58	0,0005
2		58	0,0006
3		56	0,0064
4		50	0,0042
5		56	0,015
6		50	0,0094
1	$D_1 + D_2 + D_3 + D_4$	50	0,0006
2		50	0,00015

În cadrul acestei obiectiv sînt montate și se află în funcțiune două compresoare cu piston, momentan funcționând pe rînd cîte unul, urmînd ca atunci cînd producția o va cere să funcționeze în anumite perioade simultan ambele compresoare. Avînd în vedere acest lucru,

măsurătorile s-au efectuat în ambele ipoteze, adică cu un singur compresor în funcțiune (C_1) și respectiv cu ambele compresoare în funcțiune ($C_1 + C_2$). Pe lîngă valorile amplitudinilor vibrațiilor verticale stabilite în puncte de pe fundație (1 și 2) și pe stâlpii halei, la baza acestora (punctele 3 și 4) s-au determinat și frecvențele proprii ale ansamblului compresor-fundație ca și frecvențele de vibrație ale elementelor structurale de rezistență. Într-o anumită ipoteză s-au măsurat și vibrațiile orizontale ale stîlpilor care sînt ne semnificative (C_1) renunțînd a le prezenta în continuare ($C_1 + C_2$).

Rezultatele măsurătorilor sînt cuprinse în tabelul 3.30 completat cu schița de dispunere a punctelor în care s-au măsurat vibrațiile. (fig. 3.19).

3.3.1.4. Interpretarea rezultatelor

Concluzii și propuneri

Din analiza valorilor amplitudinilor vibrațiilor corelate cu valorile admise recomandabile cuprinse în

Tabelul 3.35

Pct.	Compresoare în funcțiune	Vibrații orizontale		Vibrații verticale	
		f [Hz]	A_H [mm]	f [Hz]	A_v [mm]
1	C_1	5	0,5	5,6	0,002
2		5	1,5	4,8	0,0043
3		-	-	5	0,0065
4		-	-	5	0,0104
1	$C_1 + C_2$	-	-	5	0,009
2		-	-	5,6	0,016

Fig. 3.20 /36/ (după Richart) rezultă următoarele:

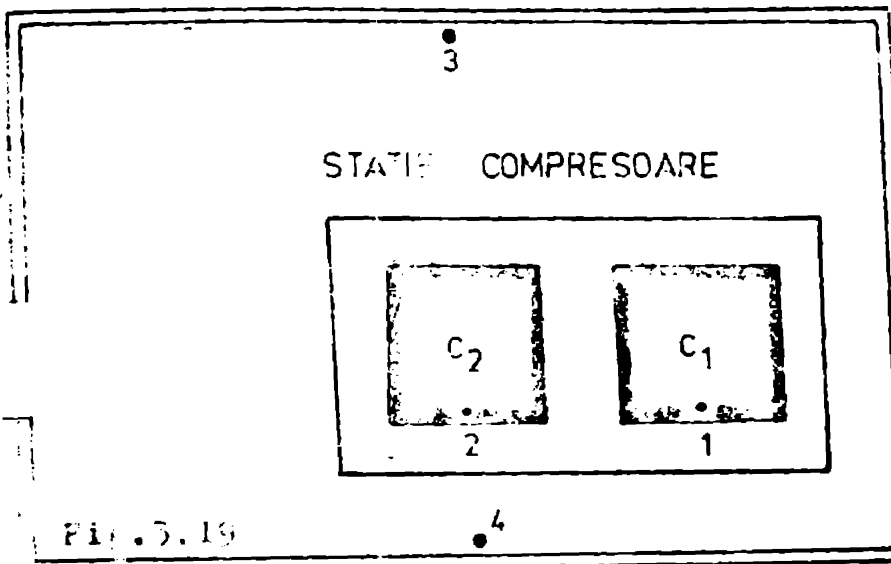


Fig. 5.19

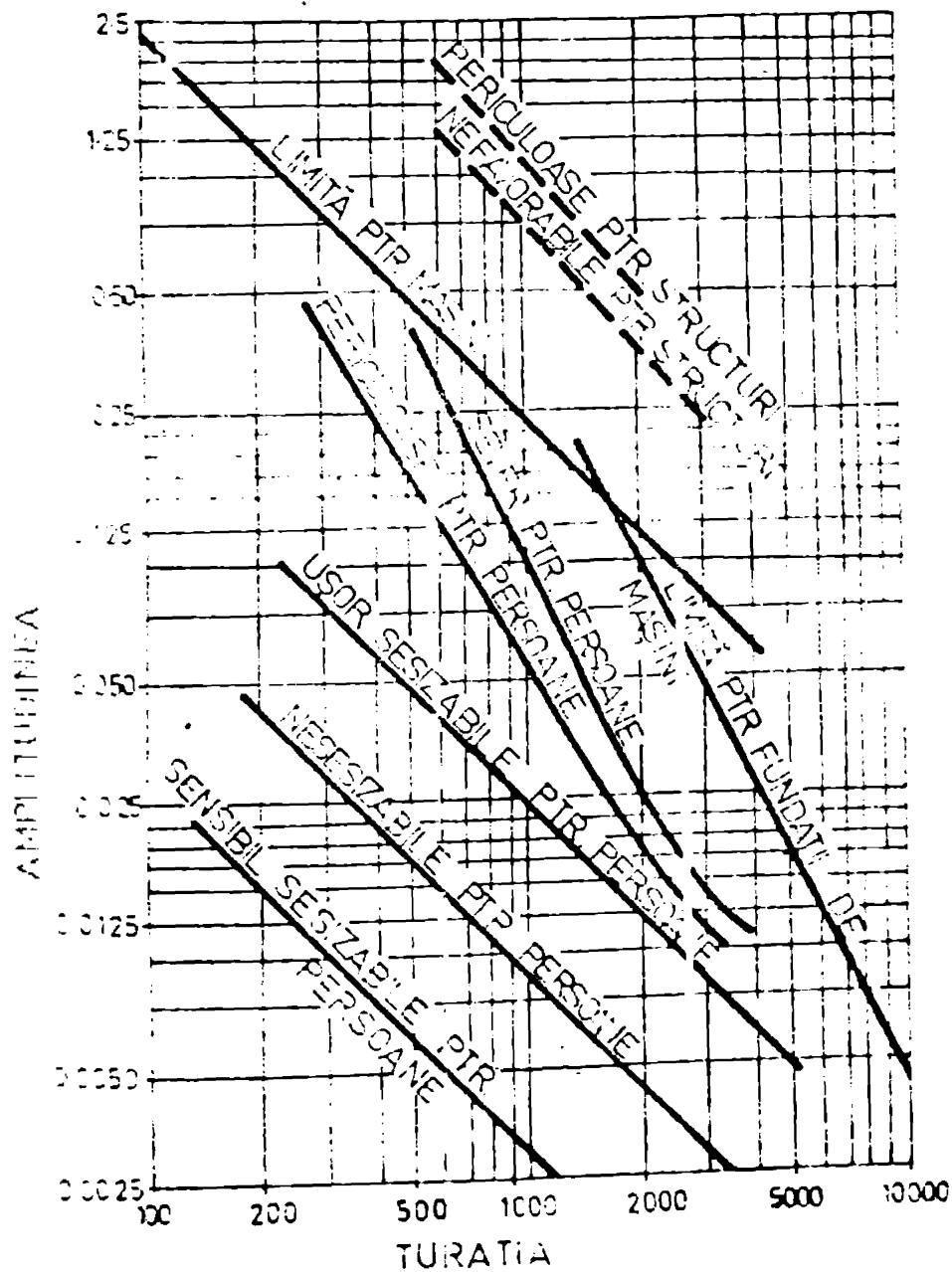


Fig. 5.20

a. Statia încercări mecano-climatice "INCERCARI LA SOOT"

Amplitudinile maxime pentru fundații sînt de 0,03 mm situîndu-se sub limita admisă, care pentru frecvențe de 75- 80 Hz este de $\approx 0,05$ mm. Cît privește structura de rezistență, aceasta este bine protejată, amplitudinile vibrațiilor transmise sînt valori de $\approx 0,001$ mm, mult mai mici decît cele "periculoase" pentru structuri.

b. Statia încercări mecano-climatice "INCERCARI LA TREPILAIII"

Amplitudinile maxime ale ansamblului fundației mecano-climatice sînt de $\approx 0,01$ mm iar cele de

structurii de $\approx 0,001$ mm. În ambele cazuri nivelul vibrațiilor situază sub valorile admise, pentru ansamblul în situație de limită între domeniul bun și utilizabil. Cît privește gradul de confort acesta este relativ asigurat, parametrii vibrațiilor sîntu-se decandată sub nivelul corespunzător "sensibil sesiz-

zibil pentru persoane".

C. - Stația de compresoare

Amplitudinile vibrațiilor verticale maxime sînt de 0,006 mm pentru structură și de 0,0011 mm pentru fundație. La o frecvență a vibrațiilor relativ joasă (5 - 6 Hz), valorile satisfac în ambele situații, fiind cu mult sub nivelul admis.

În urma analizei rezultatelor măsurătorilor se poate trage concluzia că în general, instalațiile pentru care s-au efectuat măsurătorile și care au funcționat "în gol" manifestă un comportament satisfăcător privind nivelul vibrațiilor produse și transmise construcției.

Funcționarea lor va trebui însă urmărită în continuare, prin măsurători periodice în regim normal de funcționare, deoarece este de presupus ca în aceste condiții nivelul vibrațiilor să crească. Este cazul în special la instalațiile din "Stația încercări mecano-climatice" unde chiar în condițiile în care s-au efectuat măsurătorile, nivelul amplitudinilor vibrațiilor se apropie de cele din domeniul "utilizabil", fiind foarte posibil ca pe parcursul exploatării normale, sistemele de izolare să necesite corecturi periodice. Acest lucru se impune avînd în vedere faptul că "alterarea" caracteristicilor elastice ale vibratorilor are ca urmare a fenomenului de împăturire cît și și datorită faptului că în exploatare nivelul vibrațiilor va crește datorită producerii unor uzuri inevitabile a organelor și subansamblurilor componente.

Cît privește "Stația de compresoare", pentru buna funcționare și comportarea corespunzătoare a construcției, trebuie să se facă prin pereți a conductelor de orice tip se va face astfel încît să nu fie în contact intim, folosindu-se prese speciale de trecere cu etanșare elastică.

5.3.2. Măsurători de vibrații și măsuri de izolare antivibratorie

În hala "Mașini de dusisat și polizat" s-au efectuat măsurători de vibrații folosind același lanț de măsurători ca la paragr.5.3.1.

Măsurătorile s-au făcut pentru două tipuri de mașini, cu șase axe și respectiv cu zece axe, înainte de izolarea antivibratorie cînd rezemarea acestora se făcea direct pe pardoseala halei și respectiv după izolare prin intercalarea între suprafața mașinii și pardoseală a unor izolatori din VIBRAMOR de mare rigiditate.

și având dimensiunile de 140 x 140 și înălțimi de 12 și respectiv 24 mm.

Amplitudinile vibrațiilor s-au măsurat în puncte simetrice pe scheletul metalic de rezistență al mașinilor (1 și 2) precum și pe pardoseală, în imediata vecinătate a suportilor laterali (3 și 4 - fig.5.21)

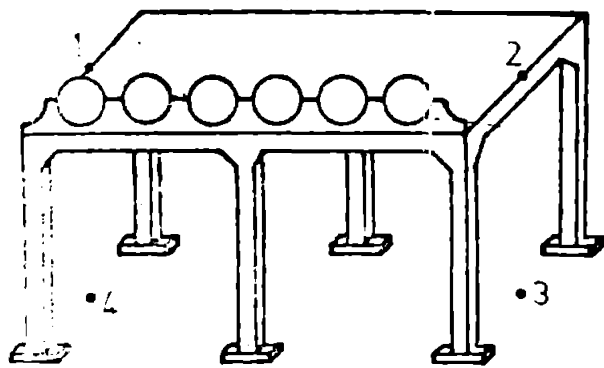


Fig.5.21

5.3.2.1. Mașini de dus și polisat cu două axe

Rezultatele măsurătorilor amplitudinilor verticale sînt cuprinse în tabelul 5. Se constată că în cazul rezemării directe pe pardoseală și în ansamblu nu vibrații verti-

Tabelul 5.

Punct	Valoarea amplitudinilor verticale A_v [mm]					
	Rezemare pe pardoseală		Rezemare pe izolatori cu înălțimea			
			$h = 24 \text{ mm}$		$h = 12 \text{ mm}$	
1	$f = 25 \text{ Hz}$	0,026	0,0043	$f = 10 \text{ Hz}$	0,005	$f = 10 \text{ Hz}$
2		0,024	0,0041		0,0022	
3		0,006	0,0008		0,0012	
4		0,008	0,001		0,0016	

le izolatori cu înălțimea de 24 mm și celeritatea $f = 10 \text{ Hz}$ și $f = 25 \text{ Hz}$ au avut înălțimea de 12 mm. În final s-a optat pentru ultimul tip de izolatori deoarece în primul caz (n=24 mm) se produceau vibrații orizontale relativ mari.

Trebuie precizat că mașina a funcționat "în colț" și că în faptul că planeitatea pardoselii (sau a nivelului suportului) nu a permis o distribuție uniformă a presiunilor pe izolatoari și respectiv un contact intim cu pardoseala (rezemare pe pardoseală) stie că scheletul prezenta o flexibilitate prea mare care producea vibrații orizontale.

Se remarcă totuși că prin dispunerea izolatoarelor s-au obținut reduceri ale amplitudinilor verticale importante, datorită unei bune capacități de izolare a materialului utilizat. Acest lucru se constată și prin reducerea amplitudinilor verticale ale pardoselii (de la 0,005 mm la 0,0012 mm) de 5 ori.

3.3.2.2. Mașini de dusisat și polisat cu zece axe

În cazul acestor mașini, avînd în vedere cele arătate mai sus, măsurarea vibrațiilor s-a făcut numai în condițiile de funcționare "în gol" a mașinii și anume cu rezemare pe pardoseală și respectiv prin dispunerea de izolatori cu înălțimea de 12 mm.

Rezultatele măsurărilor sînt prezentate în tabelul 3.55. Si în acest caz se remarcă o reducere mare a amplitudinilor

Tabelul 3.55

Pct.	Valorile amplitudinilor verticale A_v [mm]			
	Rezemare pe pardoseală		Rezemare pe izolator cu $h=12$ mm	
1	0,016	f= 28 Hz	0,0031	f= 15 Hz
2	0,024		0,005	
3	0,007		0,0016	
4	0,007		0,0017	

verticale ale suprafeței (de cea 5 oră) și respectiv a pardosealii (de peste 4 oră)

3.3.2.3 . Calculul eficienței izolării antivibratoare

Așa cum s-a arătat în cadrul Capitolului II, paragraful 2.4.1 (Studiul eficienței izolatorului), prin eficiența unui izolator se înțelege măsura reducerii vibrației, datorată existenței sale. Eficiența izolării poate fi exprimată prin viteza de vibrație sau prin forța de vibrație, prin două relații simple, și anume în vedere că expresia transmisibilității forței este identică cu cea a transmisibilității vitezei.

$$E = \frac{F_1^{(N)}}{F_1^{(I)}} \quad (3.16)$$

unde: $F_1^{(N)}$ este forța transmisă fundației (pardosealii sau planșei) cu mașina atașată direct;

$F_1^{(I)}$ este forța corespunzătoare cu izolatorul intercalat.

Considerînd rezultatele prezentate în tabelele 3.54 și 3.55 mai precis amplitudinile vibrațiilor în punctele 3 și 4 și frecvențele corespunzătoare, s-au calculat forțele transmise în soluția rezemare directă pe pardoseală (planșeu) a mașinilor și respectiv forțele transmise cînd între mașină și suport s-au intercalat izolatori.

Calculul eficienței este prezentat în tabelul 3.56.

Tabelul 5.36

Măsură	Modul de rezemare al mașinii				
	F [N] directă	Cu izolator h=24	E	Cu izolator h=12	ε
F axe M=100 kg	$F_3^{(N)} = 280$	$F_3^{(1)} = 5,8$	48	$F_3^{(12)} = 17,0$	15
	$F_4^{(N)} = 370$	$F_4^{(1)} = 7,2$	51	$F_4^{(12)} = 22,6$	15
10 axe M=500 kg	$F_3^{(N)} = 650$	-	-	$F_3^{(12)} = 4,84$	11
	$F_4^{(N)} = 650$	-	-	$F_4^{(12)} = 1,14$	12,7

În cazul "mașinilor de dusisat și polisat cu șase axe", folosirea unor izolatori cu înălțimea de 24 mm (170 x 90 x 24) a condus la o eficiență foarte mare, în sensul că forțele din axe după plasarea celor șase izolatori sînt practic negliabile. Este optat totuși pentru izolatorul cu înălțimea de 12 mm care are o eficiență mai redusă deoarece în primul caz, datorită funcționării mașinii, apăreau vibrații orizontale mai mari, în special la cuplarea și decuplarea celor șase instalații de măsurare și control.

Reducerea forței dinamice apare și mai evidentă dacă se are în vedere că într-o singură secție sînt amplasate peste 100 de axe care ar transmite planșoului o forță din axă de peste 1000 kN care se reduce la mai puțin de 6 kN respectiv de la 170 kN în cazul cu izolatori.

Dacă se are în vedere că măsurătorile se au efectuat cu mașinile funcționînd "în gol" și că în condiții normale de funcționare masa lor crește cu cea a semifabricatelor care sînt prelucrate, eficiența izolării antivibratorii este și mai evidentă în sensul reducerii unor forțe dinamice mult mai mari care pot crea vibrații care pot deranja atît procesul tehnologic în sine cît și instalațiile de măsură, control și nu în ultimul rînd ca vibrațiile să se transmită pe scară largă de fabricație.

5.5.2.4. Concluzii și propuneri

Dată fiind rezultatele obținute se poate afirma că folosirea izolatorilor din VIBRAMOR reduce în mare măsură atît vibrațiile mașinilor cît și vibrațiile transmise la pardoseală. În situația în care în hală vor funcționa toate mașinile, în condiții normale de exploatare este de așteptat ca nivelul vibrațiilor transmise la structură și prin intermediul planșoului să fie foarte scăzut. Acest lucru poate conduce în creația unor condiții favorabile de lucru privind vibrațiile, cu implicații asupra sănătății

precizie și acurateții necesare în prelucrările din industria optică.

Pentru a preveni acest lucru se propune ca atât mașinile de polisat și dusisat cât și cele de șlefuit de la nivelele superioare să fie izolate contra vibrațiilor folosind izolatori din VIBRAMOR.

Propunerea se bazează atât pe rezultatele obținute în urma măsurătorilor de vibrații cât și pe faptul că acești izolatori au un preț de cost mult mai scăzut decât alte tipuri de capacități de izolare similare. Spre exemplu, costul izolării materialului pentru o mașină de polisat este de circa 50 lei.

De asemenea se recomandă urmărirea în continuare a evoluției nivelului vibrațiilor atât pentru mașini cât și pentru construcții prin măsurători periodice, pentru a se putea lua cele mai eficiente măsuri care să asigure o funcționare corectă a mașinilor și o exploatare corectă a construcțiilor.

x

x x

În urma celor prezentate în cadrul cap. III, se poate trage concluzia că în urma cercetărilor efectuate, autorul pune la dispoziția specialiștilor un nou material indian elaborat din deșeurile de cauciuc, ieftin și eficient din punct de vedere al izolării vibrațiilor, capabil să înlocuiască unele materiale tradiționale mai scumpe care fie că se procură din import (plumb) sau pentru fabricarea cărora se folosește materie primă de calitate și se consumă mari cantități de energie (cauciucul).

Autorul stabilește relații de calcul și prezintă în cadrul lucrării nomograme pentru calculul și determinarea rapidă a valorilor caracteristicilor elastice necesare proiectanților în stabilirea sistemelor de izolare antivibratorie folosind noul material - vibramor. Pentru a veni și mai mult în sprijinul proiectanților, studiază o serie de izolatori, a căror caracteristici elastice și de amortizare le prezintă tabelar, valorile acestora putând fi folosite direct în calcule având posibilitatea de a alege izolatorul cel mai indicat într-o anumită situație dată - fie că este vorba de atenuarea vibrațiilor sau de reducerea pulsațiilor proprii la fundații de mașini relativ ușoare - problema prezentată în cap. IV - pe care reținem că mașina a cărei pulsație perturbatoare este mare.

Împreună cu întreprinderea de Mase Plastice și Cauciuc "Berantina" Timișoara, se va realiza până la finele anului 1960

un prospect în care va fi prezentat noul material cu caracteristicile sale fizico-mecanice, elastice și de amortizare. În cadrul prospectului vor fi cuprinse și elemente de calcul (relații, nomograme) necesare proiectanților, aspecte legate de modul de realizare a izolatoarelor utile executanților, alcătuire, materiale auxiliare necesare executării și montării acestora etc. Prospectul va fi distribuit institutelor de proiectare specializate și organizațiilor de execuție cu care ocazie se vor stabili relații de colaborare la proiectare și asistență tehnică la execuție precum și privind urmărirea comportării în timp a fundațiilor și caștilor precum și a materialului.

Într-o etapă următoare se preconizează a se stabili relații de colaborare cu întreprinderi de profil din țară (Cluj-Napoca, București, Jilava etc) cu scopul de a le ajuta în sensul valorificării deșeurilor de cauciuc sub forma noului material - vibroizolator.

Izolatorii din vibramor studiați de autor vor constitui o propunere de invenție prin întocmirea unui dosar care va fi prezentat spre brevetație.

CAPITOLUL IV

CONTRIBUȚIA LA STUDIUL CONIUCRĂRII ÎNTR-UN TEREN ȘI ANSAMBLUL FUNDAȚIE + MAȘINA ȘI ACȚIUNEA VIBRAȚIILOR VERTICALE

4.1. Considerații asupra posibilităților de acționare ținând cont de conlucrarea dintre teren și ansamblul fundație + mașină

Fundația de mașină are rolul de a transmite încărcările terenului de fundare astfel ca presiunea efectivă care se dezvoltă la nivelul tălpii fundației să nu depășească presiunea acceptată de teren. În același timp fundația de mașină are rolul de a asigura condiții corespunzătoare de lucru a mașinii în sensul "protejării" acestora împotriva apariției unor vibrații suplimentare în părțile componente ale mașinii prin asigurarea poziționării relative precise și durabile a subsansabilelor mașinii. Este cazul mașinilor alcătuite din două sau mai multe corpuri separate (ciocanul și nicovala, mașina de găurit radială cu masă separată, strungul plan cu masa sa separată etc) a căror funcționare este posibilă numai prin asigurarea trezilor mașinii pe o fundație reprezentată de un bloc unitar.

Având în vedere modul de funcționare ca și unitate, vibrațiilor generate de mașină, ansamblul fundație + mașină împreună cu terenul de fundare se comportă ca un sistem oscilant. Ansamblul fundație + mașină considerat că lucrează într-o împreună cu terenul suport au o frecvență proprie de vibrație f_p . Expresia generală a pulsației unui sistem oscilant cu un singur grad de libertate se scrie sub forma:

$$p = \sqrt{k/m} \quad (4.1)$$

în care m este masa fundației și a mașinii iar k este constanta elastică a terenului pe care reazemă fundația. Pentru a evita fenomenul de rezonanță care se produce în momentul cînd pulsația perturbatoare se identifică cu cea a ansamblului fundație + mașină, se pot adopta după cum se știe diferite măsuri. Una dintre acestea se referă la alegerea convenabilă a masei fundației astfel ca fenomenul de rezonanță să nu aibe loc - măsura care constă de cele mai multe ori o masă a fundației mare, consuză spirit de

teriale, cheltuieli suplimentare, condiții dificile de execuție etc.

Pornind de la expresia pulsației proprii (rel.4.1) și înlocuind:

$$\begin{aligned}k_z &= Cz \cdot S \\ m &= G/g \\ \sigma_{st} &= G/S\end{aligned}$$

în care: Cz - este coeficientul elastic al terenului în vibrații verticale;

S - aria tălpii fundației;

g - accelerația gravitațională

σ_{st} - presiunea statică pe teren sub talpa fundației

se obține:

$$p_z = \sqrt{\frac{k_z}{m}} = \sqrt{\frac{Cz \cdot S}{\frac{G}{g}}} = \sqrt{\frac{Cz \cdot S \cdot g}{G}} = \sqrt{\frac{Cz \cdot g}{\frac{G}{S}}} = \sqrt{\frac{Cz \cdot g}{\sigma_{st}}} \quad (4.2)$$

Rezultă că o altă măsură care se poate lua pentru evitarea rezonanței este aceea de a îmbunătăți caracteristicile elastice ale terenului de fundare, folosind diferite procedee [97] și [98], având în același timp masa fundației prin adaptarea unor soluții constructive eficiente.

4.1.1. Consolidarea fundație-teren în cazul terenurilor slabe de fundare îmbunătățite

În cadrul colectivului Catedrei de drumuri, fundații și instalații în construcții a Facultății de Construcții din Iași, școala, îmbunătățirea terenurilor de fundare slabe în vederea îndărrii directe a construcțiilor constituie una din direcțiile majore de cercetare din ultimii ani, obținându-se rezultate care s-au materializat prin execuția unui mare volum de lucrări de fundații pentru construcții industriale, social-culturale, de locuințe, fundații de mașini etc. la un pret de cost redus în raport cu soluțiile utilizate curent [116], [117]. Procedeele de îmbunătățire a terenurilor slabe prin folosirea vibrațiilor la care se face referire în continuare, se încadrează în grupul celor de îmbunătățire prin procedee mecanice, având elemente comune cu unele dintre acestea în sensul că folosesc același principiu de proiectare de vibropresare AVP-1, maiuri cu cădere liberă și vibrații. Verificarea calității lucrărilor de îmbunătățire se face cu pro-

după aceleași criterii [22] /23/ .

Labunțărirea terenului cu vibrații se poate realiza prin aruncarea de pietri din balast, nisip, zgură etc. în rețeaua de fundații învecinate, acestea încălzindu-se prin vibropresare [71] . Labunțărirea terenului cuprinde două faze principale și anume:

1) Vibroștautarea unui spațiu prin vibrații realizată cu vibratorul (fig.4.1.a), obținându-se în acest fel o compactare și o densare a terenului natural prin efectul de vibropresare [72] . În această fază, zona de îndesare este relativ mică și în funcție de natura terenului, starea inițială de labunțare, dimensiunile geometrice ale spațiului etc. și de metoda de labunțare utilizată (vibrare, vibropresare, autovibrare, etc.)

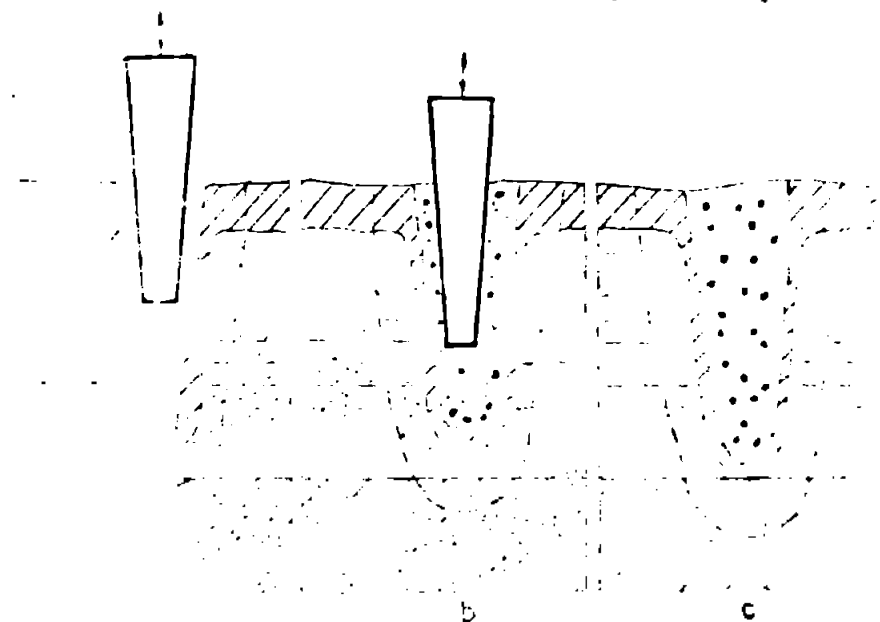


Fig.4.1.

2) Vibroștautarea și labunțărirea simultană realizată prin aruncarea de nisip în rețeaua de fundații învecinate, acestea fiind densificate și compactate prin efectul de vibropresare [73] . În această fază, zona de îndesare este relativ mare și în funcție de natura terenului, starea inițială de labunțare, dimensiunile geometrice ale spațiului etc. și de metoda de labunțare utilizată (vibrare, vibropresare, autovibrare, etc.)

Labunțărirea terenului cu vibrații are efecte favorabile asupra stabilității și durabilității construcțiilor. În același timp, prin labunțărirea terenului de fundare, se reduce vibrațiile și zgomotul etc. care toare ale acestora asupra spațiilor, construcțiilor învecinate. Aplicarea acestor metode de labunțare este recomandată în cazul când terenurile sînt arătate din nisipuri și prăjoase, nisipuri mijlocii afîinate, nisipuri fine și foarte fine nisipoase aflate sub nivelul apei sau al mării etc., argile, luturi neomogene etc., pămînturi care au caracteristici elastice reduse, fiind susceptibile de labunțare și de labunțărirea sub acțiunea încălzirilor statice și din cauza acțiunea încălzirilor dinamice.

4.1.2. Acordarea înaltă a fundațiilor de mașini rezemate pe terenuri îmbunătățite

În cazul mașinilor care au toleranțe reduse și care au cerințe restrictive privind transmiterea vibrațiilor, fundațiile de mașini se calculează și se proiectează astfel încât rezonanța proprie a ansamblului fundație + mașină să treacă superior de frecvenței de lucru a mașinii, realizându-se "acordarea înaltă" a ansamblului. Acest lucru se poate obține prin adoptarea unor soluții din care să rezulte fundații cu masa redusă și, în consecință, valori de rezonanță /14/.

Folosirea judicioasă a spațiilor construite aduce însă un nou element restrictiv în sensul reducerii suprafețelor de rezonanță a fundației de mașină la valori minime, împiedicând astfel realizarea constructivă a mașinii, specificul tehnologic, precum și cerințele de proiectare etc. în condițiile asigurării stabilității și siguranței în exploatarea a lungă a mașinii.

Aceste cerințe au condus la ideea de a interveni asupra terenului și eficient asupra caracteristicilor elastice ale terenului, în sensul mășurării valorilor acestora la nivelul suprafețelor de rezonanță, asigurându-se astfel posibilitatea obținerii unei "acordări înalte" care să treacă de suprafața tălpilor fundației este mai redusă și astfel să se evite rezonanța deosebit de puternică în care "acordarea înaltă" este realizată între fundațiile unor mașini cu toleranțe mici. Acest lucru este mai ușor de realizat, ar avea ca efect direct reducerea costurilor de investiție, reducerea valorii investițiilor și asigurarea unor condiții mai bune de rezonanță care să asigure și o mai bună exploatare.

Îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare cu ajutorul nisipului sau materiale locale (piatră spartă, zgură de fabrică etc.) conferă atributele necesare obținerii unor condiții de rezonanță mai bune a fundațiilor care să asigure evitarea rezonanței puternice în toate cele mai largi de situații ce pot apărea în practică în proiectarea fundațiilor de mașini /71/, /72/.

Dacă mașina se consideră ca este solidă în raport cu fundația, aceasta din urmă rezază direct pe teren, se poate considera un sistem oscilant caracterizat prin masa sa propriu-zisă și constanta elastică k în terenului de fundare naturală /14/.

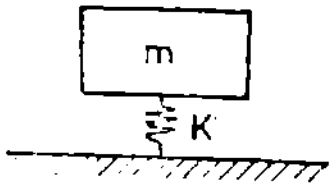


Fig. 4.2

Dependența între pulsația proprie a vibrațiilor verticale a ansamblului fundație + mașină și constanta elastică a terenului pentru diferite valori ale masei m este prezentată în fig. 4.5, în care k

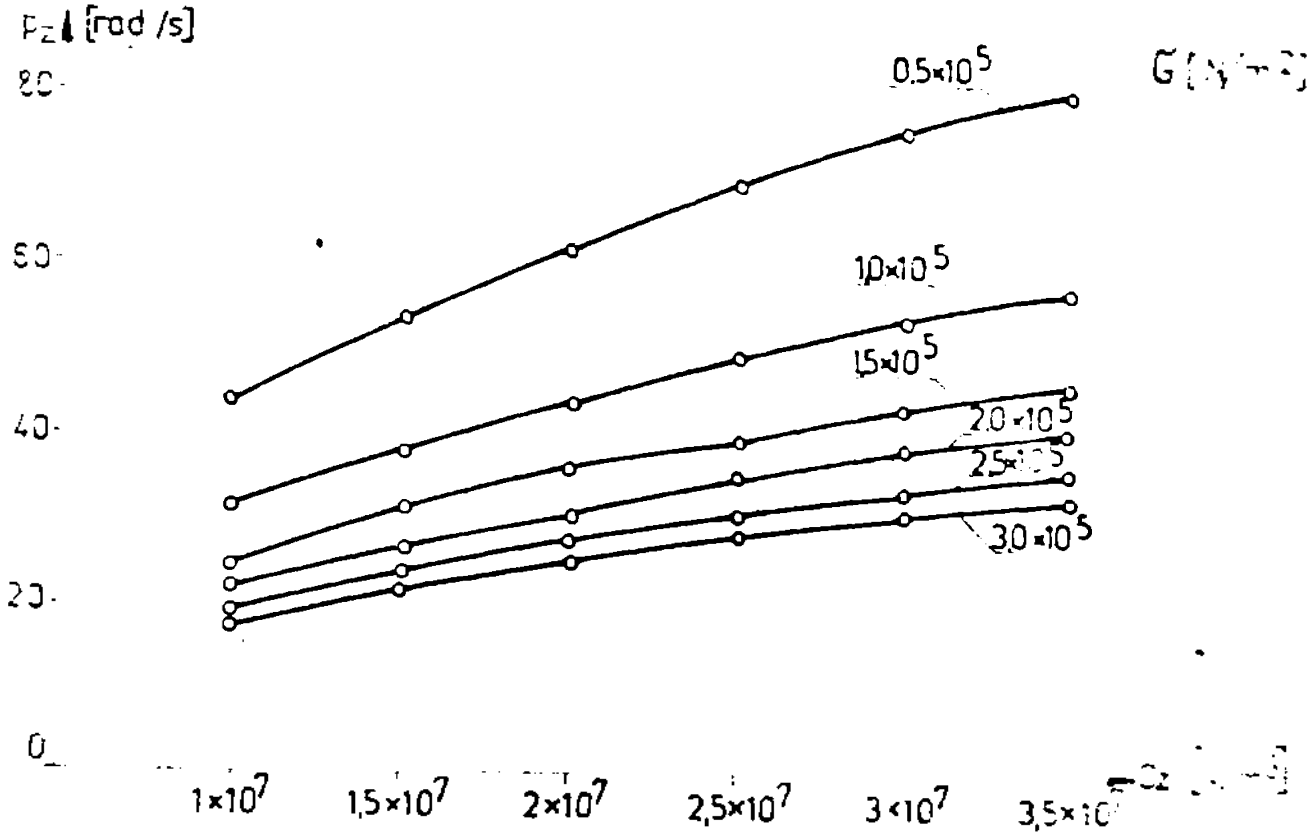


Fig. 4.5

intervine prin coeficientul elastic (C_z) iar masa m prin presiunea statică pe teren (σ_{st}) la nivelul talpii fundației (rel. 4.2).

Se constată că pulsația proprie a vibrațiilor verticale (p_z) crește pe măsura sporirii caracteristicilor elastice ale terenului (C_z) precum și odată cu reducerea presiunii statice pe talpa fundației (σ_{st}).

4.1.3. Cercetări experimentale privind caracteristicile elastice ale terenurilor îmbunătățite cu ploturi

Pentru stabilirea caracteristicilor elastice ale terenurilor slabe îmbunătățite cu ploturi, colective din cadrul

Catedrei de drumuri, fundații și instalații în construcții au realizat o serie de încercări experimentale pe diferite tipuri de soluri (limbașoara, Arad, Reșița, Petroșani etc) efectuându-se și încercări cu placa /102/.

În fig.4.4, sînt prezentate curbele de încărcare și descărcare (respectiv descărcare-umflare) determinate pe amplasamentele Arad (1) și Petroșani (2, 3 și 4), luînd în considerare că

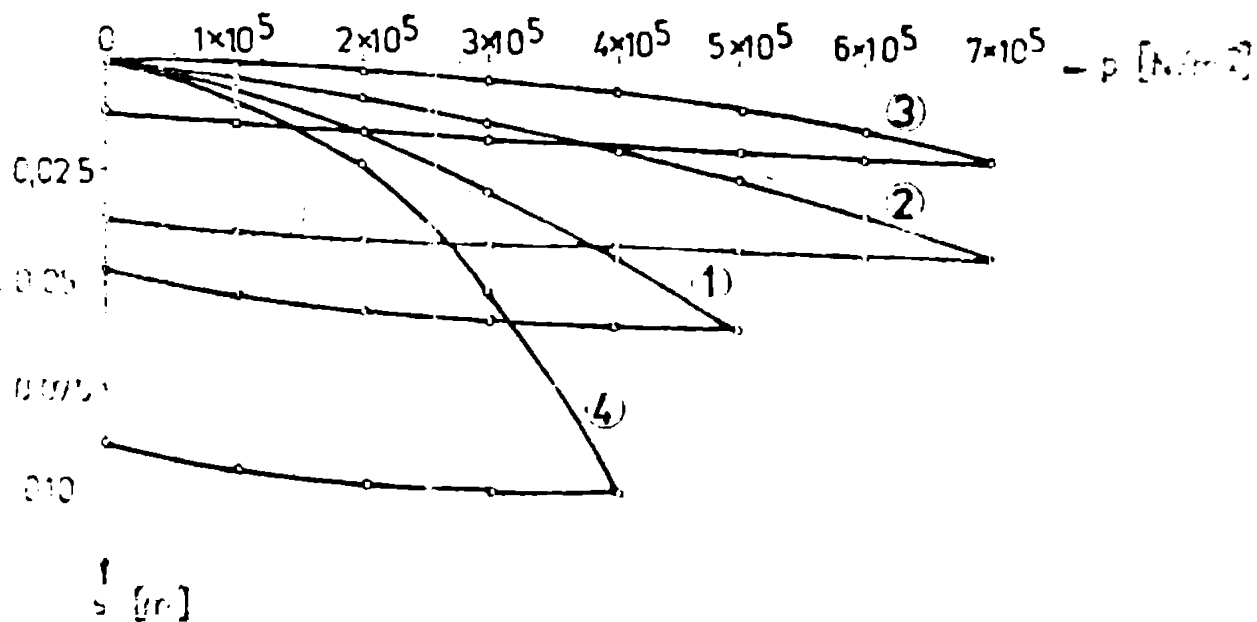


Fig.4.4

rezultatele elastice înregistrate, rezultă valori ale coeficientului elastic (C_z) de $8 \cdot 10^7 \text{ N/m}^3$ (1), respectiv $11 \cdot 10^7 \text{ N/m}^3$ și $12 \cdot 10^7 \text{ N/m}^3$ (2 și 3) față de terenul natural $C_z = 2 \cdot 10^7 \text{ N/m}^3$ (4).

Din analiza în paralel a diagramelor de dependență $p_z - C_z$ (fig.4.5) considerînd presiuni statice (σ_{st}) diferite cuprinse între $(0,5 - 3,0) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ se constată că în cazul terenurilor îmbunătățite pulsația proprie (p_z calculată cu rel. (4.2) are valori mult mai mari decît în cazul terenurilor naturale ($C_z = 2 \cdot 10^7 \text{ N/m}^3$). Acest aspect se evidențiază în cadrul tabelului 4.1 unde s-a considerat o valoare $\eta = \frac{p_z}{\sigma_{st}}$ calculîndu-se cu rel. (4.2) pulsațiile proprii $p_z = \sqrt{\frac{C_z \cdot \sigma_{st}}{g}}$ și apoi pulsațiile maxime $\omega = 0,8 p_z$ respectiv înălțimile maxime ($\eta_{max} = 3c\omega$) ale mașinii pentru care acordarea nu este posibilă, în funcție de coeficientul elastic C_z și de presiunea statică σ_{st} pe talpa fundației.

Din cele prezentate mai sus rezultă că îmbunătățirea terenului de fundare oferă posibilitatea adoptării unor

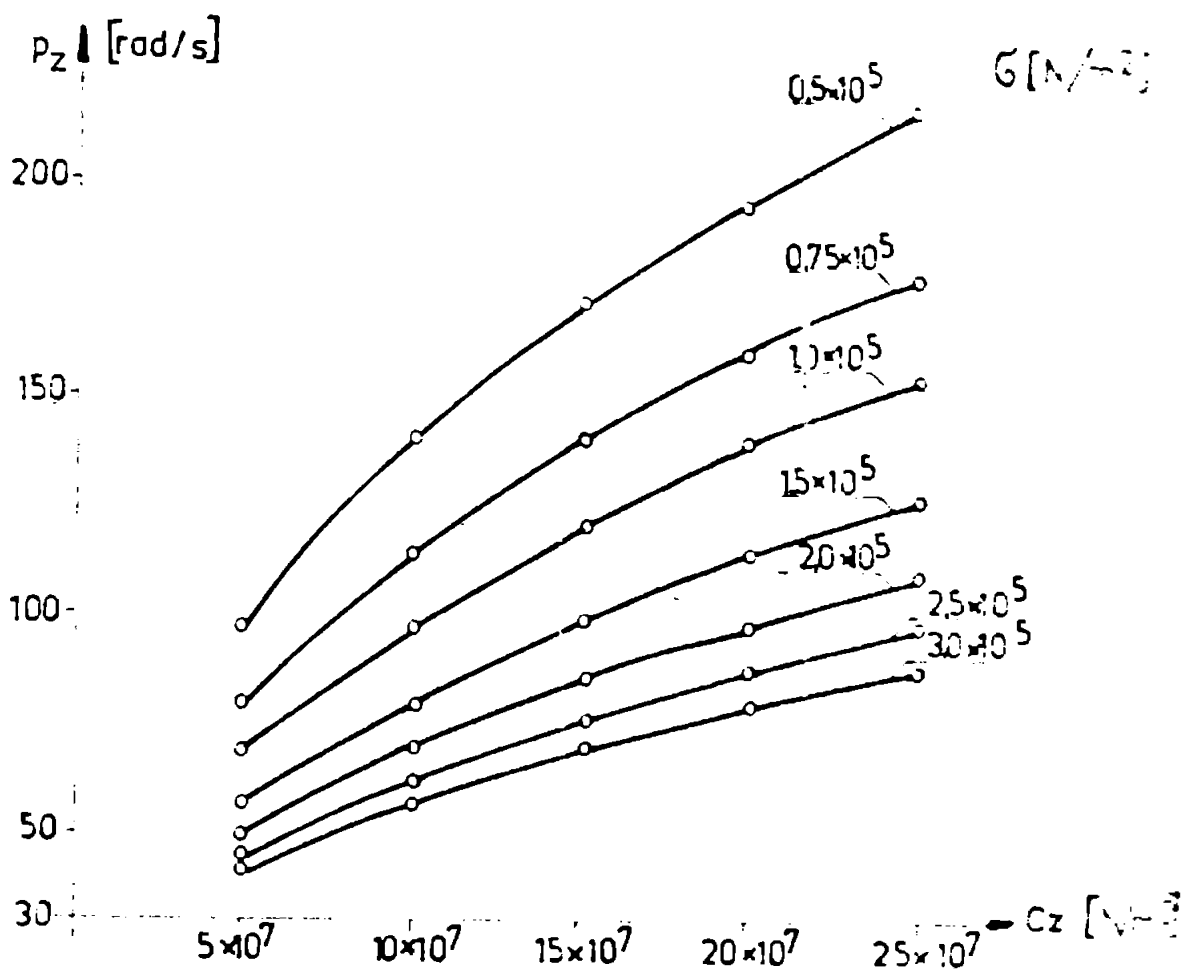


Fig. 4.5

Table 4.1

No crt	$C_{z \max}$ [N/m ²]	$G_{st \max}$ [N/m ²]	Pulsatia proprie p_z [rad/sec]	η_{p_z}	η_{p_z} [rad/sec]
1	2×10^7	0.5×10^5	63	0.8	126
		3.0×10^5	25		
2	8×10^7	0.5×10^5	125	0.8	250
		3.0×10^5	50		
3	11×10^7	0.5×10^5	145	0.8	290
		3.0×10^5	60		
4	15×10^7	0.5×10^5	170	0.8	340
		3.0×10^5	70		
5	24×10^7	0.5×10^5	216	0.8	432
		3.0×10^5	88		

fundare în condiții mult mai avantajoase din punct de vedere tehnico-economic. În plus, prin procesul de îmbunătățire se începe și o sporire a capacității portante a terenului de fundare care are ca efect reducerea tasărilor, sporirea siguranței și a duratei în cazul unei exploatare normale a fundațiilor și mașinilor.

Aceasta înseamnă că îmbunătățirea terenului începe să aibă în cazul terenurilor de fundare slabe se impune ca măsură în cazul fundațiilor de mașini.

În această situație însă este posibil ca pentru terenuri cu turații relativ mari, "acordarea înaltă" să nu poată fi realizată, singura soluție fiind realizarea unei "acordări joase" prin asigurarea unei frecvențe proprii reduse sub valoarea celei perturbatoare - în condițiile unor turații egale și a unui teren cu caracteristici elastice superioare. Acest lucru nu se poate obține prin rezemarea directă a fundației pe teren ci prin folosirea unor materiale elastice intercalate între fundația mașinii și o placă - radiator din beton armat, care se așază direct pe terenul îmbunătățit.

4.1.4. Modificarea conlucrării dintre ansamblul fundație + mașină și terenul îmbunătățit prin folosirea unor izolatori din VIBRAMOR

Pe baza cercetărilor experimentale efectuate asupra unor izolatori din VIBRAMOR - Cap.3 p. 3.2.2. a, b, c - s-au găsit frecvențele proprii și constantele elastice (k_1) ale ansamblului masă de lestare + izolator pentru fiecare tip de izolator în parte (tab. 3.29). Diagramele din figura 4.6 conțin datele pe baza rezultatelor experimentale (Tab. 3.29) reduse deplasarea $p_2 - 6_{st}$ pentru cele patru tipuri de izolatori care au eficiența de formă $k_f = 0,5 \dots 1,25$ [11]. Acești izolatori pot fi folosiți cu bune rezultate în ideea exprimată mai sus, în sensul reducerii pulsației proprii atunci când nu se poate realiza o acordare convenabilă prin rezemarea directă a fundației de mașină pe terenul îmbunătățit.

În tabelul 4.2 sînt cuprinse valorile minime ale rotației mașinii (γ_{min}) pentru care izolatorii sînt capabili să realizeze reducerea pulsației proprii astfel ca fenomenul de re-

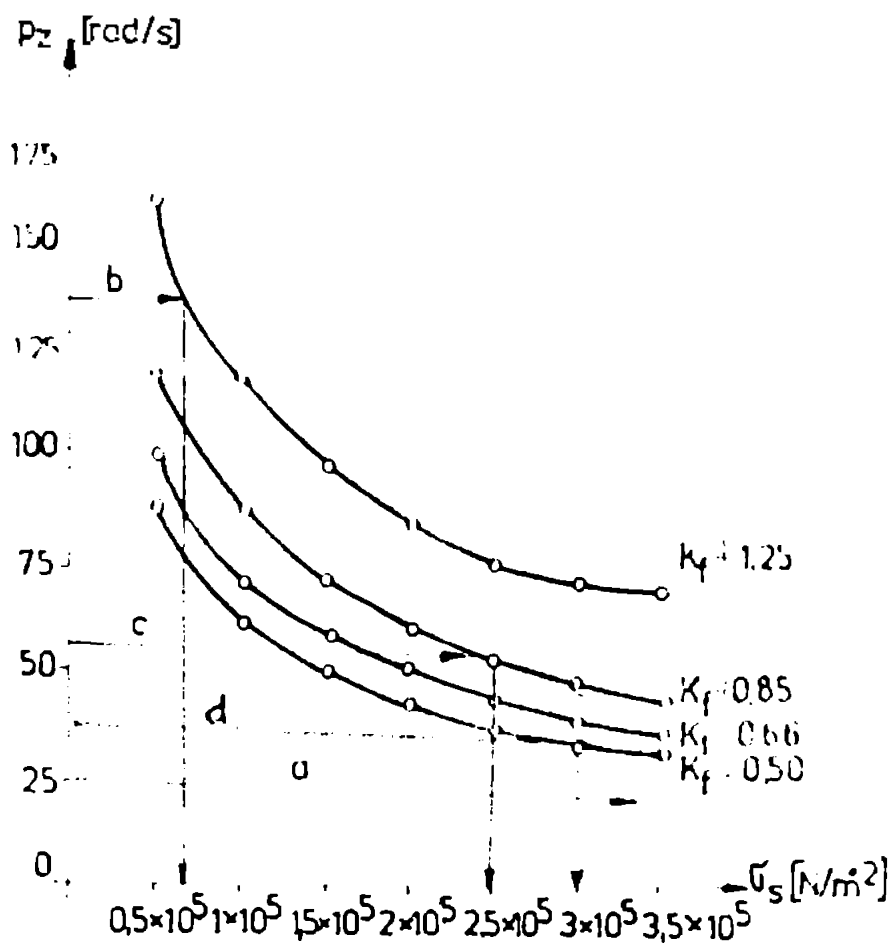


Fig. 4.6

zonală de tre excitat, pe lângă un cuplu al pulsațiilor

$$\eta = \frac{\omega}{P_z} = 2.$$

Valorile η_{min} s-au calculat pe baza frecvențelor proprii ale izolatoarelor determinate experimental (tabelul

Tabelul 4.2

Nr. crt.	Dimensiunile izolatorului [mm]	$K_f = \frac{S_b}{S_{lat}}$	G_{st} [N/m²]	Pulsația proprie [rcd/sec]	$\eta = \frac{\omega}{P_z}$	η_{min} [rcd/sec]
1	140*140*28	1,25	$0,5 \times 10^5$	165	2	$\eta = 2000$
			$3,5 \times 10^5$	70		$\eta = 1000$
2	140*140*42	0,85	$0,5 \times 10^5$	123	2	$\eta = 2000$
			$3,5 \times 10^5$	53		$\eta = 1000$
3	140*140*54	0,65	$0,5 \times 10^5$	100	2	$\eta = 2000$
			$3,5 \times 10^5$	38		$\eta = 1000$
4	140*140*68	0,50	$0,5 \times 10^5$	90	2	$\eta = 2000$
			$3,5 \times 10^5$	32		$\eta = 1000$

2) pentru valori ale presiunii statice pe izolator cu, raze
sire $(0,5 \dots 3,5) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, astfel:

$$p_z = 2\pi f_z; \quad \omega = \eta \cdot p_z = 2p_z \quad \text{și} \quad \eta_{\min} = \frac{\omega}{p_z} = \frac{2p_z}{p_z}$$

Analizînd posibilitățile de reducere a pulsației p
ri oferite de cele patru tipuri de izolatori (tabelul 4.2) se
constată că spre exemplu considerînd raportul pulsațiilor

$\eta = \frac{\omega}{p_z} = 2$ și $\sigma_{st} = 3,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, se poate obține o reducere
a pulsației utilizînd izolatori de tipul 1 și 2, etc.

Pentru cazul mașinilor cu turații $n \geq 600 \text{ rotații/min}$, tabelul 4.2 cuprinde turațiile minime (η_{\min}) ale mașinilor pentru care se poate asigura reducerea convenabilă a pulsației (în sensul evitării rezonanței) în funcție de tipul izolatorului folosit, presiunea statică pe izolator și raportul pulsațiilor $\eta = \frac{\omega}{p_z}$ care s-a considerat în acest exemplu ca fiind $\eta = 2$.

Diagramele din fig. 4.6 permit alegerea tipului și a numărului de izolatori astfel ca ansamblul în întregime să aibă o pulsație care să asigure evitarea rezonanței și plus reducerea în limitele dorite a amplitudinii vibrațiilor transmise terenului prin ajustarea transmisibilității în direcții verticale, alegînd un raport al pulsațiilor $\eta = \frac{\omega}{p_z}$ necesar.

Din analiza curbelor de rezonanță ale izolatorilor se constată că factorul de amplificare la rezonanță este diferit în funcție de tipul izolatorului și de presiunea statică pe izolator, aceasta ca urmare a caracteristicilor de amortizare diferite (tabelul 3.29). Pentru domeniul de după rezonanță ($\eta >$ transmisibilitatea diferă de asemenea în funcție de k și σ_{st} astfel că alegerea tipului de izolator ca și a numărului este la nevoie să aibă în vedere comportamentul și caracteristicile elastice și de amortizare diferite, alegîndu-se sistemele în scopul propus.

Pentru exemplificare se consideră că o mașină are pulsația perturbatoare ω [rad/sec.] și masa m_1 se află pe o fundație m_2 în funcție de dimensiunile geometrice ale mașinii și tipul acestuia (rigid sau elastic) și condițiile de ancorare și de tipul buloanelor. Se stabilește raportul pulsațiilor

$\eta = \frac{\omega}{R_z} \gg 1$ deducându-se pulsația proprie maximă $\omega_{z \max} = \frac{g}{\eta}$ precum și masa totală $M = m_1 + m_2$.

În valoarea $p_{z \max}$ de pe ordonată, se duce o orizontală care intersectează curbele de dependență $\sigma_{st} = \sigma$ et (fig. 4.6). Se pot ivi următoarele situații:

a) valoarea $p_{z \max}$ este atât de mică încât orizontală, nu este intersectată nici una din curbe. Această înseamnă că pulsația proprie necesară înălțărilor izolatoare nu sînt capabili să asigure o pulsație proprie atât de mică și se adoptă soluția de "acordare înaltă", prin rezemarea directă a fundației pe terenul îmbunătățit.

b) orizontală dușă intersectează o singură curbă (curba $k_f = 1,25$) corespunzător unei presiuni statice $\sigma_{st \min} \approx 0,7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. Cum presiunea statică este:

$$\sigma_{st} = \frac{G}{S_{1z1}} = \frac{M \cdot g}{S_{1z1}}$$

rezultă suprafața necesară a izolatoarelor:

$$S_{1z \text{ nec}} = \frac{M \cdot g}{\sigma_{st}} \text{ precum și numărul de izolatoare:}$$

$$n_{izol} = \frac{S_{1z \text{ nec}}}{S_{1z}}, \text{ astfel ca } \sigma_{st} \approx \sigma_{st \min}$$

c) orizontală intersectează mai multe curbe (cele corespunzătoare $k_f = 0,55; 0,65$ și $0,7$). Soluția cea mai rațională este de a alege tipul de izolator care corespunde presiunii statice celei mai mari, deoarece numărul de izolatoare este cel mai mic ($k_f = 0,55$). Dacă se alege aceiași număr de izolatoare dar cu $k_f = 0,65$ sau $k_f = 0,7$, se obțin pulsații proprii mai mici, deci o comportare dinamică mai satisfăcătoare dar se consumă o cantitate mai mare de material. Soluția optimă se adoptă analizîndu în paralel cele două aspecte astfel încît în un preț de cost minim să se obțină eficiența cerută a izolatoarelor.

Acest lucru se obține dacă se studiază dependența transmisibilității în funcție de raportul pulsațiilor presiunea statică pe izolator (σ_{st}) sau numărul izolatoarelor

corespunzător prețului de cost al acestora. Atenșarea vibrațiilor se poate obține fie prin folosirea unor izolatoari cu k_1 de valoare mai mare dar alegând raportul $\eta = \omega/p_z$ (care, în special, pentru foarte joase) sau folosind izolatoari cu k_1 de valoare mai mică, cînd atenuarea este mai bună pentru același raport $\eta = \omega/p_z$ cu observația că în acest din urmă caz, factorii de amplificare la trecerea prin rezonanță și corespunzător transmissibilitatea sînt relativ mai mari.

d) orizontala dusă intersectează o sinușă care, corespunzătoare $k_1 = 0,5$. În acest caz soluția este unică, alegîndu-se izolatoari cu factor de formă $k_1 = 0,5$, cu condiția necesară rezultînd din condiția ca $\delta_{st} \geq \delta_{st, \min} = \delta_{st, \min} = 2 \cdot 10^{-4}$ (în cazul considerat).

4.2. Studiul fundațiilor de mașini realizate pe colțari.

În cazul terenurilor de fundare slabe, o soluție de realizare a fundațiilor de mașini acceptată în general, de pildă, este cea a fundațiilor directe de aducție și de descărcare, eficiente, cea a fundațiilor pe piloți. Comparativ cu fundațiile directe realizate sub forma unor blocuri masive din beton sau beton armat - în anumite situații fundațiile pe piloți prezintă avantaje atât din punct de vedere al execuției cât și al costurilor lucrărilor. În general însă fundațiile pe piloți sînt în general mai costisitoare, realizarea lor implicînd un consum mare de materiale energointensive - ciment, oțel etc., motiv pentru care soluția este acceptată doar în situații limită cînd alte sisteme de fundare nu dau satisfacție în sensul că nu prezintă siguranță în exploatare.

Pornind de la aceste considerații și avînd în vedere rezultatele mai mult decît satisficătoare obținute în cadrul lucrărilor de drumuri, fundații și instalații în construcții privînd cuocarea unor construcții pe terenuri dificile prin folosirea unor elemente denumite generic "colțari" /66/, /70/ a apărut ideea de a se extinde domeniul de aplicare prin adaptarea acestor sisteme de fundare și pentru cazul fundațiilor de mașini, soluția denumită "fundații pe colțari".

4.2.1. Încercări pe modele la scară redusă

4.2.1.1. Principii generale

Problemele de mecanica construcțiilor în general și cele de vibrații în special pot fi studiate într-un anumit număr prin executarea și încercarea unui model la scară. Modelul unui sistem mecanic (prototipul) este reprezentat de un alt sistem mecanic (modelul) astfel proiectat, executat și încercat încât să permită determinarea comportării prototipului din încercările și experimentările efectuate asupra modelului.

Modelul poate fi construit și la altă scară sau de altă formă în raport cu prototipul iar legătura între comportarea model-prototip nu este obligatoriu să fie simplă.

Important este ca relațiile de calcul și calculele necesare în vederea obținerii unei legături între performanța prototipului și cea a modelului, să fie cât mai simple față de cele necesare soluționării analitice a problemei /5/.

Modelarea poate să fie directă și indirectă. Modelarea directă se caracterizează prin identitatea materialului din model și prototip iar modelarea indirectă este caracteristică situațiilor când prototipul și modelul sînt executate din materiale diferite.

Încercările pe modele prezintă avantaje în cazul prototipurilor de mari dimensiuni, fiind modelele la scară redusă sînt în general mai puțin costisitoare în ce privește atât construcția cît și încercările. De asemenea prin proiectarea convenabilă a modelului, încercările experimentale ca și măsurarea parametrilor se poate realiza în laborator, cu posibilitatea de repetare a acestora pentru stabilirea mai exactă a comportamentului.

În cazul cînd sînt necesare studii de dinamică structurală se pot proiecta modele similare dinamic dar de o formă și alcătuire mai simplă decît prototipul, lucru care simplifică variația parametrilor și controlul acestora în timpul încercărilor.

Cu toate acestea, încercările pe modele au și unele dezavantaje legate de faptul că în unele situații este foarte greu sau chiar imposibil să se realizeze modele similare din

act de vedere dinamic cu prototipul, să se reproducă toate stările acestuia.

4.2.1.2. Similitudinea și stabilirea relației model-prototip

Similitudinea este caracterizată prin aceea că modelul m și prototipul p fac parte din același domeniu al fizicii, iar relațiile matematice care descriu fenomenele modelului și prototipul sînt identice ca formă. Analogia se referă la fenomene care fac parte din domenii diferite ale fizicii, caracterizate însă prin identitatea formei matematice de descriere a acestora.

Coefficientul de similitudine S este definit ca fiind raportul dintre două mărimi geometrice (laturi) sau fizice-echivalente (forțe, tensiuni, deformații etc) aparținînd prototipului și corespunzătoare modelului m ; rezultă că prin coeficientul de similitudine se reprezintă scara de transformare a unei mărimi la prototip la model. Așa spre exemplu:

$$S_1 = \frac{x^p}{x^m} = \frac{y^p}{y^m} = \frac{z^p}{z^m} = \frac{l_1^p}{l_1^m} = \frac{l_2^p}{l_2^m} = \dots \quad (4.3)$$

este coeficientul de similitudine geometrică:

$$S_F = \frac{F^p}{F^m}$$

este coeficientul de similitudine al forțelor:

$$S_\sigma = \frac{\sigma^p}{\sigma^m} \quad S_\epsilon = \frac{\epsilon^p}{\epsilon^m} \quad S_E = \frac{E^p}{E^m} \quad \text{etc.} \quad (4.4)$$

sînt coeficienții de similitudine pentru tensiuni, deformații specifice și respectiv modul de elasticitate.

Condițiile de similitudine pot fi găsite prin aplicarea a două metode: metoda analizei dimensionale și metoda studiului ecuațiilor fizice [70], [112].

Metoda analizei dimensionale are la bază principiul potrivit căruia relațiile din fizică ce descriu diferite fenomene trebuie să fie omogene din punct de vedere al dimensiunilor. Ecuațiile dimensionale se caracterizează prin aceea că:

- arată în ce mod o unitate derivată depinde de unitățile fundamentale;
- permit trecerea de la un sistem de unități la altul;
- fac posibilă stabilirea în prealabil a forței, a...

bile a unei legi fizice, în cazul când anumite ipoteze despre condițiile inițiale, ar fi justificate.

Pe această bază, prin studiul dimensiunilor și mărilor ce caracterizează fenomenul studiat se pot deduce condițiile de similitudine.

În Sistemul Internațional de Unități (SI) sînt definite ca mărimi fundamentale următoarele: unitatea de lungime L - metrul; unitatea de masă M - kilogramul; unitatea de timp T - secunda; unitatea de temperatură termodinamică θ - kelvinul; unitatea de intensitate a curentului electric I - amperul; unitatea de cantitate de substanță s - mol; unitatea de intensitate luminoasă C - candela.

Dintre cele șapte unități fundamentale numai primele patru sînt folosite în mod curent, în domeniul construcțiilor pentru construcții. Pentru exprimarea legilor fizice, mărimilor fundamentale se folosesc mărimi SI derivate și se întind precum și mărimi care nu fac parte din sistemul internațional și care sînt folosite împreună cu acestea. Mărimile derivate folosite în domeniul construcțiilor sînt cuprinse în tabelul 4.5, care mai cuprinde simbolul, denumirea unității, precum și exprimarea în mărimi SI ale acestora [10].

Tabelul 4.5

Mărimia	Unitatea		
	Simbol	Denunire	Dimensiune
Suprafață	m^2	metru pătrat	L^2
Volum	m^3	metru cub	L^3
Viteză	m/s	metru pe secundă	$L T^{-1}$
Accelerație	m/s^2	metru pe sec. la pătrat	$L T^{-2}$
Densitate	kg/m^3	kilogram pe metru cub	$L^{-3} M$
Frecvență	Hz	herz	T^{-1}
Forță	N	newton	$L T^{-2} M$
Forță unitară, presiune	Pa	pascal	$L^{-1} T^{-2} M$
Temperatură Celsius	$^{\circ}C$	grad Celsius	θ
Momentul unei forțe	$N \cdot m$	newton-metru	$L^2 T^{-2} M$

Aplicarea metodei analizei dimensionale în teoria stabilității se bazează pe cele două teoreme ale lui Buckingham.

Teorema întâia a lui Buckingham

Dacă ecuația:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (4.5)$$

prezintă o lege a fizicii, atunci se poate forma orice număr de produse adimensionale π , reprezentând o mulțime de dimensiuni. Mulțimea este denumită completă dacă fiecare produs este independent de celelalte și orice alt produs cuprins de toatele cuprinse în mulțimea completă. Fiecare mulțime completă se compune din $q = n - r$ produse adimensionale, r fiind numărul variabilelor x iar $n =$ rangul matricii coeficienților a din ecuația fundamentală folosită. Dacă $r = n$, atunci pot fi alestare un număr nelimitat de produse adimensionale.

Teorema a doua a lui Buckingham

Pentru ecuația (4.5) produsele adimensionale în care sunt în alcătuirea unei mulțimi complete, în conformitate cu prima teoremă, se scriu sub forma:

$$\phi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{q-1}, \pi_q) = 0 \quad (4.6)$$

unde π_q este unul din produsele π

$$\pi_q = \phi_1(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{q-1}) \quad (4.7)$$

Aplicată în modelare, ecuația (4.7) se scrie

$$\pi_q^p = \phi_1^p(\pi_1^p, \pi_2^p, \dots, \pi_{q-1}^p) \quad \text{pentru prototipul } P$$

$$\pi_q^m = \phi_1^m(\pi_1^m, \pi_2^m, \dots, \pi_{q-1}^m) \quad \text{pentru modelul } M$$

Dacă modelul și prototipul sînt similare (4.9) și (4.10) în conformitate cu definiția coeficienților de similitudine (4.4.3 și 4.4) se poate scrie:

$$\frac{\tilde{\pi}_q}{\pi_q} = \frac{\phi_1(\tilde{\pi}_1, \tilde{\pi}_2, \dots, \tilde{\pi}_{q-1})}{\phi_2(\tilde{\pi}_1, \tilde{\pi}_2, \dots, \tilde{\pi}_{q-1})} = S\tilde{\pi}_q = \text{const.} \quad (4.10)$$

Această condiție (4.10) este întotdeauna îndeplinită dacă valorile $\tilde{\pi}$ satisfac simultan condițiile:

$$\tilde{\pi}_1^P = \tilde{\pi}_1^m; \quad \tilde{\pi}_2^P = \tilde{\pi}_2^m; \quad \dots \quad \tilde{\pi}_{q-1}^P = \tilde{\pi}_{q-1}^m \quad (4.11)$$

și

$$\tilde{\pi}_q^P = \tilde{\pi}_q^m \quad (4.12)$$

Rezultă de aici că produsele $\tilde{\pi}$ sînt invariabile la similitudine. Ecuațiile (4.11) determină condițiile pentru proiectarea și încercarea modelului - și sînt denumite ecuații de proiectare - iar cu ecuația (4.12) se poate stabili correspondența prototipului din comportarea modelului, ceea ce este ecuație de anticipare /32/.

Comportarea unei fundații de mașină în acțiunea forțelor care poate fi descrisă în cazul vibrațiilor verticale, se poate scrie ecuația generală:

$$F(f_0, L, E, A, \rho, \delta) = 0 \quad (4.13)$$

Cele șase mărimi care caracterizează comportarea fundației se pot exprima în funcție de trei mări fundamentale (L, M, T). Aplicînd teorema $\tilde{\pi}$ funcției (4.13) (4.13), se alcătuește matricea dimensională a variabilelor

în forma:

	1	2	3	4	5	6
	m	L	E	F	ρ	μ
$L = m$	0	1	-1	1	-3	0
$M = kg$	0	0	1	1	1	1
$T = s$	-1	0	-2	-2	0	0

Cum rangul matricii dimensionale este $r=3$ iar numărul variabilelor fizice cu dimensiuni distincte este $n = 6$, rezultă numărul produselor adimensionale (complexilor) $n - r = 3$.

Produsele adimensionale corespunzătoare ecuației (15) sînt:

$$\tilde{\pi}_1 = \frac{E}{\rho L^2 \mu^2} \quad ; \quad \tilde{\pi}_2 = \frac{F}{L M \mu^2} \quad \text{și} \quad \tilde{\pi}_3 = \frac{M}{\rho L^3} \quad (16.14.1)$$

pe care se obțin coeficienții de similitudine ai forței și alții în funcție de coeficienții de similitudine ai celorlalte variabile:

$$S_{\tilde{\pi}_1} = S_E^{1/2} \cdot S_L^{-1} \cdot S_\rho^{-1/2} \quad (16.17)$$

$$S_{\tilde{\pi}_2} = S_L \cdot S_M \cdot S_\mu^2; \quad S_M = S_\rho \cdot S_L^3 \quad (16.18)$$

Dacă prototipul și modelul sînt executate din același material se poate scrie $S_E = S_\rho = 1$ și prin înlocuire în (16.17) și (16.18)

$$S_{\tilde{\pi}_1} = S_E^{1/2} \cdot S_L^{-1} \cdot S_\rho^{-1/2}$$

$$S_M = S_\rho \cdot S_L^3$$

$$S_F = S_L \cdot S_M \cdot S_\mu^2 = S_L \cdot S_L^3 \cdot S_L^{-2}$$

rezultă:

$$s_{in} = S_L^{-1} \quad (4.17)$$

$$S_M = S_L^3 \quad \text{și} \quad S_F = S_L^2 \quad (4.18)$$

Dacă în studiul pe model al fundației de mașină interesează constanta elastică la vibrații verticale (k_z) care se deduce în cazul prototipului cu relația:

$$k_z = 4 \tilde{U}^2 f_n^2 M \quad (4.19)$$

coeficientul de similitudine al acesteia are forma:

$$S_k = S_M \cdot S_{in}^2 \quad (4.20)$$

Făcând înlocuirile corespunzătoare relațiilor (4.17) și (4.18) rezultă:

$$S_k = S_M \cdot S_{in}^2 = S_L^3 \cdot S_L^{-2} = S_L \quad (4.21)$$

adică pentru constanta elastică, coeficientul de similitudine este egal cu factorul de scară.

4.3.2. Încercări de laborator pe modele de cofraje din beton armat

Pentru a studia comportarea în regim dinamic a cofrajelor ca elemente componente a fundațiilor de mașini pe cofraje, în cadrul laboratorului de încercări dinamice al catedrei noastre s-au făcut într-o primă etapă o serie de încercări experimentale pe modele la scară redusă, sub forma de trunchi de piramidă și respectiv sub formă de pană (fig.4.7)

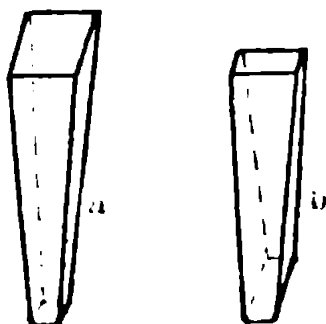


Fig. 4.7

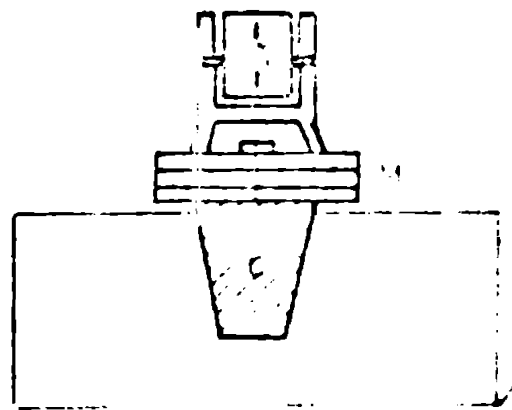


Fig. 4.8

Modelele au fost introduse prin vibrare într-un cazin nisip afinat folosindu-se un vibrator mecanic. După introducerea fiecărui model de colțar (c), acesta a fost testat cu mase adiționale (M) diferite, și cu ajutorul unui vibrator electrodinamic (v), s-a excitat ansamblul masă adițională + colțar la vibrații verticale pînă la rezonanță determinându-se frecvența de rezonanță (fig.4.8).

Pe baza relației ce există între pulsația proprie a brațelor libere verticale, constanta elastică și masa sistemului oscilant cu un grad de libertate se poate scrie:

$$k_z = \frac{G}{\Delta z} ; \quad 2\pi f_z = \sqrt{\frac{k_z}{m}} ; \quad 4\pi^2 f_z^2 = \frac{k_z}{m}$$

$$k_z = \frac{G}{g} = \frac{P}{g} \quad \text{și} \quad k_z = \frac{4\pi^2 f_{rez}^2 P}{g}$$

- în care:
- k_z - este constanta elastică la vibrații verticale
 - f_{rez} - frecvența de rezonanță
 - P - greutatea maselor adiționale și a vibratorului
 - g - accelerația gravitațională

În cadrul paragrafului 4.2.1.2. s-au studiat condițiile de similitudine în baza metodei analizei dimensionale obținându-se relațiile (4.21):

$$S_{fp} = \frac{1}{S_L} \quad \text{și} \quad S_k = S_L$$

adică între coeficienții de similitudine ai constantelor elastice și cei ai lungimilor (factorul de scară S_L) există o perfectă egalitate.

Considerînd modelele de colțari realizate la scară în raport cu un prototip de colțar folosit, rezultă:

$$\frac{k_d^p}{k_d} = \frac{1^p}{1^m} = \frac{10}{1} \quad \text{adică} \quad k_d^p = 10 k_d^m$$

În tabelul 4.4-sînt prezentate elementele de similitudine (frecvențe de rezonanță ale modelului) precum și constantele elastice mecanice calculate și anume constanta elastică...

(k^m) calculată pe baza relației (4.21), frecvența proprie a prototipului (f_{nr}^p) și constanta elastică a acestuia, calculate pe baza rel.(4.17) în cele trei variante de încercare 1, 2, 3 considerînd modelul și prototipul de forma unui troncon de piramidă iar în tabelul 4.5 s-au prezentat aceiași elemente pentru varianta sub formă de "pană" - Masele s-au ales astfel încît de faptul că scara forțelor este egală cu pătratul raportului de scară (rel. 4.16) , apăsîndu-se încărcările pe prototip în consecință.

Tabelul 4.4

		VARIANTA 1	VARIANTA 2	VARIANTA 3
Masa	M^m [kg] M^p [t]	75 75	125 125	175 175
Frecvența	f_{nr}^m [Hz]	56,6	53	45,6
Constanta	K_d^m [N/mm]	13400	14100	14750
Frecvența	f_n^p [Hz]	5,6	5,3	4,6
Constanta	K_d^p [N/mm]	134100	141000	147500

Tabelul 4.5

		VARIANTA 1	VARIANTA 2	VARIANTA 3
Masa	M^m [kg] M^p [t]	75 75	125 125	175 175
Frecvența	f_{nr}^m [Hz]	54	41,9	34,4
Constanta	K_d^m [N/mm]	8750	8313	8422
Frecvența	f_n^p [Hz]	5,4	4,2	3,5
Constanta	K_d^p [N/mm]	87500	83130	84220

Comparînd valorile constantelor elastice între cele două tipuri de modele, se constată că în cazul forței "troncon de piramidă" valorile acestora sînt mai mari de cca 2 ori pentru mase adiționale relativ mici pentru că diferența se reduce cînd masa adițională crește, oricum se constată o comportare dinamică diferită. Aceasta poate fi pusă pe seama faptului

dul de conlucrare dintre "colțar" și "teren" este diferit în
acel caz atunci când suprafețele în contact sînt inclinate.
Acțiunea terenului este distribuită pe o suprafață mai mare
zilitînd deformații elastice mici, ansamblul comportîndu-se
ca "rigid", deci avînd pulsații mai mari. În schimb în cazul
de alini avînd forma de "pană", datorită celor două zone par-
țiale, suprafața activă din punct de vedere elastic este mai
mică, ceea ce conduce la deformații elastice relativ mai mari,
constantă elastică mai redusă și corespunzător pulsații
mai mici - aceasta corelată și cu starea de îndesare care re-
alizare se realizează. Se poate trage deci o primă concluzie
anume că forma "trunchi de piramidă" a colțarului este mai
dusă decît cea "pană" în cazul cînd se pune problema de
funcționare dinamic, în sensul de a realiza funcția de "amortizant
elastic". Este de asemenea foarte probabil ca să existe și o solu-
ție - eventual trunchi de con - la care distribuția de presi-
uni este mai rațională, fără concentrări de tensiuni, în ca-
zul de realizare pe o suprafață activă mai mică și deci
posibilitatea obținerii unei eficiențe mai mari în
funcționare (în sensul exprimat anterior) pentru un colțar func-
ționînd independent.

4.2.3. Incercări de laborator pe modele de "trunchi de con" pe colțari

Studiul experimental realizat pe modele de "trunchi de con"
pe colțari a urmărit evidențierea comportării dinamice a acestor
modele comparativ cu funcționările de tip bloc rigid.

În acest scop s-au realizat o serie de modele de "trunchi de con"
pe colțari alcătuite din cîte 4 colțari și o placă-radietă
cu posibilitatea ca într-o variantă radietă să rezede pe colțari
sau în altă variantă radietă și colțarii să conlucure prin
intermediul unor buloane de prindere și solidarizare
(fig. 4.9). În același timp s-a realizat și un model de funcționare
de tip bloc rigid. Dimensiunile geometrice ale modelelor (fig. 4.9)
și ale modelelor sînt prezentate în tabelul 4.6.

Dimensiunile modelelor au rezultat construite pe un model
de colțar folosit frecvent cu lungimea de 3,0 m și înălțimea
de 1:10.

Incercările s-au făcut în incinta atelierului de mecanică
de laborator a catedrei de drumuri, fundații și construcții

construcții, având dimensiunile de 4 x 3 m. În acești

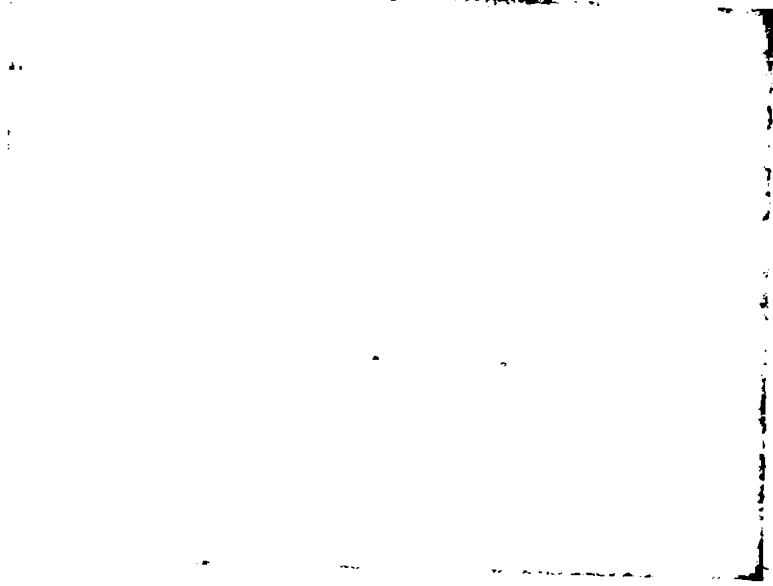


Fig. 4.9

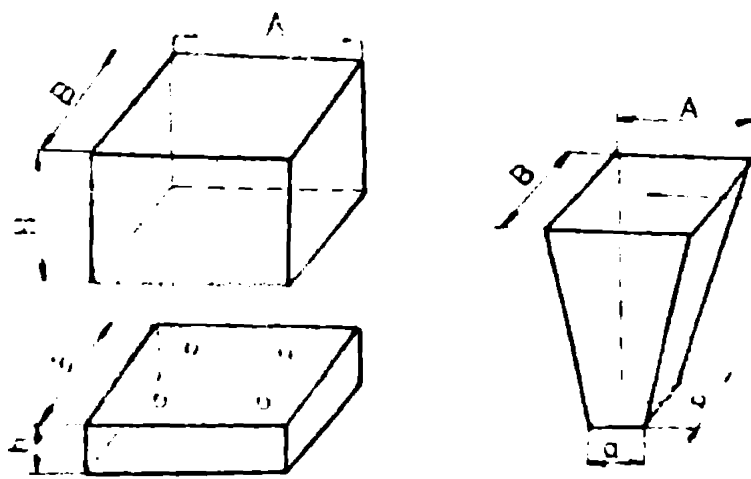


Fig. 4.10

... realizat ...
 un strat rezistent foarte
 compact ...
 piatră spartă ...
 nisip, având grosimea de
 cel 1,5 m. Peste aceasta
 s-a întins nisip ...
 și mijlocul de nivelare
 alinat ($l_p = 0,25 - 0,7$ m).
 grosimea stratului fiind
 variabilă pe parcursul
 lucrărilor (1,5 m

0,45 m și respectiv

0,25 m). În vederea
 de soluționare a
 pentru rezemarea
 colțarilor în teren
 în raport cu stratul
 de bază rezistent.

În fig. 4.11, 4.12
 (max) sunt prezenta-
 tate curba ...
 trici și distanțele
 de penetrare ...

Tablea 4.6

Nr. crt.	Denumirea elementului	Dimensiuni [cm]					Masa [kg]
		A	B	H	a	b	
1	Bloc rigid	48	48	38	-	-	2060
2	Placă radier	48	48	8	-	-	43,4
3	Colțari	12	12	30	6	6	62

ainte și după introducerea colțarilor ($l_D=0,95$).

4.2.3.1. Aparatura și modele folosite în experimentări

Încercările experimentale au urmărit în principal determinarea frecvențelor proprii de vibrație și a constantelor elastice pentru modelul tip "bloc rigid" rezemat pe stratul de izolație (încercare notată în lucrare cu indicele 1), și respectiv, celeași caracteristici pentru colțari independenți și radierul și patru colțari, considerând patru variante diferite de realizare a colțarilor (evidențiate în lucrare prin indicii 2.1; 3.1; 4.1; 5.1;) și două ipoteze de conlucrare între radier și colțari pentru undațiile pe colțari (realizate în aceleași variante și notate cu indicii 2.2; 2.3; 2.4; și 2.5) respectiv radier rezemat pe colțari (R) și radier solidarizat cu colțarii (S). Celeași caracteristici s-au determinat și prin metodele de măsurare din VIBRAMOK între radier și colțari (0.2-"R" și 0.2-"S") pentru colțari realizați într-o singură variantă (2.1).

Pentru realizarea încercărilor s-a folosit următoarea instalație (fig.4.11) alcătuită din:

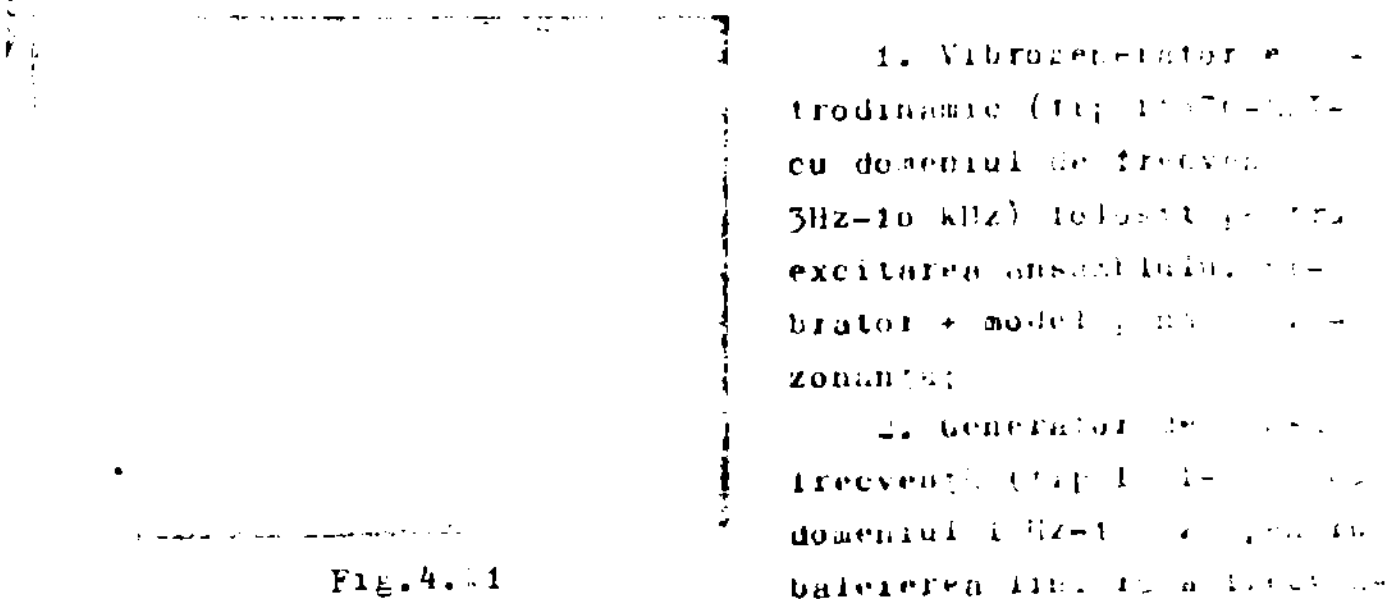


Fig.4.11

ei vibrogeneratorului în gama de frecvență 10-200 Hz.

3. Amplificator pentru vibrogenerator (tip 11-10-10) de 0 W RFI-RDG, 5 Hz - 40 kHz) care are rolul de a ridica semnalul generatorului de joasă frecvență (mV) la nivelul necesar vibrogeneratorului (30 - 40 W).

4. Traductor piezoelectric KB-12 care captează vibrațiile sistemului vibrator (V+M) și o convertește în semnal electric proporțional cu amplitudinea deformației.

5. Aparat pentru măsurat parametrii de elasticitate (SA-251 RFT-RBG) care înglobează două amplificatoare integrate care transformă amplitudinea accelerației în amplitudine de deplasare care se aplică analizorului de tip (6).

6. Heterodină 2010 - Bruel, care după o anumită curbă de ponderare egalizează amplitudinile pe toată banda de frecvență (în afara frecvenței de rezonanță);

7. Stroboscop N 2601 (IEMI - București) - utilizat ca frecvențmetru analogic, cu rolul de a converti frecvența într-un semnal electric proporțional cu aceasta;

8. Inregistrator X-Y tip 620.02 RFT-RBG care evidențiază grafic cele două semnale electrice: frecvența în abscisă și amplitudinea deplasării în ordonată, reprezentând grafic curba de rezonanță.

9. Inregistrator rapid TSS-101 RFT-RBG pentru reprezentarea grafică a vibrațiilor proprii libere provocate prin șocuri aplicate modelului.

4.2.3.2. Variantele luate în studiu.

Încercările experimentale realizate pe modelele de fundații tip "bloc rigid" și respectiv de "fundații pe colțari" au avut în vedere următoarele variante:

1. Fundație tip "bloc rigid" rezemată pe terenul rezistent (piatră spartă compactată) cu umplutură laterală din pământ slab (nisip afânat - fig.4.12).

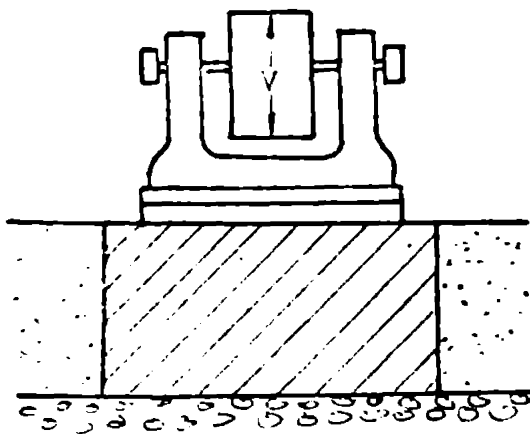


Fig.4.12

2. Fundații pe colțari izolați prin vibrație în teren slab (fig.4.13):

2.1. Încercări pe colțari independenți (fig.4.13.a)

2.2. Încercări cu fundații pe colțari (radier+patru colțari) considerînd:

a) radiatorul rezemat pe colțari (fig.4.13.b)

b) radiatorul solidarizat cu colțari prin interzarea unor șu-

laburii mecanice - S (fig.4.13.c).

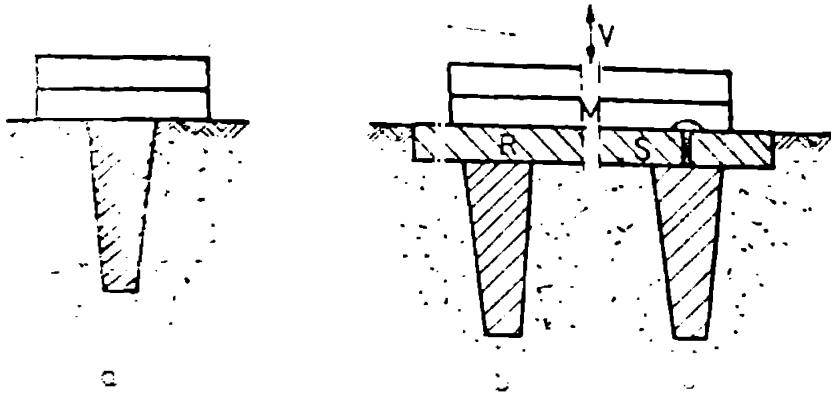


Fig.4.13

3. Incercări pe colțari cu bulb la terenul slab, realizat prin întinderea riele de scelerat de adânc (piling și revibrare) (fig.4.14)

3.1. Incercări pe colțari cu bulb (fig.4.14.a)

3.2. Incercări cu fundații pe colțari:

a. radierul rezemat pe colțari R (fig.4.14.b)

b. radierul sollicitat cu colțari S (fig.4.14.c)

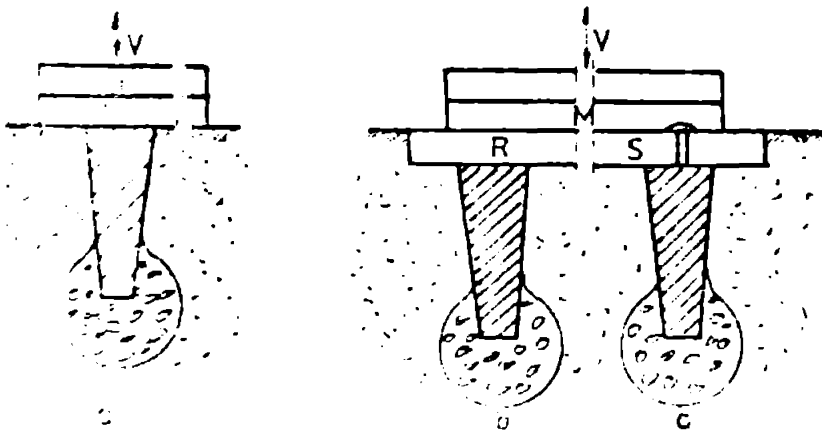


Fig.4.14

a. Incercări pe colțari cu bulb la bază în contact cu terenul rezistent (fig.4.14.a)

b. Incercări pe colțari cu bulb la bază în contact cu terenul rezistent (fig.4.14.b)

c. Incercări pe colțari cu bulb la bază în contact cu terenul rezistent (fig.4.14.c)

d. Incercări pe colțari cu bulb la bază în contact cu terenul rezistent (fig.4.14.d)

e. Incercări pe colțari cu bulb la bază în contact cu terenul rezistent (fig.4.14.e)

f. Incercări pe colțari cu bulb la bază în contact cu terenul rezistent (fig.4.14.f)

g. Incercări pe colțari cu bulb la bază în contact cu terenul rezistent (fig.4.14.g)

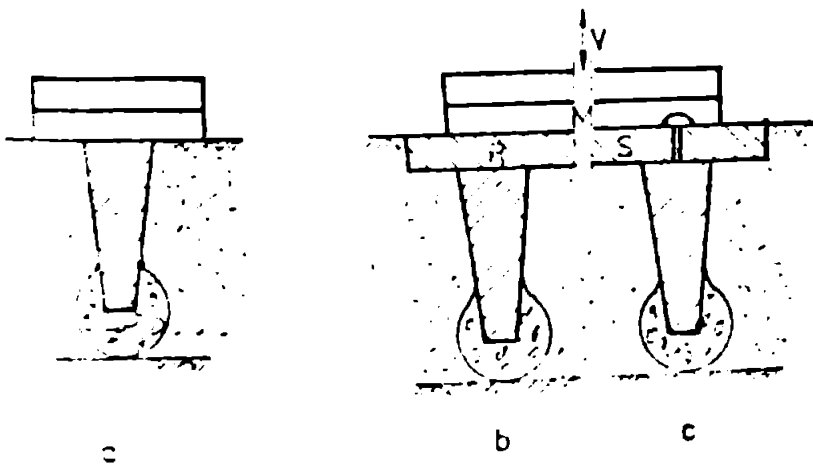


Fig.4.15

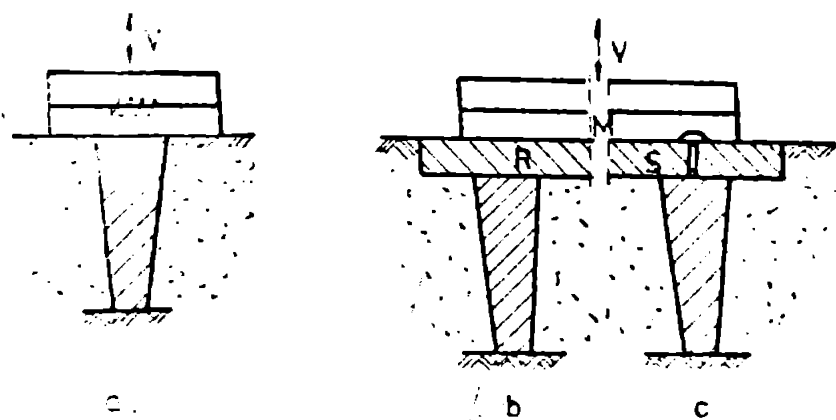


Fig. 4.16

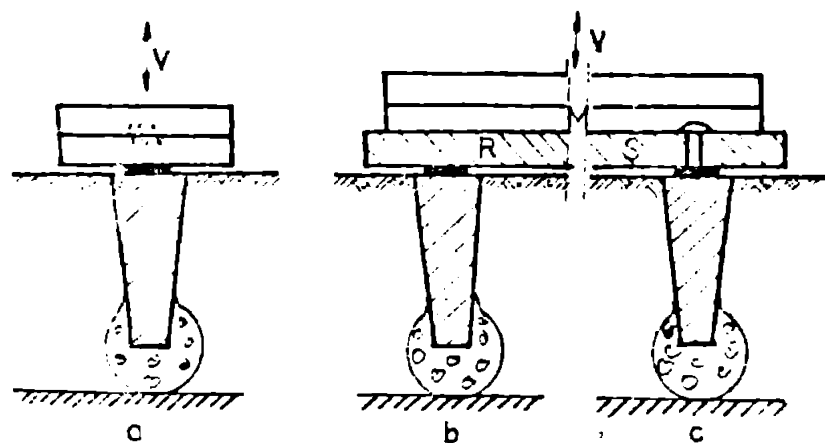


Fig. 4.17

pendență (fig. 4.16.a)

5.2. Încercări cu fundații pe colțari:

a) radierul reșezat pe colțari, -R (fig. 4.16.b)

b) radierul solidarizat cu colțari -S (fig. 4.16.c)

6. Fundații pe colțari cu baze la bază în contact cu terenul rezistent și izolat de vibrații (fig. 4.17)

6.1. Încercări pe colțari cu izolatori între masa adăugată și colțari (fig. 4.17.a)

6.2. Încercări cu fundații pe colțari cu izolatori între radier și colțari:

a) radierul "reșezat" pe colțari prin intermediul izolatorilor -"R" (fig. 4.17.b)

b) radierul "solidarizat" cu colțari, având interfața izolatori din vibrașori -"S" (fig. 4.17.c).

4.2.3.3. Realizarea încercărilor

Pentru fiecare variantă de realizare considerată se-au făcut câte două rînduri de încercări în condiții identice, care au cuprins următoarele faze:

- realizarea reșezării modelului potrivit metodei con-

parate în experiment (conform cu fig.4.15....4.17).

- Iestarea modelului cu mase adiționale diferite, măsurarea și determinarea perioadei proprii a vibrațiilor libere amortizate;

- excitarea modelului pînă la rezonanță, folosind vibratorul electrodinamic, obținerea curbei de rezonanță cu ajutorul înregistratorului X-Y și a frecvenței de rezonanță $f_{r,exp}$.

S-au folosit în general trei mase diferite pentru a putea identifica și separa frecvențele proprii ale model + teren, în sensul că cele din urmă variază cu masa sistemului în timp ce primele rămân relativ constante (frecvențele proprii ale pereților longitudinali, transversali etc.).

Ca verificare suplimentară, frecvența de rezonanță s-a identificat cu frecvența vibrațiilor libere amortizate determinată inițial pe baza perioadei proprii a vibrațiilor libere amortizate. Mărirea maselor s-a ales de așa natură ca să existe o corelare mai bună cu încălzeirile reale ale fundațiilor de cauciuc. Ținând cont de legăturile ce s-au stabilit între model și prototip, prin rel.(4.15). Calculul constantelor elastice la vibrații verticale s-a făcut cu rel.(4.21).

4.2.3.4. Prezentarea rezultatelor

1. Bloc rigid rezemat pe terenul rezistent (fig.4.18)

În tabelul 4.7 sînt prezentate rezultatele obținute pentru cele patru încercări experimentale realizate (1; 2; 3; 4) iar în fig.4.18 curbele de rezonanță numerotate corespunzător

încercărilor.

Pe baza frecvențelor de rezonanță determinate și a maselor (folosind rel. (4.21)) s-au calculat constantele elastice (k) ale modelului care au valori cuprinse între 121.6...12591 N/m, valoarea medie fiind

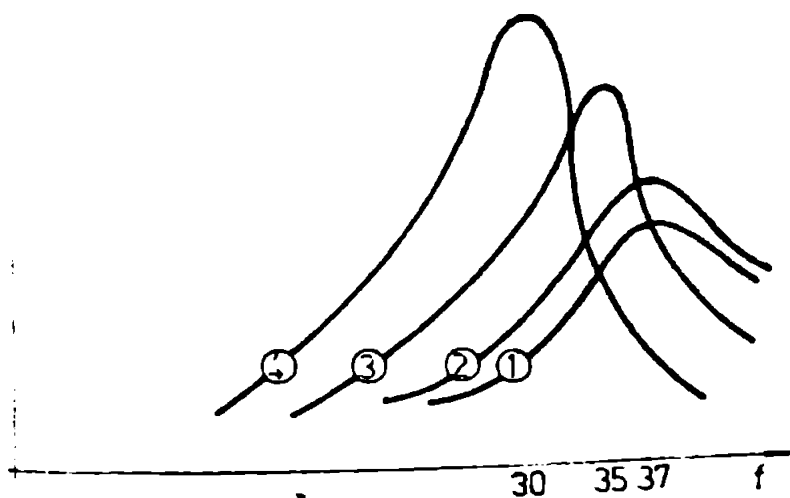


Fig.4.18

Tabelul 4.7

Nr. crt.	P[N]	frez.[Hz]	K_d [N/mm]
1	2310	37	12894
2	2410	37	13452
3	2510	35	12537
4	3310	35	12146

Tabelul 4.8

Nr. crt.	P[N]	frez.	K_{d1} [N/mm]
1	312	95	11320
2	412	85	11967
3	512	75	10670

de 12700 N/m, frecvențele joase de rezonanță fiind cuprinse între 30-47 Hz (fig.4.15).

2.1.1. Incercări pe colțari introdusi prin vit. pe în terenul slab (fig. 4.15.a), sîmnat-fig. 4.15.

2.1.1.a. Incercări pe colțari introdusi în terenul slab (fig.4.15.a).

Rezultatele încercărilor pe colțari independenți sînt cuprinse în tabelul 4.7 iar în fig.4.19 sînt prezentate curbele de rezonanță pentru trei experimentări. Constantele elastice calculate K_d au valori cuprinse între 10670 13452 N/m, valoarea medie fiind de 11319 N/m.

2.2. Incercări cu fundații pe colțari.

Studiul experimental s-a făcut pentru două ipoteze privind conlucrarea între placa radier și cei patru colțari:

- radierul rezemat pe colțari - R (fig.4.15.b)
- radierul solidarizat cu colțarii - S (fig.4.15.c).

În tabelul 4.9 sînt prezentate rezultatele obținute în urma experimentărilor precum și constantele elastice ale fundației k calculate pe baza rezultatelor.

Valorile acestora dileră sensibili în funcție de modul de conlucrare radier-colțari, media fiind mai mare în cazul cînd radierul este solidarizat cu colțarii ($k_s = 21.951$ N/m).

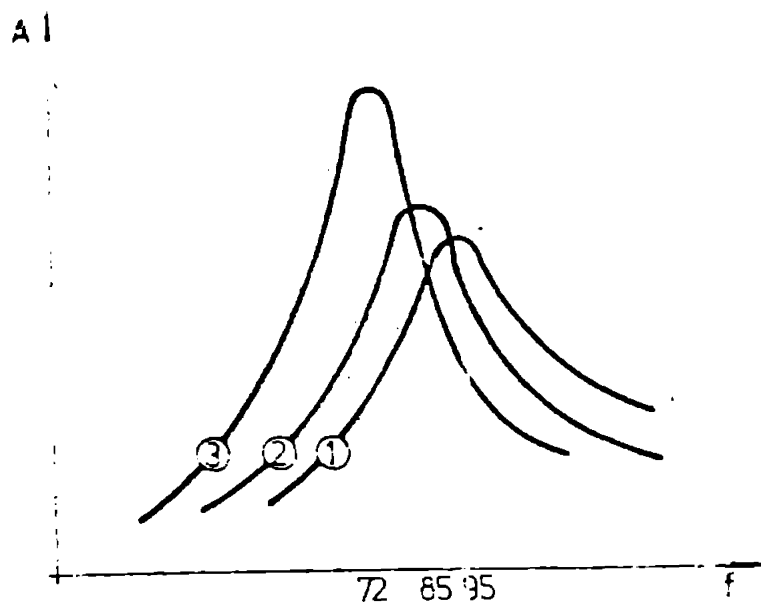


Fig. 4.19

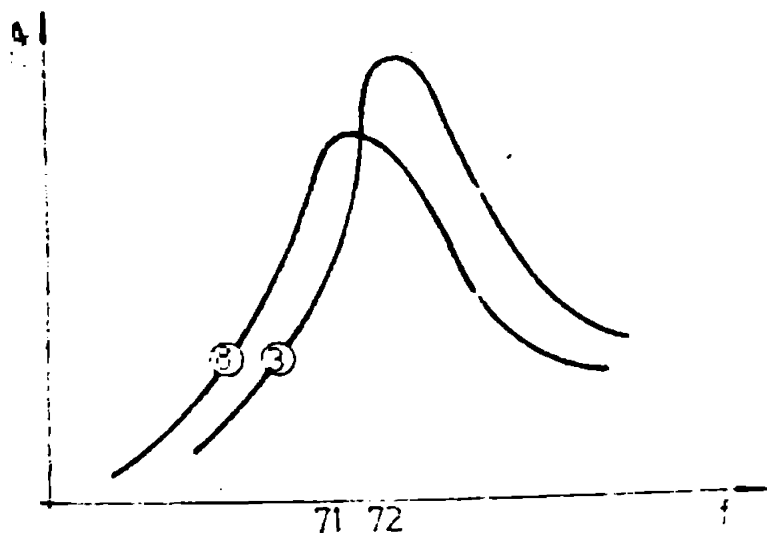


Fig. 4.20

față de cel în care radiatorul este rezemat

($k_R = 20.000 \text{ N/mm}$).

Din compararea valorilor constantele elastice determinate pe colțari independenți cu cele obținute în cazul colțarilor care lucrează "în grup" sub forța undatilor pe colțari, se constată o tendință a acestora de a fi mai mici decât valoarea unui coeficient de interacțiune μ egal cu 1, în cazul când radiatorul este rezemat și $\mu < 1$ când radiatorul este liber darizat.

În fig. 4.20 sunt prezentate două curbe de rezonanță care au fost înregistrate în două încercări succesive și respectiv s. din tabelul 4.9.

5. Fundații pe colțari cu bulb în terenul slab și în

5.1. Încercări experimentale pe colțari cu bulb în

terenul slab prin introducerea de material de amplasare (fig. 4.14.a).

După introducerea colțarilor prin vibrare în sistemul de măsurare, aceștia s-au extras și în apărea realizată s-a introdus beton (2-5 cm). Bulbul s-a format prin reintroducerea colțarilor prin vibrare.

Rezultatele încercărilor sînt prezentate în tabelul 4.10 și fig. 4.21 constanta elastică medie a unui colțar avînd valoarea de 11100 N/mm , aproximativ egală cu cea obținută

Tabelul 4.9

nr.	P [N]	frez.	Conduc. R C	K_{d1} [N/mm]	μ
1	684	74	R	18058	0,45
2	784	74		17258	
3	884	72		18423	
4	1344	70		25455	
5	1344	65		22928	
6	1631	59	S	22924	0,45
7	1631	61		24595	
8	1131	71		21921	
9	1031	71		21304	
10	931	71		16885	

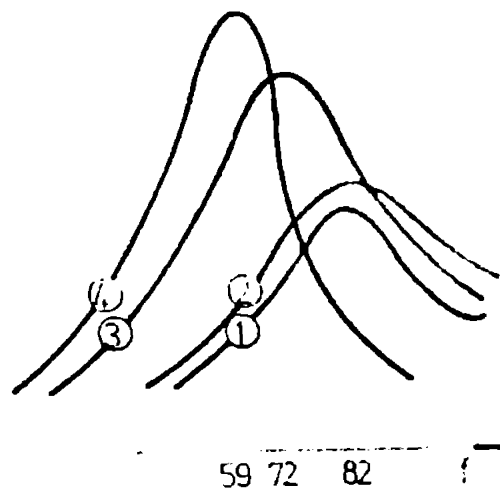


Fig. 4.21

Tabelul 4.10

P [N]	frez.	K_{d1} [N/mm]
312	82	8434
412	82	11137
512	72	10670
1012	59	14162

zilor colțarilor (Fig. 4.11b).

4.2. Încercări cu fundații pe colțarii cu bulb în terenuri tari (Fig. 4.14, b, c).

În Fig. 4.14 sunt prezentate curbele de rezonanță pentru două dintre încercările realizate (3 și 5) a căror rezonanță sunt cuprinse în Tab. 4.11. Valorile medii ale constantelor elastice în cele două ipoteze de conducere radiator-colțarii sunt de 19779 N/mm (R) și 21350 N/mm (S) iar coeficientul de reducere

$\mu = 0,435$ și respectiv 0,45.

4. Fundații pe colțarii cu bulb în contact

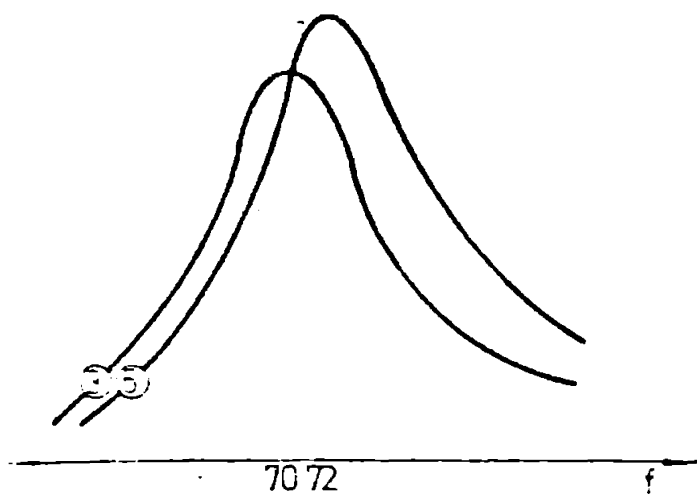


Fig.4.22

cu feronul (tabelul 4.11, 4.15).

4.1. Incercari experimentale pe coltari ai buibii in contact cu ceroul rezistent (fig.4.17).

Prin alegerea corespunzatoare a presiunii structurii si a $\lambda = 43$ mm, după introducerea prin vibrare a coltariilor în nisipul alinat și extragerea

Tabelul 4.11

P [N]	frez.	Conlucr. R-C	K_d [N/mm]	Coef. de elasticitate
931	75	S	21056	0,442
1031	71		20895	
1131	70		22250	
1331	57		20704	
1431	72	R	20704	0,442
1384	61		20813	
684	87		19176	
784	78			

stora s-a procedat la formarea buibului cu material de alina (strig) care s-a realizat prin reintroducerea coltariilor.

Rezultatele obtinute prin incercarile realizate sunt prezentate în tabelul 4.12, în corelatie cu curbele de temperatură prezentate în fig. 4.23.

Tabelul 4.12

Nr. crt.	P [N]	frez.	K_{d1} [N/mm]
1	312	100	12543
2	412	80	10600
3	512	75	11889

Valoarea medie a constantei elastice, determinată pentru cele trei incercari este de 11,110 N/mm, semnificativ mai mare decât în cazul coltariilor cu buib.

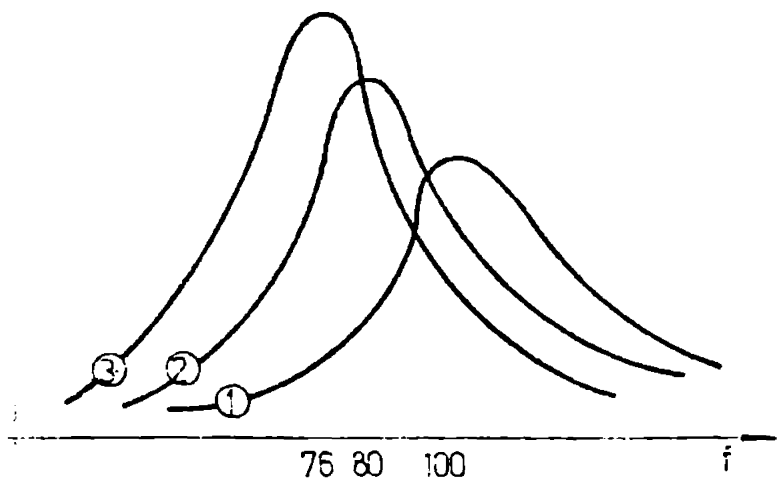


Fig. 4.23

în teren slab.

4.2. Incercări cu luneta pe costari cu bulă în contact cu terenu rezistent (fig. 4.19 b, c).

În tabelul 4.15 sînt cuprinse rezultatele obținute în urma experimentărilor iar în fig. 4.23 sînt reprezentate două dintre curbele de rezonanță, tabelul 4.15

Nr. ord.	P [N]	frez.	Conlucn. R-C	K_d [N/mm]	Coef. de el. de grup
1	684	110	R	33273	0,77
2	784	105		34749	
3	884	106		39931	
4	931	98	S	39931	0,66
5	1031	105		45697	
6	1131	94		40176	
7	931	98	S	35946	0,82
8	1031	96		38199	
9	1131	95		41026	

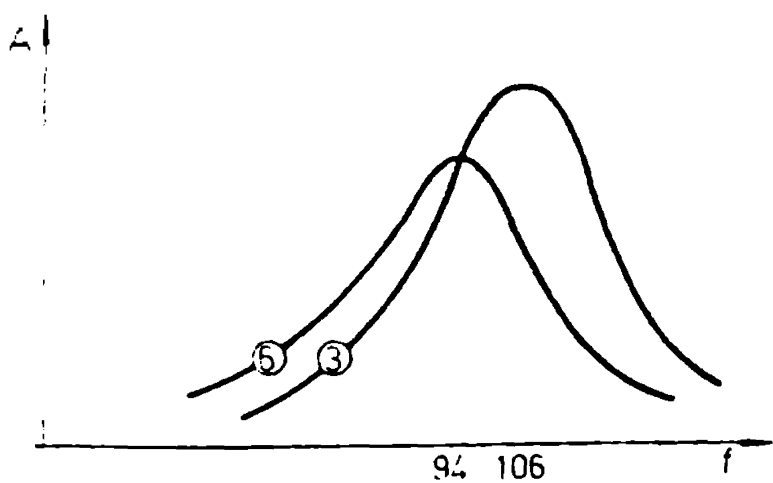


Fig. 4.24

cîte una corespunzător ipotezei radiator rezemat (frez=100 Hz-5) și respectiv radiator solidizat (frez = 94 Hz-0).

Valorile semnificative ale constantelor elastice pun în evidență o comportare dinamică superioară celorlalte ca-

și studiate anterior. Chiar dacă valorile medii ale caracteristicilor elastice determinate pe colțari independenți au arătat, practic, se constată că reducerea acestei caracteristici ca urmare a efectului "de grup" este mai mică și ca urmare valorile constantele elastice ale fundațiilor sînt mult mai mari ($K_{d1} = 20.000 \dots 41.000 \text{ N/mm}$).

5. Fundații pe colțari introdusi prin vibrare pînă la terenul rezistent (fig.4.16)

5.1. Incercări pe colțari ce reazemă pe terenul rezistent (fig.4.16.a).

Rezultatele experimentale obținute pe colțari introdusi prin vibrare pînă la terenul rezistent pun în evidență caracteristici elastice net superioare soluțiilor anterioare.

Constanta elastică a unui colțar este variabilă, dar este de 14.500 N/mm , superioare chiar fundatelor de tip III ($K_{d1} = 12.500 \text{ N/mm}$).

Tabelul 4.14 cuprinde rezultatele experimentale pentru

Tabelul 4.14

Nr. crt.	P [N]	freq.	K_{d1} [N/mm]
1	312	106	14092
2	412	95	14948
3	512	82	13640

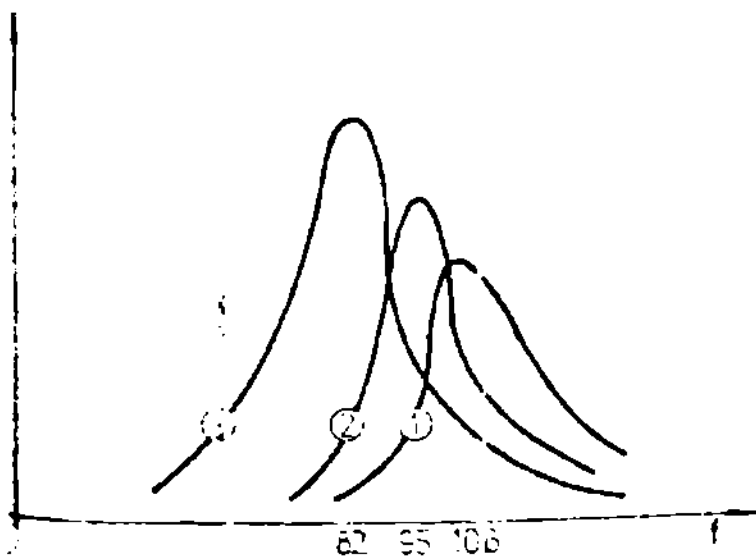


Fig.4.25

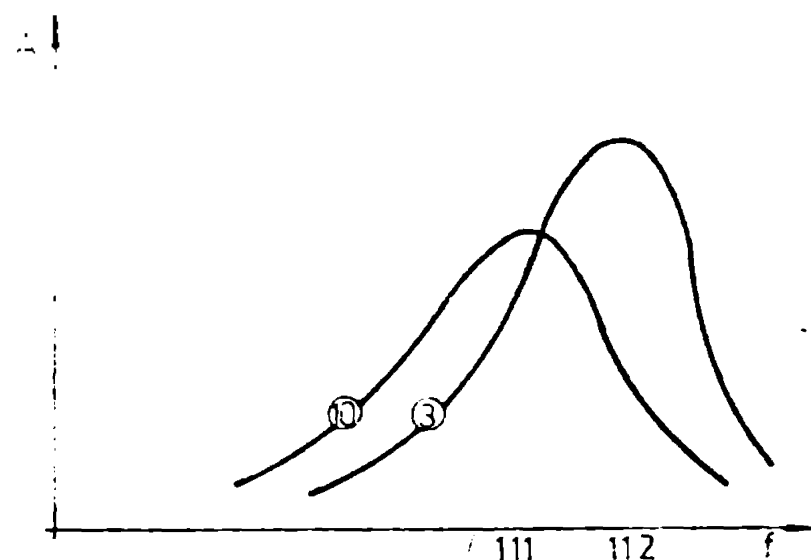
colțari ce reazemă pe terenul rezistent. Valorile medii ale constantei elastice K_{d1} sunt de 14.000 N/mm , superioare chiar fundatelor de tip III ($K_{d1} = 12.500 \text{ N/mm}$).

5.2. Incercări pe colțari ce reazemă pe terenul rezistent (fig.4.16 b,c).

Rezultatele experimentale obținute pe colțari introdusi prin vibrare pînă la terenul rezistent pun în evidență caracteristici elastice net superioare soluțiilor anterioare. Constanta elastică a unui colțar este variabilă, dar este de 14.500 N/mm , superioare chiar fundatelor de tip III ($K_{d1} = 12.500 \text{ N/mm}$).

Tabelul 4.15

nr. ord.	P [N]	frez.	Conlucr.	K_0 [N/mm]	Coefficient de amplificare
1	684	126	R	48259	0,72
2	784	111			
3	884	112			
4	1384	87			
5	684	118	R	38288	0,88
6	784	111			
7	884	108			
8	984	113	S	52114	0,88
9	1384	118			
10	1184	111			



ducere la unirea a conlucrării cu grup
 $(K_0 = 112 \dots 53700$
 $N/mm, \mu \approx 1)$.

În fig.4.20 sunt reprezentate două curbe de rezonanță, cele două soluții radier rezemat R (frez = 112 Hz - 3) și radier solidarizat S (frez = 111 Hz - 10)

Fig.4.20

6. Fundații pe colțari cu bulb în contact cu terenuri rezistent, avînd izolatori din VIBRATOR interpuși între radier și colțari (Fig.4.17)

6.1. Încercări pe colțari cu izolator plasat sub masa adăugată (Fig.4.17 a).

În experimentele s-au folosit izolatori din VIBRATOR cu secțiune pătrată avînd dimensiunile de 60 x 60 x 12 mm.

starea izolatorului și excitarea cu frecvență variabilă în rezonanță s-au obținut frecvențele de rezonanță (tabelul 4.16 și fig.4.27) pentru care s-au calculat constantele elastice ale izolatorului (k_{iz}) care au o valoare medie

Tabelul 4.16

Nr. crt.	P[N]	frez.	K_{d1} [N/mm]
1	350	37	1954
2	450	35	2247
3	550	33	2442

$k_{izm} = 2126 \text{ N/mm}$
 0.2. Incercări
 cu fundații pe colțuri, folosind izolatori intermedii între rezor și colțuri (Fig. 4.27).

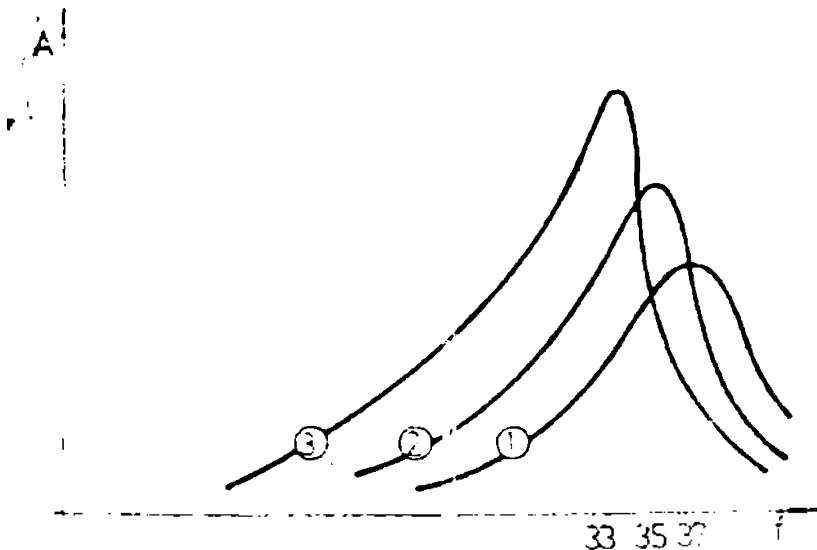


Fig.4.27

Incercările s-au făcut constatarea faptului că rezonanțele apar la frecvențe diferite față de rezonanța pe colțuri prin intermediul izolatorului intermediu și respectiv prin "solid rezor" și prin intermediul colțurilor.

Amplasarea și poziția izolatorului s-a făcut în funcție de densitatea de rezonanță.

Tabelul 4.17

Nr. crt.	F[N]	frez.	Conținut R-S	K_{d1} [N/mm]
1	664	64	Rez	11033
2	664	76	Solid	11033
3	784	64	R	11033
4	784	64	S	11033
5	864	58	R	11033
6	864	70	S	11033
7	1164	48	"R"	11033
8	1164	60	"S"	11033

de suplimentare în izolatori prin strângerea gaisajei tubu-
nării de asamblare, tensiuni nedeterminate ca valoare, astfel
ca încercarea este de natură calitativă.

În tabelul 4.17 sînt prezentate în paralel rezultatele
încercărilor în cele două variante ("R"- "S") dar în figura 4.18
carbere de rezonanță pentru încercările 1 și 3.

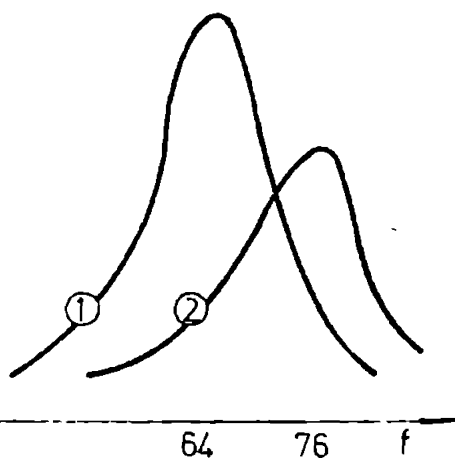


Fig. 4.18

În tabelule 4.18 și
4.19 sînt prezentate re-
zultatele determinate
prin încercările pe mode-
le (frecvențe și cons-
tante elastice), în para-
lel cu cele calculate
pentru un prototip de col-
tar și fundație pe coli-
țari folosit mai frecvent
și căruiă îi corespunde
scara 10:1.

Calculul frecvențe-
lor proprii ale prototip

Tabelul 4.18

Nr. crt.	Tipul încercării (model)	Fig.nr.	Frecvența proprie frez. [Hz]			Constanta elastică kz [N/mm]		
			Model (determinată)	Prototip (calculată)	%	Model (determinată)	Prototip (calculată)	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1	4.12	30-37	3-3,7	100	12.800	128.000	100
2	2.1	4.13.a	72-95	7,2-9,5	249	11.300	113.000	88
3	3.1	4.14.a	60-82	6-8,2	212	11.100	111.000	87
4	4.1	4.15.a	80-100	8-10	269	11.600	116.000	91
5	5.1	4.16.a	80-110	8-11	284	14.300	143.000	112
6	6.1	4.17.a	33-37	-	-	2.220	-	-

ului precum și a constantei elastice a acestuia se-a făcut pe baza valorilor accelerații caracteristice determinate pentru aceste, aplicînd principiul similitudinii, prin relațiile (4.17) și (4.21).

Comparativ cu fundația tip "bloc rigid" (încercarea tip 1) se constată că frecvențele proprii (col.4 și 5) ale colțarilor (2.1...5.1) sînt mult mai mari, în timp ce constantele elastice (col.7 și 8) sînt comparabile ca valoare iar în cazul cînd colțarii reazemă pe terenul rezistent (5.1) constanta elastică este chiar mai mare ($k^{1c} = 145.000 \text{ N/mm}$ față de 128.000 N/mm).

În cazul colțarilor introdusi prin vibrație în pământ (fig. 2.1) are loc o îndesare pronunțată a acestuia în jurul colțarului și la bază lucru care explică valoarea ridicată a constantei elastice ca și a frecvenței proprii de vibrație.

Realizarea bulbului în terenul afînat nu asigură necesarul stată de îndesare ce se obține în prima fază la introducerea prin vibrație a colțarilor (altfel nu se explică valorile propriate ale constantei elastice) fiind posibilă în același timp o creștere a masei covibrante a terenului care conduce și la reducerea frecvențelor proprii de vibrație (tab.4.12, încerc. 2.1 - 5.1, col.4 și 5).

Valorile superioare atât ale frecvențelor proprii de vibrație cât și ale constantelor elastice se obțin în cazul colțarilor cu bulb în contact cu terenul rezistent (5.1) și mai ales în cazul cînd colțarii reazemă pe terenul compact de la bază (5.1).

Comparativ cu "blocul rigid" (1), colțarii cu bulb (5.1) au frecvența proprie de vibrație de 2,7 ori mai mare iar cei rezați pe terenul rezistent (5.1) de 2,84 ori mai mare. Acestea se datorează masei proprii mai mici ca și faptului că la introducerea prin vibrație, în partea interioară a colțarului precum și în vecinătatea suprafeței laterale, în masa pământului se produce o zonă de împănare care conferă terenului caracteristici fixe, comparabile cu ale terenului rezistent de la bază.

Aceste constatări conduc la ideea că în anumite cazuri, în locații pentru utilizaje relativ ușoare, cu gabariti mici și frecvențe de lucru de valori reduse, fundațiile elastice de tipul colțarilor pot fi toate înlocuite cu fundații de tipul "bloc rigid" care prin ușurarea propriei ridicată asigură o

mașinii în condițiile evitării rezonanței oferind și condiții de stabilitate corespunzătoare ca urmare a îmbunătățirii caracteristicilor fizico-mecanice chiar în cazul terenurilor slabe de încălzire.

Tabelul 4.19

Nr. crt.	Tipul încercării (model)	Fig. nr.	Con- lucr. rad. colț.	Frecvența proprie [Hz]			Constanta elastică k [N / cm]			
				model (determinată)	prototip (calculată)	%	model (determinată)	prototip (calculată)	%	
1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1	1	4.12	-	35	3,5	100	12760	128000	100	
2	2.2	4.13	b	R	71	7,1	203	20000	200000	100
3			c	S	67	6,7	190	21951	219800	100
4	3.2	4.14	b	R	75	7,5	213	19779	197900	100
5			c	S	68	6,8	194	21382	213800	100
5	4.2	4.15	b	R	107	10,7	305	39334	393800	100
7			c	S	98	9,8	280	39500	393000	100
8	5.2	4.16	b	R	110	11,0	314	41194	413400	100
9			c	S	116	11,6	331	55283	552800	100
10	5.2	4.17	b	R	59	-	-	11773	-	-
11			c	S	67	-	-	15842	-	-

În ce privește folosirea izolatoarelor din v. brașor (tabelul 4.18 încerc.0.1) se constată că frecvențele proprii reduse (col.4) oferă posibilitatea evitării rezonanței în cazul când, perturbările perturbatoare sînt relativ mari. În plus izolatoarii reduc forțele și vibrațiile transmise colțurilor și terenului - astfel că se obține și o protecție corespunzătoare a construcțiilor și utilajelor învecinate.

În tabelul 4.19 sînt prezentate valorile caracteristicilor (frez și k) determinate în urma experimentărilor efectuate pe modele de fundații tip "bloc rigid" (fig.4.12) comparativ cu cele obținute pentru modele de "fundațiile pe colțuri" (fig.4.13...4.17) și aceleași caracteristici pentru prototipul ales la scara 10:1, calculate pe baza relațiilor

(17) și (4.21).

Considerând ca etalon rezultatele obținute pentru "bloc rigid" (1) se constată că în cazul "fundațiilor pe colțari" frecvențele proprii (col.4 și 5) cresc de 2,0...2,5 ori iar constantele elastice (col.7 și 8) cresc de 1,0...1,5 ori (col.9).

Aceasta înseamnă că folosind fundațiile pe colțari se obțin pulsații mult mai ridicate care fac posibilă o acordare între ansamblului fundație + mașină. Pulsațiile ridicate se fac ca urmare a îmbunătățirii caracteristicilor elastice ale terenului precum și prin reducerea masei ansamblului fundație + mașină, evident prin reducerea masei fundației.

Dacă se consideră ca termen de comparație rezultatele obținute pentru fundațiile pe colțari introduși prin vibrație în apă alinați (2.2) se constată că frecvențele proprii de vibrație cresc decât colțarii reazemă pe terenul sănătos (5.2) de cea...1,5 ori iar constantele elastice de 2...2,5 ori.

În fig.4.29 sînt prezentate în paralel curbele de rezonanță pentru "bloc rigid" (curba 1) și respectiv pentru fundațiile pe colțari cu bulb în contact cu terenul rezistent, radiatorul fiind reazemat (R) pe colțari (curba 2) și corespunzător celui în care radiatorul este solidarizat (S) cu colțarii (curba 3).

Din analiza rezultatelor obținute în cele două variante de construire (radiator reazemat și radiator solidarizat cu colțarii)

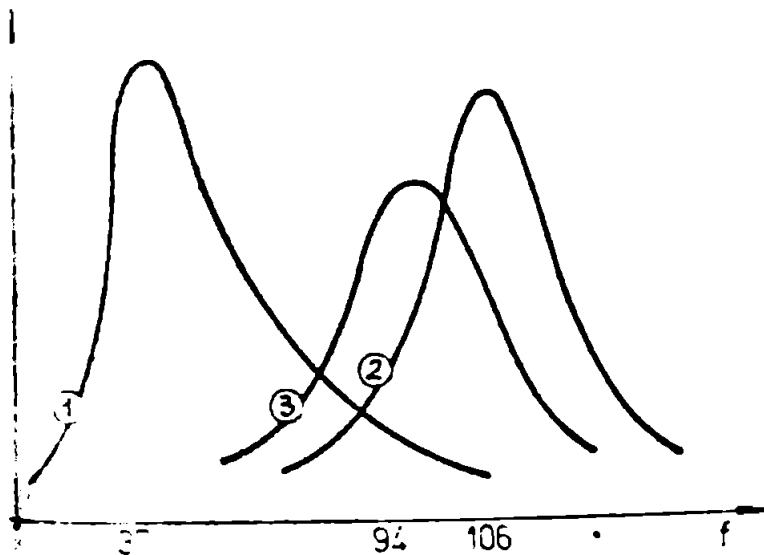


Fig.4.29

se constată că frecvențele proprii mai mari (col.4 și 5) se obțin în cazul cînd radiatorul reazemă pe colțari (R) cu excepția cazului în care colțarii reazemă direct pe terenul sănătos de la bază (5.2.R). În schimb, la trecerea prin rezonanță, amplitudinile maxime apar în toate cazurile atunci cînd radiatorul

reazemă pe colțari.

Folosirea izolatoarelor, intercalați între radier și colțari (6.2) permit realizarea unor pulsații proprii joase ale ansamblului "radier-mașină" și în același timp reducerea semnificativă a forțelor dinamice transmise colțarilor și rășinilor terenului de fundare, prin disiparea energiei vibratorii datorită proprietăților de amortizare foarte pronunțate ale izolatoarelor.

Izolatorii oferă deci posibilitatea obținerii unei pulsații joase a ansamblului radier + mașină chiar în condițiile unor fundații ușoare cum sînt fundațiile pe colțari, care în plus oferă și o bună stabilitate ca urmare a înconștințării caracteristicilor fizico-mecanice ale terenului.

Pentru cazul modelului de colțar (fig.4.17 a - dimensi. 0.1), frecvența proprie de 33...37 Hz s-a obținut folosind un izolator de 6 x 6 x 1,2 cm avînd $k_1 = 1,25$ iar pentru modelul de "fundație pe colțari" (fig.4.17.b și c) cu frecvența proprie de 39...40 Hz s-au folosit patru asemenea izolatoare. Pentru a putea admite că și pentru izolatoare coeficientul de similitudine $S_E = 1$ (același modul de elasticitate pentru model și prototip) trebuie să se folosească și în cazul prototipului izolatoare cu același coeficient de formă ($k_1 = 1,25$), numărul lor determinîndu-se din condiția: $S_G = S_E = 1$. Cu coeficientul de similitudine al forțelor $S_F = S_L^2$ (rel.4.15) și $S_L = 10$, rezultă că suprafața izolatoarelor pentru prototip trebuie să fie $6 \times 6 \times 100 = 3600 \text{ cm}^2$ pentru un colțar și $4 \times 3600 \text{ cm}^2$ pentru fundația pe patru colțari. Alegînd izolatoare cu dimensiunile $30 \times 30 \times 6 \text{ cm}$ ($k_1 = 1,25$), rezultă un număr de patru izolatoare pentru un colțar ($4 \times 30 \times 30 = 3600 \text{ cm}^2$) și 16 izolatoare pentru cei patru colțari ai fundației ($16 \times 30 \times 30 = 144000 \text{ cm}^2$). O reducere mai mare a pulsației proprii se obține folosind izolatoare cu $k_1 < 1,25$ (modul de elasticitate mai mic) dar în acest caz amplitudinile vibrațiilor la rezonanță vor fi mai mari corespunzătoare 'factorului de amplificare la rezonanță' (Cap.2, tab.5.29 și fig.4.6 pgf.4.14).

Se poate trage concluzia că folosirea izolatoarelor din vibrații în cazul fundațiilor pe colțari pentru mașini cu rotație mare asigură condițiile necesare unei comportări satisfăcătoare în exploatare atît pentru fundația mașinii dar și

ies pentru masina rezemată pe acest tip de fundatii precum si pentru alte masini si constructii învecinate.

4.2.3.3. Influena conlucrării în grup a coltarilor

Conform definiției generale, constanta elastică a unui colțar (prin analogie cu piloții), poate fi scrisa sub forma:

$$k_z^{1c} = \frac{P}{z} \quad (4.24)$$

unde P este forța ce acționează asupra colțarului iar z tesarca elastică produsă de aceasta.

Considerind colțarii ca niște elemente elastice aranjate în paralel, constanta elastică totală pentru n colțarii se scrie:

$$k_z = n k_z^{1c} \quad (4.25)$$

Din experimentările realizate pe modele, s-a constatat că relația (4.25) nu este respectată, rezultând $k_z < nk_z^{1c}$, reducerea ac steia datorându-se conlucrării ce se realizează între colțarii care lucrează în grup ($k_z^{1g} < k_z^{1c}$). Astfel în cazul colțarilor realizați prin vibrație în terenul slab, constanta elastică a unui colțar care lucrează în grup este $k_z^{1g} = 2000/4 = 5000$ N/mm (tabelul 4.19, încerc.2.2 -R) în timp ce pentru colțarul care lucrează independent $k_z^{1c} = 11.300$ N/mm (tabelul 4.15 încerc.2.1). Diferențele se reduc pentru colțarii realizați în celelalte variante, valori mai apropiate ale constantelor elastice obținându-se la colțarii rezemați pe terenul existent:

$$k_z^{1g} = 41.194/4 = 10.300$$
 N/mm (tabelul 4.19 încerc.5.2-R), respectiv

$$k_z^{1g} = 55.283/4 = 13.820$$
 N/mm (tabelul 4.19 încerc.5.2 -S) iar

$$k_z^{1c} = 11.300$$
 N/mm (tabelul 4.15 încercarea 5.1)

Pe baza acestei analogii, s-a definit coeficientul de reducere a constantei elastice ca urmare a "efectului de grup", notat cu η :

$$\mu = \frac{k_z^{1g}}{k_z^{1c}} = \frac{k_z}{nk_z^{1c}} \quad (4.26)$$

unde:

k_z^{1g} - reprezintă constanta elastică a unui colțar care lucrează în grup;

k_z^{1c} - constanta elastică a unui colțar care lucrează independent;

k_z - constanta elastică efectivă a unei fundații pe n colțari.

Cu aceste considerații, constanta elastică a unei fundații pe colțari se va determina cu relația:

$$k_z = \mu n k_z^{1c} \quad (4.27)$$

Cercetările experimentale efectuate au pus în evidență faptul că în cazul colțarilor, coeficientul de reducere depinde pe lângă distanța relativă dintre colțari (l/a_m - unde l este distanța dintre axele colțarilor și a_m lățimea secțiunii transversale medii a colțarului) și de condițarea de realizare între colțari, terenul înconjurător și respectiv terenul rezistent de la bază precum și de tipul conlucrării dintre radierul fundației și colțari. Valori mai reduse ale coeficientului μ s-au obținut pentru colțari realizați în terenul slab când radierul rezază pe colțari (Tab.4.9 $\mu = 0,44$) și valori mai mari în cazul colțarilor rezemați pe terenul rezistent, când radierul lucrează solidar cu colțarii (Tab.4.10 $\mu = 0,92$), păstrându-se constantă distanța relativă dintre colțari $l/a_m = 2,6$ (Fig.4.10, Tab.4.6).

Trebuie însă precizat că în toate experimentările realizate, încărcările statice și dinamice s-au transmis terenului de fundare efectiv numai prin intermediul colțarilor, fără a se realiza o conlucrare directă între talpa radiatorului și suprafața terenului dintre colțari. Cu alte cuvinte, aceste constatări sunt valabile la fundațiile pe colțari "puțători pe vii", cu

În cazul fundațiilor pe colțari "flotanti", când contactul direct între talpa radiatorului și teren se realizează acționează chiar din taza de montaj a mașinii pe fundație și se săvârșește pe parcursul exploatarea acesteia, datorită vibrațiilor care se produc.

Neconștientarea aportului conlucrării radiator-teren la stabilirea valorii constantei elastice a fundației pe colțari este acoperitoare în cazul "acordării înainte" a ansamblului fundație + mașină, reprezentând un plus de siguranță în evitarea rezonanței. Acest lucru nu mai este valabil dacă pentru ansamblul fundație + mașină este necesară a se realiza o "acordare joasă", aspect care poate să apară în cazul mașinilor cu funcția de lucru ridicată și când chiar folosind fundația pe colțari, "acordarea înaltă" nu mai este posibilă. În acest caz, constanta elastică a fundației pe colțari poate fi calculată dacă pe lângă constanta elastică a colțarului

se determină în prealabil și coeficientul elastic C_z (tabelul 3.5), astfel:

$$k_z = 4n \frac{1}{k_z^{1c}} + \alpha \cdot C_z \cdot S \quad (4.25)$$

unde:

S - este aria tălpii radiatorului și

α - un coeficient de reducere a ariei tălpii radiatorului datorită colțarilor (pentru $n=4...8$ colțari, $\alpha=0,7$).

Dificultățile create de experimentările necesare determinării constantei k_z^{1c} și a coeficientului elastic C_z pot fi evitate prin coborîrea pulsației proprii a ansamblului radiator + talpă intercalînd între radiator și colțari materiale elastice în forma unor izolatori din vibranor, a căror caracteristici elastice și de amortizare au fost studiate și prezentate în capitolele de către autor (pgf.4.1.4, fig.4.6 și tabel 3.59).

4.2.4. Prezentarea rezultatelor unor încercări pe colțari la scară naturală

În cadrul colaborării Catedrei de drumuri, fundații și talpă în construcții cu institute de proiectare și unități de execuție privind realizarea unor construcții industriale, culturale, blocuri de locuințe etc., cu infrastructura suportată din fundații și talpă tip "colțar", s-au efectuat o serie de încercări pe colțari executați pe amplasamente din

Reșița, Timișoara, etc. pentru determinarea capacității portante a acestora. În cadrul încercărilor s-a procedat la încărcarea-descărcarea în trepte a colțarilor măsurându-se tasările totale maxime și respectiv tasările remanente, din diferența celor s-au calculat tasările elastice ale colțarilor, pe baza acestora calculându-se constantele elastice (rel.4.24).

În tabelul 4.20 sînt prezentate rezultatele experimentale obținute în cadrul a două amplasamente din Reșița iar în fig. 4.30 curbele de încărcare-tasare corespunzătoare celor șase încercări, colțarii fiind realizați prin ștanțarea terenului (încerc. nr. 1; 2; 5 și 6), ștanțarea terenului și realizarea unui bulb din materiale granulare, bulb în contact cu terenul rezistent reprezentat de un strat de pietriș cu nisip îndesat (nr.3)

Tabelul 4.20

Nr. crt.	Tipul colțarului (tipul încercării model)	Dimensiunile colțarului [m]	Încărcarea [kN]	Tasări măsurate [mm]			Constanta elastică K_z
				S_{max}	S_{rem}	$S_{elastic}$	
1	2.1-fig.4.13.a	$B=0,8 \times 0,8$	453	17,76	13,08	4,68	25 500
2	3.1-fig.4.13.a	$b=0,4 \times 0,4$	544	24,15	18,51	5,64	39 200
3	4.1-fig.4.13.c	$h=3,0$	272	5,02	2,55	2,47	110 000
4	5.1-fig.4.13.d		452	10,1	6,64	3,46	133 500
5	2.1-fig.4.13.a	$B=0,7 \times 0,7$	550	31,5	25,31	6,19	88 850
6	3.1-fig.4.13.a	$b=0,4 \times 0,4$ $h=3,0$	550	25,3	19,82	5,48	100 300

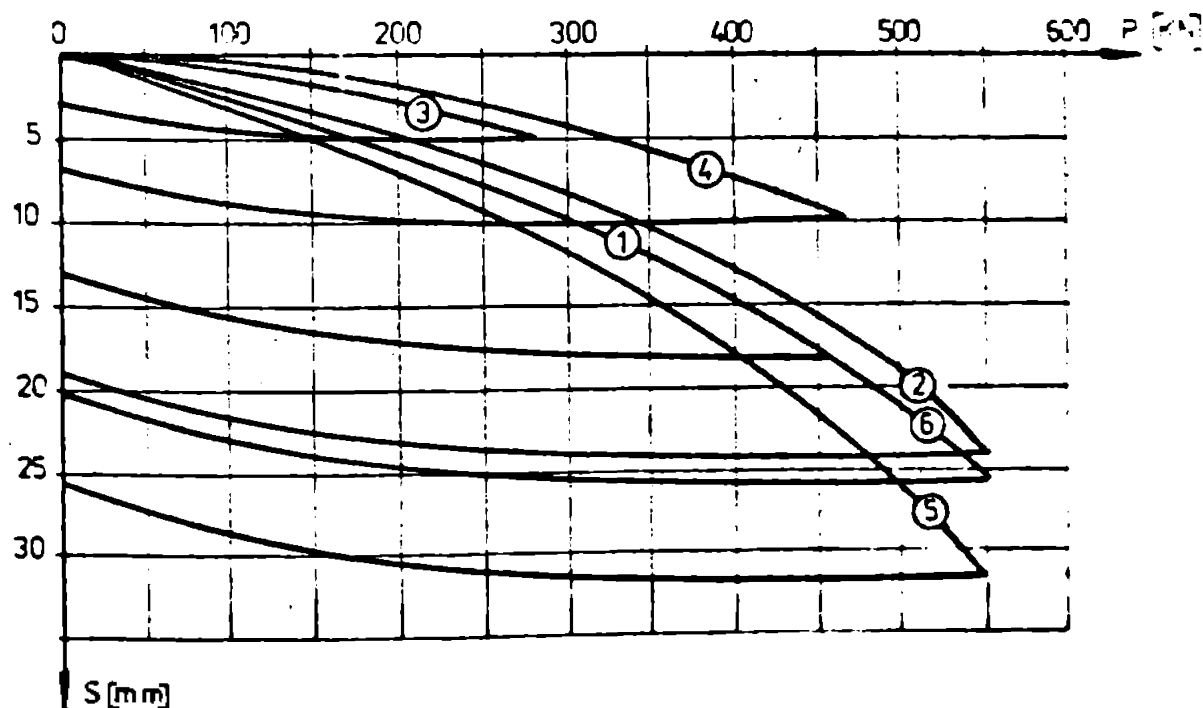


Fig. 4.30

colțar rezemat pe terenul rezistent (nr.4).

Constantele elastice determinate în urma încercărilor la valori cuprinse între $90 \cdot 10^3$ N/mm și $110 \cdot 10^3$ N/mm în majoritatea cazurilor, existând și situații în care valoarea depășește $150 \cdot 10^3$ N/mm.

Analizând în paralel rezultatele obținute prin încercările de teren pe colțari la scară naturală cu cele stabilite prin încercări pe modele aplicând principiul similitudinii (tabelul 1, col. 2 și 3), se constată că valorile constantelor elastice prezintă o bună corelare. Diferențele sînt cuprinse între 5-22%, valori mai mari obținându-se întotdeauna în urma încercărilor experimentale pe modele și aplicînd similitudinea.

Tabelul 1.1

Nr. ordine	Tipul colțarului respectiv și referința	Constanta elastică k_z [N/mm]		Diferența %
		k_z^I scară naturală	k_z^II similitudină	
1	2	3	4	5
1	2.1 - fig. 4.13 a	96.800	113.000	15 %
2	2.1 - fig. 4.13 a	98.200	113.000	13 %
3	2.3 - fig. 4.13 c	110.000	116.000	5 %
4	2.4 - fig. 4.13 d	130.500	143.000	9 %
5	2.1 - fig. 4.13 a	88.850	113.000	22 %
6	2.1 - fig. 4.13 a	109.300	113.000	11 %

Aceasta poate fi explicată prin faptul că încercările de încărcare-descărcare statică realizate pe colțari la scară naturală, nu reflectă fidel compartimentul colțarului (în starea de înălțare) supus unor acțiuni dinamice dar și prin aceea că realizarea și rezemarea colțarilor (prototip la scară naturală și model) sînt similare, condițiile concrete (materialul, starea de încălzire naturală etc) nu au fost identice.

4.3. Fundații de mașini rezemate pe colțari, ca sistem de îmbunătățire a conlucrării

4.3.1. Prezentarea noii soluții de fundare

Fundațiile de mașini pe colțari sînt alcătuite dintr-o serie de elemente denumite generic "colțari" și o placă-radier pe care reazemă mașina.

Colțarii se realizează direct la fața locului din beton simplu sau beton armat. Radierul se execută din beton armat și în funcție de parametrii dinamici ai mașinii se pot adopta diferite variante de conlucrare între radier și colțari, pentru a obține o acordare corespunzătoare a ansamblului fundație + mașină. Astfel, într-o variantă, radierul și colțarii conlucrează solidar - caz în care colțarii sînt realizați din beton armat iar conlucrarea solidară se realizează prin prelungirea armăturilor longitudinale din colțari și încastrarea acestora în radier (fig. 4.31). Într-o altă variantă radierul reazemă direct pe colțari care în acest caz pot fi executați din beton simplu (fig. 4.32).

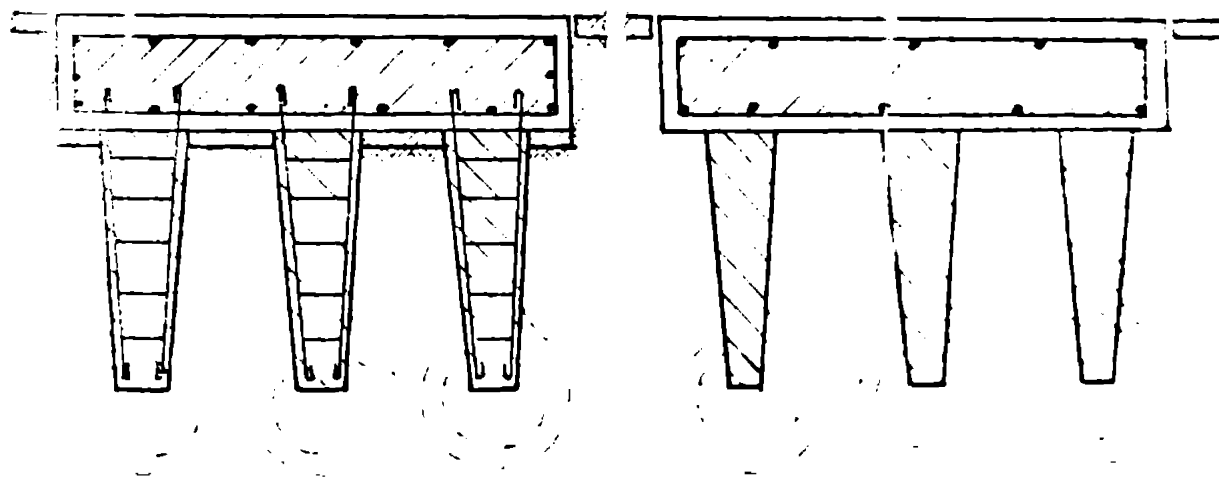


Fig. 4.31

Fig. 4.32

și într-o ultimă variantă rezemarea radierului pe colțari se poate face prin intermediul unor izolatori din viltanor, intercalați între cele două tipuri de elemente și protejați corespunzător pentru a fi activi pe toată durata exploatarei mașinii și fundației.

Adoptarea variantei de conlucrare între radier și colțari se face în funcție de parametrii dinamici ai mașinii, pentru a fi posibilă o acordare dinamică a ansamblului fundație+mașină

responsabilitate evitării producerii rezonanței precum și pentru
reducerea forțelor dinamice și vibrațiilor transmise colț rilor
respectiv terenului de fundare.

4.1.2. Considerații asupra conlucrării dintre fundatie și teren

În cazul fundațiilor de mașini realizate sub forma unor
cari rigide rezemate pe terenuri naturale, frecvența proprie
vibrație poate fi modificată ca valoare prin schimbarea masei
dației, adoptându-se fundații cu masă mare în cazul ansamblu-
fundație + mașină treburile să i se asigure o "acordare" și
fundații cu masă redusă și suprafețe mari de rezemare în
se necesară o "acordare înaltă".

Acesta înseamnă pe de o parte consumuri sporite de
materiale deci preț de cost ridicat în condițiile în care spărtul
de la fundației de la simplu la dublu conduce la o reducere
laibății doar cu 50%. Pe de alta parte, amplitudinea vibrațiilor
fundației implică folosirea neratională a spațiului, această re-
soluția fiind neeficientă și pentru motivul că o creștere de șase
afecței de două ori spre exemplu conduce la majorarea pulsăției
afecței de 100%.

Aceste neajuturi sunt eliminate cu bună ușurință
prin aplicarea metodei de calcul a terenului de rezemare
al care se poate obține o conducere diversă în funcție de condițiile
concrete cerute de parametrii caracteristici ai terenului.
A spre exemplu, cu noua soluție se pot obține pulsății de 10
valori cuprinse între 20-25 radiani, ceea ce înseamnă că
ri decât în cazul unor fundații rigide (tabelul 2.2). În
aceasta în condițiile în care consumurile materiale de construcții
cost se reduce de 50%, ori, soluția permite "acordarea înaltă"
strucțurii mașinilor de mașini a unor pulsații perturbatoare
ale și alte valori mai mari de 2-3 ori față de cazul unor
fundații rigide.

În aceeași timp, prin intercalarea unor izolații de vi-
brații din vibrații, conlucrarea fundație-teren poate fi
obținându-se pulsații proprii care permit evitarea rezonanței
în cazul mașinilor cu pulsații perturbatoare reduse, și în
caz în care acestea nu se pot evita prin metoda de calcul
de rezemare, metoda de calcul de rezemare este cea mai
eficientă și cea mai simplă de aplicat în proiectarea și
construcția de mașini.

șărului acestora (Tab.3.30, fig.4.0) se obțin pulsații proprii comparabile cu ale fundațiilor rigide, aceasta în condițiile unor fundații ușoare și sigure în exploatare așa cum sînt fundațiile pe colțari (Tab.4.18 și 4.19).

Rezultatele studiilor și cercetărilor efectuate privind noua soluție de fundații pentru mașini - fundații pe colțari - conduc la concluzia că aceasta, prin variantele în care poate fi realizată permite adoptarea unor soluții optime în ce privește conclucerea ansamblului fundație + mașină și teren, comportarea în exploatare și eficiența tehnico-economică.

4.3.3. Recomandări generale privind proiectarea și calculul fundațiilor de mașini pe colțari

4.3.3.1. Date pentru proiectare

Proiectarea fundațiilor de mașini pe colțari se face pe baza unei date de proiectare care trebuie să cuprindă următoarele:

a) date asupra mașinii: greutatea, poziția centrului de greutate, direcția și poziția forțelor perturbatoare, frecvența de lucru, turațiile critice;

b) date asupra terenului de fundare: natura terenului, nivelul apelor freatice, coeficienții elastici ai terenului, caracteristici geotehnice, presiunea maximă acceptată de teren, capacitatea portantă);

c) date asupra amplasamentului fundației: poziția fundației față de fundațiile clădirilor sau a altor fundații de mașini, distanța față de construcții și instalații sensibile la vibrații.

În plus, pentru proiectarea fundațiilor de mașini pe colțari, mai trebuie să se cunoască:

- constantele elastice ale colțarilor și
- capacitatea portantă a colțarilor.

4.3.3.2. Principii generale de proiectare

La proiectarea fundațiilor de mașini pe colțari pe lângă calculul static general se va face și un calcul dinamic pentru a verifica dacă nu se produc vibrații cu valori peste limitele admise.

Alegerea tipului de colțar se face în funcție de

ratificarea terenului și de caracteristicile fizico-mecanice ale acestuia.

Conlucrarea dintre radier și colțari se stabilește în funcție de parametrii dinamici ai mașinii. Astfel în cazul mașinilor care dezvoltă forțe perturbatoare verticale mari cu frecvență ridicată existând și restricții privitor la valoarea amplitudinilor maxime, radierul trebuie să conlucreze solidar cu colțarii. În alte situații, radierul poate rezema direct pe colțarii și dacă pericolul de rezonanță nu poate fi evitat cu una dintre cele două soluții se recomandă intercalarea între radier și colțarii a unor izolatori de vibrații (vibrasol, cauciuc, etc.).

Centrul de greutate al ansamblului fundație + mașină trebuie să se găsească pe aceeași verticală cu:

- centrul de greutate al suprafeței de sprijin radierului și colțarii sînt de tip "flotant";
- centrul de greutate al schemei de distribuție a sarcinilor, pentru colțarii "purători pe vîrți".

Excentricitățile ce pot să apară în nou excepțional se limitează la 3% și respectiv la 5%.

4.3.5.3. Materiale folosite la execuția fundațiilor pe colțari

Fundațiile pe colțari se execută din beton și beton armat. Betonul simplu se folosește pentru realizarea colțarilor atunci cînd radierul reazemă direct pe acestia sau prin intermediul unor izolatori de vibrații și va avea marea minimă B 100.

Cînd radierul conlucrează solidar cu colțarii, acestia vor executa din beton armat cu marca minimă B 200.

Radierul se execută în toate cazurile din beton armat marca minimă B 200.

Armăturile folosite vor fi de tipul OB 37, cu diametrul minim de 10 mm. Colțarii din beton armat se vor arma constructiv cel puțin 50 kg de oțel la m^3 de beton; pentru radier cantitatea de armătură rezultă din calcule, procentul minim de armare fiind să fie mai mare decît 0,05%.

4.3.5.4. Calculul dinamic

Calculul dinamic al fundației care se face pentru a determina frecvențele proprii, amplitudinile deplasărilor și a

forțelor transmise, cuprinde următoarele etape:

a) Alegerea dimensiunilor geometrice ale radiatorului și ale colțarilor ca și a numărului acestora pe baza cărora se stabilește masa radiatorului (m_r) și masa colțarilor (m_{nc}). Pe baza rezultatelor cercetărilor asupra caracteristicilor elastice ale colțarilor și ale terenului de fundare (k_z^{1c} și Cz) se calculează constantele elastice ale fundației pe n colțari (K_z), folosind relațiile (4.27) și (4.28):

$$K_z = \mu n k_z^{1c} \quad \text{cînd colțarii sînt "purtători de vîrf",}$$

sau

$K_z = \mu n k_z^{1c} + \alpha Cz S$ pentru cazul colțarilor "flotanti", relații explicitate în cadrul paragrafului 4.2.3.5.

Cu valorile K_z astfel determinate, se calculează în continuare frecvențele proprii:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_z}{m}} \quad (4.29)$$

în care m reprezintă masa ansamblului mașină + radiator + colțari ($m_m + m_r + m_{nc}$) în cazul cînd radiatorul conducează solidar cu colțarii și respectiv $m = m_m + m_r$ cînd radiatorul reazază pe colțari.

Fundațiile pe colțari fiind cu "acordare înaltă" urmează să se verifice dacă frecvența proprie astfel calculată (pulsatia proprie) este mai mare decît frecvența de lucru a mașinii (pulsatia perturbatoare) $p > \omega$, cu asigurarea unui ecart de minimum 20%.

În caz că aceasta cerință nu este îndeplinită, se procedează la schimbarea soluției în sensul reducerii pulsatiei proprii prin folosirea unor izolatori din vibrații între radiator și colțari. Punînd condiția $p \ll \omega$, se alege pulsatia proprie (p) a ansamblului mașină + radiator + izolatori și pe această bază folosind precizările din cadrul p.4.1.10 și nomograma din fig.4.6, se alege tipul de izolatori (σ_{12}) și se determină numărul maxim al acestora (n_{12}):

$$n_{12} = \frac{(m_m + m_r)}{\sigma_{12}} \quad (4.30)$$

cu folosirea tabelului 3.29 se alege constanta elastică k_z a unui izolator (funcție de k_1 și δ_{st}) și se determină numărul izolatorilor, din condiția:

$$p_z = \sqrt{\frac{k_z}{m}} = \sqrt{\frac{n_{iz} \cdot k_1 \cdot d}{m_m + m_r}} \quad (4.71)$$

$$n_{iz} = \frac{p_z^2 (m_m + m_r)}{k_1 \cdot d} \quad (4.72)$$

se verifică dacă

$$\delta_{st \text{ ei}} = \frac{(m_m + m_r)g}{n_{iz} \cdot S_{12}} \geq \delta_{st} \quad (4.73)$$

În caz contrar numărul izolatorilor se reduce pînă cînd

$$\delta_{st \text{ ei}} \geq \delta_{st}.$$

b. Calculul amplitudinilor se face cu considerarea valorilor frecvențelor proprii (pulsatiilor) precum și valorilor constantelor elastice (k_z) pe baza cărora s-au calculat pulsatiile. Se calculează factorul de amplificare (A_1) neglijînd efectul amortizării:

$$A_1 = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \quad (4.74)$$

după care, cu valoarea forței perturbatoare (P_{z0}) se calculează valoarea amplitudinii maxime:

$$A_z = \frac{P_{z0}}{k_z} A_1 \quad (4.75)$$

care se compară cu valorile admise, date în literatura de specialitate în funcție de pulsația perturbatoare, tipul mașinii etc. [24/, /36/, /35/.

c. Calculul forței statice înlocuitoare se face pe baza relației /14/:

$$P = \mu \cdot T \cdot \dot{P}_0 \quad (4.76)$$

în care:

P_0 este amplitudinea forței perturbatoare (P_0)

T - transmisibilitatea corespunzătoare forței P_{z0}

μ - coeficient de oboseală ($\mu = 3 / S_{-1}$)

Prin neglijarea amortizării $T = A_1$ astfel că relația cu care se calculează forța statică înlocuitoare ia forma:

$$P = \mu \cdot A_1 \cdot P_{z0} \quad (4.27)$$

4.3.3.5. Calculul static

Calculul static al fundațiilor de mașini pe colțari cuprinde:

a. Calculul din condiția de rezistență a terenului de fundare;

b. Calculul de rezistență al radierului de beton armat

a. Calculul din condiția de rezistență a terenului:

- verificarea capacității portante a colțarilor
- verificarea presiunilor pe teren

Verificarea capacității portante a colțarilor se face pe baza încărcărilor ce revin colțarilor din forța statică înlocuitoare, greutatea radierului și greutatea proprie a acestora. Calculul încărcării aferente unui colțar P_i se face în mod analog ca și calculul încărcării asupra unui pilot în cadrul fundațiilor pe piloți.

Cunoscând încărcarea $P_{i \max}$, se cere verificarea condiției:

$$P_{i \max} \leq \frac{P}{k} \quad (4.28)$$

în care:

$P_{i \max}$ este încărcarea ce revine colțarului celui mai solicitat

P - capacitatea portantă a colțarului

k - un coeficient de siguranță în funcție de metoda de determinare a capacității portante ($k = 1,4$ - în determinarea prin calcul, $k = 1,3$ - în determinarea experimentală)

În lucrarea /66/, autorii prezintă o metodă nouă pentru calculul capacității portante a colțarilor (prin folosirea unor relații diferite) în funcție de modul de realizare și de

ora, metodologie care se prezintă în continuare.

1. Colțari realizați fără bulb

Verificarea capacității portante a colțarului se face pe două secțiuni (niveluri), prima la contactul interior între țar și terenul îndesat (I-I) iar a doua la nivelul de separare între zona îndesată de sub colțar și terenul natural neîndesat (II-II fig.4.53)

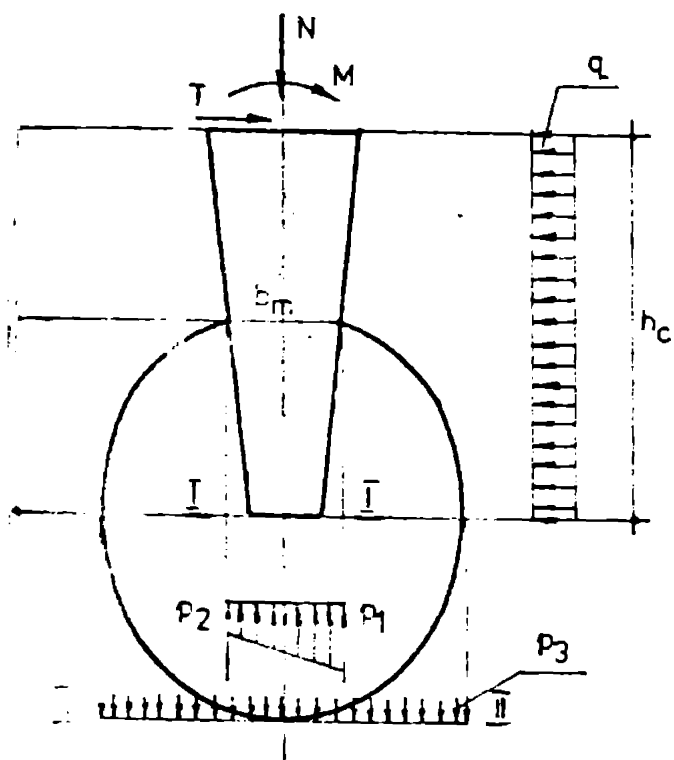


Fig.4.53

Presiunea la nivelul secțiunii I-I se calculează cu relația:

$$p_{ef 1,2} = \frac{N + G}{S_{med}} \pm \frac{M - 0,5 q a b a^2}{W_{med}} \quad (4.5)$$

și se verifică condițiile:

$$p_{ef max} \leq 1,5 p_{p1} \quad \text{și}$$

$$p_{ef min} > 0 \quad (4.6)$$

unde:

N - este încărcarea verticală transmisă colțarului;

G - greutatea proprie a colțarului;

S_{med} - aria secțiunii transversale medii;

W_{med} - modul de rezistență al secțiunii medii;

M - suma momentelor încărcărilor la nivelul culpii colțarului (I-I);

q - presiunea reactivă a terenului pe lăța laterală a colțarului, care se calculează cu relația:

$$q_m = a + b p$$

$$a = 60 \text{ kN/m}^2; \quad b = 0,4 \quad \text{și} \quad p = \frac{p_{max} + p_{min}}{2}$$

b_1 - lățimea secțiunii transversale medii a colțarului;

h - înălțimea colțarului;

p_{p1} - presiunea de calcul pentru terenul îndesat

Presiunea de calcul (p_{p1}) se calculează conform STAS 3300/-85, cu relația:

$$p_{p1} = m_1 (\bar{\gamma} B N_1 + q N_2 + c N_3) \quad (4.41)$$

în care:

m_1 este un coeficient al condițiilor de lucru (Tabloul 2 STAS 3300 - 85)

$\bar{\gamma}$ - media ponderată a greutatei volumice de calcul a straturilor de sub colțar, pe o adâncime $2B$;

B - latura mică a bazei mari a colțarului;

q - suprasarcina de calcul la nivelul tălpii fundației;

c - valoarea de calcul a coeziunii zonei compactate (se pot lua valori din STAS 3300-85 Tab.5 multiplicat cu 1,4)

N_1, N_2, N_3 - coeficienți adimensionali în funcție de valoarea de calcul a unghiului ϕ (Tab.5 art.1, 1,2)

Presiunea efectivă pe terenul natural în secțiunea II-II se determină cu relația:

$$p_{ef2} = \frac{N + G_f + G_p}{S_{comp}} \leq p_{p12} \quad (4.42)$$

unde G_p - reprezintă greutatea volumului de pământ compact și S_{comp} - aria secțiunii transversale bazelor a volumului compact.

Pentru colțarii executate în terenuri obișnuite, presiunea p_{p12} se calculează cu rel.(4.41) considerându-se valorile corespunzătoare caracteristicilor fizico-mecanice ale terenului natural. Presiunile p_{p11} și p_{p12} nu trebuie să depășească 500 kN/a^2 pentru colțarii obișnuți cu $u_2 = 0,5 \text{ a}$.

2. Colțarii realizați cu bulb

Calculul capacității portante a colțarilor cu bulb ține cont de particularitățile structurii nou formate în teren (fig.4.54).

Calculul capacității portante a colțarului se face la trei niveluri diferite: P_1 la nivelul I-I, P_2 la nivelul II-II și P_3 la nivelul III-III, folosind următoarele relații:

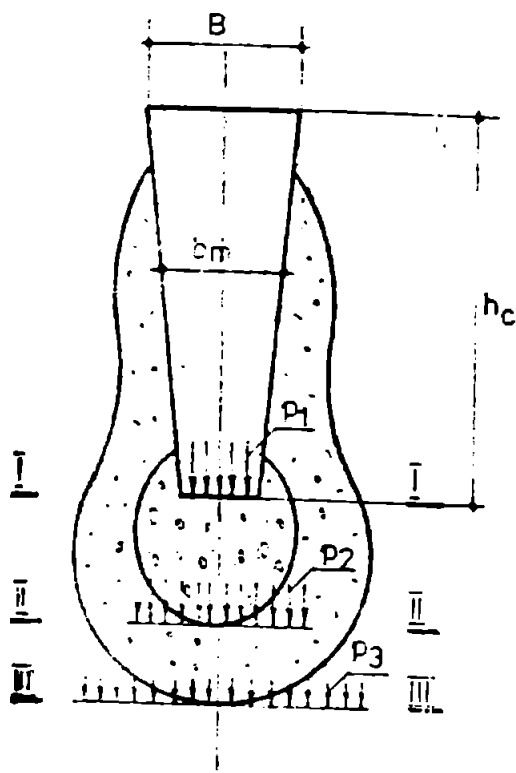


Fig. 4.54

$$P_1 = m k R^n S_1 \quad (4.17)$$

în care:

m este coeficientul condițiilor de lucru $m = 1$;

k - coeficient de neomogenitate $k = 0,7$;

R^n - rezistența normată a materialului din bulb ce se poate lua egală cu 10^4 kN/m^2 pentru balast, criblură și $5 \cdot 10^7 \text{ kN/m}^2$ pentru nisip cură;

S_1 - aria secțiunii transversale a colțarului la partea inferioară

$$P_2 = k \left[m_1 R^n S_b + m_2 i \cdot \text{perim} \cdot \frac{h_i}{2} + i b k \xi_{p,2} \right] \quad (4.18)$$

unde:

k este un coeficient de omogenitate $k = 0,7$;

m_1 și m_2 - coeficienți ai condițiilor de lucru (tabelul 5 STAS 2561/3-76)

R^n - rezistența normată a terenului îndesat (inc. 5 STAS 2561/3-76)

S_b - aria secțiunii transversale a bulbului

perim - perimetrul mediu al colțarului;

h_i - grosimea stratului cu caracteristici constante, în contact cu colțarul;

f_i^n - rezistența normată de frecare pe suprafața laterală în dreptul stratului de grosime h_i (tabelul 7 STAS 2561/3 - 76)

i - tangenta unghiului feței laterale a colțarului cu verticala ($i = 0,025$)

E - modulul de deformare al terenului natural din jurul colțarului;

k' - coeficientul condițiilor de lucru $k' = 0,9$;

ξ_p - coeficient reologic $\xi_p = 0,5$

$$S = k (m_1 p_{ad} \cdot S_c + m_2 U_{med}(r^{II} h_i + i E k' \xi p)) \quad (4.43)$$

în care:

p_{ad} este presiunea admisă de calcul (P_{P1}, P_{COIV}) asupra terenului natural, sub nivelul zonei compactate (rel.4.41)

S_c - aria maximă a secțiunii transversale (orizontale) a zonei compactate (fig.4.54)

Celelalte notații au aceeași semnificație ca în relația (4.44). Din cele trei valori (P_1, P_2, P_3) se consideră ca și capacitate portantă a colțarului, valoarea minimă.

3. Colțari fără buib, cu vârful rezemat pe un teren foarte rezistent (purători pe vîri)

Calculul capacității portante se face folosind relația (4.43)

$$P = m \cdot k \cdot R^D \cdot S_i$$

în care R_m^D reprezintă rezistența normală a stratului foarte rezistent de la bază, celelalte notații păstrînd semnificația din relația (4.43).

În cazurile prezentate colțarii au fost considerați ca fiind independente, însă se considera conducerea între rădăcini și teren care se realizează în cazul înfundării pe colțarii flotanti. Sporul de capacitate portantă asupra fundației în ansamblu pe care îl aduce rezemarea radiatorului pe teren nu poate fi neglijat, în acest sens este mai rațional a considera ca o încărcare totală asupra fundației, fiecare colțar, preluând o încărcare egală cu cea mai mică dintre valorile capacității portante (P_1, P_2 sau P_3) corespunzătoare rezemării colțarului pe terenul înfundat și respectiv rezemării zonei înfundate pe terenul natural neafectat. Diferența dintre încărcarea totală și cea a diferenței colțarilor se predă terenului prin contactul direct de talpa radiatorului - la acest nivel verificîndu-se presiunile efective pe teren.

Considerînd N încărcarea transmisă de fundația terenului (forța statică înlocuitoare + greutatea radiatorului și a colțarilor), P_1 capacitatea portantă a unui colțar și n numărul colțarilor, verificarea presiunii pe teren se face cu relația:

$$p_{ef} = \frac{N - nP_1}{\alpha \cdot S} \leq p_{conv} \quad (4.10)$$

în care α și S au semnificațiile din relația (4.25), p_{conv} este presiunea acceptată de teren care poate fi redusă în funcție de acțiunea dinamică.

b. Calculul de rezistență al radierului din beton armat

Radierul se calculează la încovoiere, adoptându-se schema statică corespunzătoare tipului de colțari:

- colțari "flotanți" - radierul se consideră ca o placă rezemată în punctele de aplicatie ale încărcărilor exterioare acționată de jos în sus de reacțiunile corespunzătoare colțarilor și de presiunea reactivă a terenului dintre colțari.

- colțari "purtători pe vîri" - radierul se consideră ca fiind tot o placă rezemată pe colțari și solicitată de încărcările exterioare plasate în punctele lor de aplicatie și de greutatea proprie.

Cu încărcările cunoscute, se determină solicitările maxime și armile de armătură cu care se verifică procentul de armare care trebuie să fie $\mu > 0,05 \%$.

4.3.4. Modul de realizare

Fazele de execuție ale unei fundații de mașini de tipul "fundație pe colțari" cuprind în general:

- realizarea șanțării terenului prin vibropresare (sau batere) cu ajutorul unui vibromai (fig.4.35.a);

- introducerea și îndesarea materialului de adăos (fig.4.35.b);

- introducerea și compactarea betonului (fig.4.35.c)

se obține în acest fel un colțar din beton simplu reprezentat în fig.4.35.d.

Dacă este necesară formarea unui bulb la partea inferioară a colțarului, după șanțarea gropii se introduce o cantitate de beton (fig.4.36.a) care se compactează prin batere sau vibropresare formându-se bulbul (fig.4.36.b) după care se introduce betonul care se compactează (fig.4.36.c) obținându-se în final un colțar cu bulb la bază (fig.4.36.d).

Colțarii se pot realiza și din beton armat, caz în care

re după ștanțarea gropii, în aceasta se introduce carcasa de armătură (fig.4.37.a) și apoi betonul, obținându-se un colțar din beton armat (fig.4.37.b).

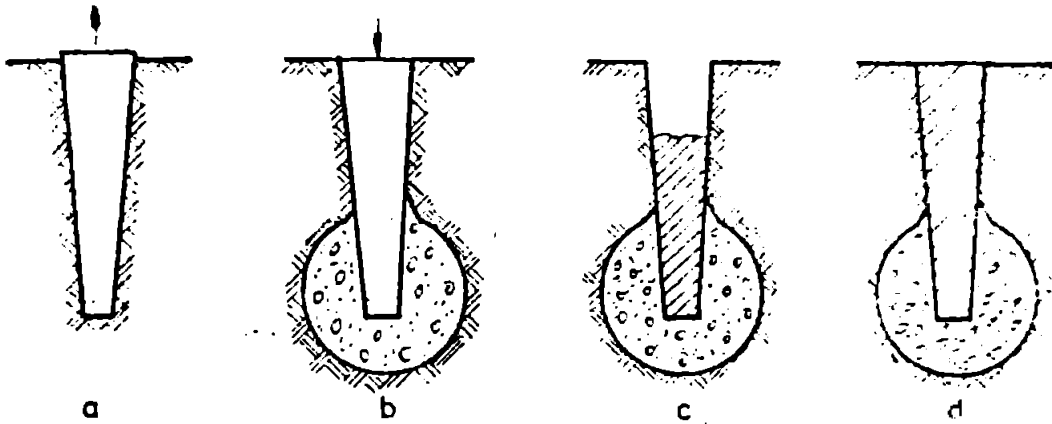


Fig.4.35

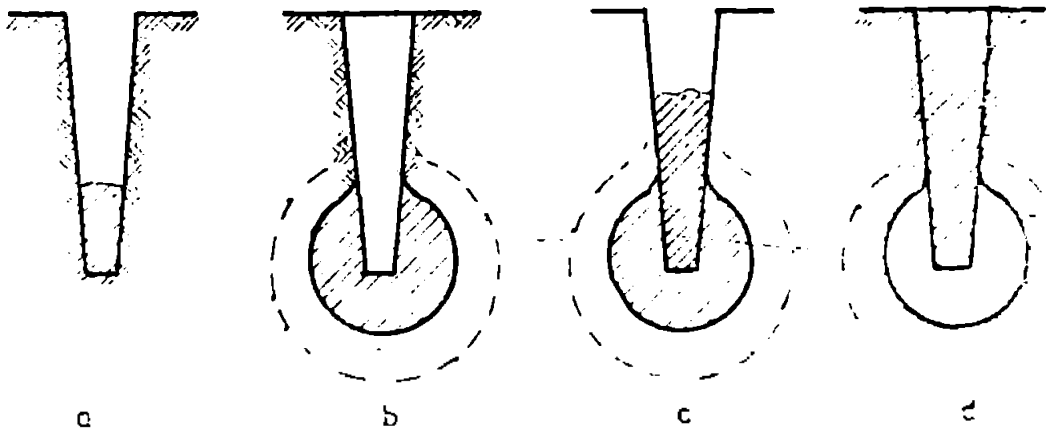


Fig.4.36

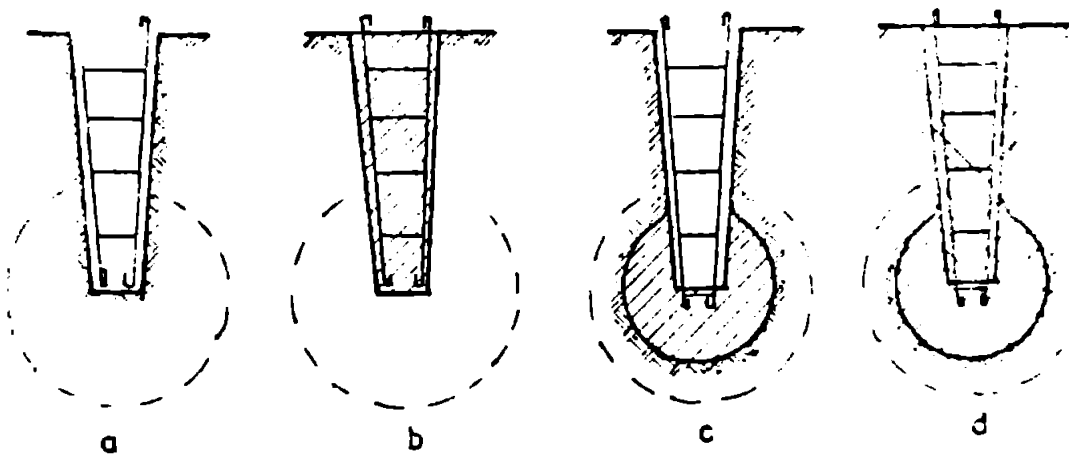


Fig.4.37

Pentru a obține un colțar din beton armat cu bulă (fig.4.37.a), după formarea bulbului (fig.4.36.b) se introduce carcasa de armătură (fig.4.37.c) și betonul care prin compresie realizează conlucrarea cu bulbul.

Execuția colțarilor se poate face deci în diferite variante (beton simplu fără bulb sau cu bulb, beton armat fără bulb sau cu bulb, în funcție de natura și caracteristicile terenului de fundare precum și de sarcinile statice și dinamice ansamblu).

După executarea colțarilor se realizează rampele de beton armat pe care reazemă mașina. Se obține în final fundarea pe colțari din beton armat (fig.4.31) sau din beton simplu (fig.4.32), caracterizată printr-o bună stabilitate de execuție și printr-o mai mare flexibilitate privind acordarea dinamică - cu consecințe directe privind asigurarea siguranței în exploatare.

4.5.5. Comportamentul dinamic al colțarilor comparativ cu cel al piloților prismatici, betonizați

În urma cercetărilor experimentale, a rezultatelor și concluziilor desprinse, se poate afirma că în comparație cu fundațiile de mașini sub forma blocurilor rigide reazemate direct pe terenul bun de fundare, fundațiile pe colțari reprezintă (alături de fundațiile pe piloți scurți realizate cu tehnologia bratoare) o soluție de fundare eficientă din punct de vedere static și tehnico-economic, pentru cazurile când terenul de fundare se află la adâncimi de 5-6 m.

Fundațiile de mașini pe piloți sînt recomandate ca soluții eficiente în situații în care /65/:

- încărcările statice și dinamice transmise terenului de fundare, fiind incompatibile cu caracteristicile fizico-mecanice ale terenului natural;
- prin natura și parametrii încărcărilor dinamice transmise de mașină, se impune o "acordare înaltă" a ansamblului fundație + mașină;
- este necesară reducerea amplitudinilor vibrațiilor transmise terenului și implicit mediului înconjurător;
- se cere reducerea tasărilor, asigurarea stabilității și durabilității fundației, mașinii și construcțiilor anexate în vederea unei exploatare normale a acestora pe o perioadă de timp cât mai mare;

Toate aceste aspecte sînt rezolvate și cu noua soluție de fundație pe colțari, deoarece:

- prin ștanțare în vederea realizării colțarilor, are loc o îndesare pronunțată a terenului care poate fi îmbunătățită prin introducerea de material de adaos (pămînt, piatră, piatră spartă, zgură etc) sau prin formarea unui eșut din beton, obținîndu-se caracteristici fizico-mecanice superioare care fac terenul capabil să preia în bune condiții încărcările transmise de fundație și mașină.

- prin îndesarea terenului cresc și valorile caracteristicilor elastice ale terenului (C_z , E_d), fiind posibilă "acordarea înaltă" a ansamblului fundație + mașină;

- prin construirea diferențiată de se poate asigura între elementele componente ale fundației (ziduri și colțari, precum și între colțari și terenul îmbunătățit, se pot realiza fundații capabile să atenueze vibrațiile transmise terenului, asigurîndu-se o mai bună protecție a construcțiilor învecinate împotriva vibrațiilor;

- îmbunătățirea terenului are ca efect direct sporirea capacității portante a acestuia și deci reducerea tasării sub acțiunea încărcărilor statice și dinamice, cu efecte favorabile asupra stabilității ansamblului fundație + mașină.

Din compararea rezultatelor obținute pe colțari, cu cele prezentate în literatura de specialitate [14] pentru piloți prisetați prelabricați, rezultă diferențe apreciable între valorile constantelor elastice. Astfel, piloți prisetați cu lungimi de 5-6 m introduși în terenuri nisipoase, au constantele elastice la vibrații verticale cu valori cuprinse între 15.000 și 30.000 N/mm, în timp ce pentru terenuri similare s-au obținut pe colțari ($l = 3$ m) constantele elastice cu valori de 110.000... 130.000 N/mm, adică de cel puțin 2-3 ori mai mari (Tabelul 4.20, încerc. 3 și 4). Aceasta înseamnă că cel puțin din punct de vedere dinamic, fundații rezemate pe 20 - 30 piloți prisetați, pot fi înlocuite cu fundații pe 5-10 colțari, în condițiile în care lungimea colțarilor este egală cu cea a piloților.

Avînd în vedere toate acestea, soluția (fig. 4.54 și 4.55) s-a materializat într-o propunere de invenție înaintată către Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci de către un colectiv din care face parte și autorul, prin hotărîrea nr.

15/51.01.1980 acordându-se brevetul de invenție nr. 20177
 cu denumirea "Fundatie pentru masini".

4.5.6. Aspecte economice

Spre deosebire de fundatiile de masini clasice, fundatiile pe coltari reprezintă o soluție net evoluată atât din punct de vedere al comportării dinamice cât și a stabilității ansamblu și siguranței în exploatare și nu în ultimul rând ce privește eficiența economică.

Pentru exemplificare, în tabelul 4.22 se dau consumurile pentru principalele materiale și categoria de lucrări, respectiv, pentru o fundație tip bloc rigid cu dimensiunile în plan 3,8 x 4,5 m rezemată pe terenul rezistent aliat la 4,5 m adâncime (col.5+4) și o fundație pe șase coltari rezemată pe terenul rezistent (var.5.2 col.7+8), același tip de fundație dar pe teren rezistent se găsește la 4,5 m adâncime (col.5+6) și respectiv fundația pe coltari cu oulb rezemat pe terenul rezistent (var.4.2 col.9+10).

Tabelul 4.22

Nr. crt.	Materiale, categorii de lucrări	UM	Soluția de fundare							
			Bloc H=3,8 m		Bloc H=4,5 m		Varianta 5.2		Varianta 4.2	
			cant.	%	cant.	%	cant.	%	cant.	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	Săpături	mc	132	100	156	100	—	—	—	—
2	Epurisme	%	—	100	—	100	—	—	—	—
3	Cofraje	mp	91	100	107	100	19	21	19	18
4	Beton armat	mc	132	100	156	100	42	32	42	27
5	-ciment	to	35	100	41	100	13	37	13	32
6	-agregate	to	295	100	349	100	92	31	92	28
7	-oțel	to	4	100	4,8	100	2,1	53	2,1	44
8	Manoperă	ore	176	100	213	100	56	32	56	25
9	Preț de cost	milei	200	100	250	100	80	40	80	30

Se poate remarca faptul că chiar pentru situația cea mai "favorabilă" pentru fundatiile pe coltari comparativ cu fundatiile de tip bloc rigid (varianta 5.2 - bloc 3,8 x 4,5 m) consumurile sunt de 3,12 ori la beton, de 2,7 ori la ciment și de cost scade de 2,5 ori.

CAPITOLUL V

CONCLUZII FINALE SI CONTRIBUTII

Referindu-se la obiectivele fundamentale și sarcinile de bază ale dezvoltării economico-sociale în cincinalul 1986-1990 și orientările de perspectivă pînă în anul 2000, în Raportul prezentat la Congresul al XIII-lea al partidului, tovarășul Nicolae Ceaușescu arăta că este necesară "sporirea productivității muncii, economisirea strictă și valorificarea superioară a materiilor prime, combustibililor și energiei, recuperarea și refolosirea resurselor rezultate din procesele de producție, reducerea costurilor de producție, cu deosebire a cheltuielilor materiale, creșterea substanțială a eficienței economice în toate ramurile și sectoarele de activitate". La aceeași ocazie secretarul general al partidului arăta că "... în vederea ridicării nivelului tehnic și calitativ al producției se impune luarea de măsuri pentru modernizarea și re proiectarea produselor, asigurându-se creșterea duratei și randamentului în funcționare, reducerea greutateii și consumului specific, sporirea randamentelor și diminuarea cheltuielilor pentru exploatare, întreținere și reparații..."

Aliniindu-se acestor înalte indicații date de secretarul general al partidului, tovarășul Nicolae Ceaușescu, rezultatele teoretice și concluziile practice desprinse dintr-o lucrare tratată în lucrarea de față vor să reprezinte o modestă contribuție în spiritul direcțiilor și orientărilor jalonate de înaltul forum al comuniștilor din țara noastră.

Lucrarea reprezintă în sine o activitate intensă de peste 10 ani, de încercări experimentale complexe și de aplicare în producție a rezultatelor cercetărilor și concluziilor desprinse, de colaborare cu producția, prin proiectarea unor fundații de mașini, urmărirea comportării în timp a acestora, participarea la elaborarea unor norme și standarde etc., prefigurînd în perspectivă idei noi în legătură cu proiectarea și executarea unor fundații de mașini eficiente

punct de vedere tehnico-economic.

Pentru realizarea acestora, autorul a desfășurat un program de studii și cercetări experimentale în cadrul contractelor ale Catedrei de drumuri, fundații și instalații de construcții a Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara încheiate cu I.C.C.P.D.C. București, Ministerul Energiei Electrice prin unitățile de proiectare subordonate - Institutul de studii și proiectări energetice București și filiala din Timișoara, Intreprinderea "Electrocentrale" din Timișoara, Arad și Căminu Turcu-Severin, Ministerul Industriei Construcțiilor de Lezământ - Institutul de proiectare pentru investiții în construcții de cămin (Intreprinderea Optică Timișoara) sau în cadrul colaborării cu Intreprinderea Mecanică Timișoara, Intreprinderea pentru mecanizarea agriculturii Timișoara, Intreprinderea "Electrotimiz", Atelierele CFR Timișoara etc.

Încercările experimentale de laborator și în condiții reale de solicitare au avut ca scop:

- stabilirea caracteristicilor fizico-mecanice ale unei materii elastice vibroizolator denumit VIBRAMOR;
- stabilirea caracteristicilor elastice ale materiei;
- stabilirea unor forme diferite de epruvete și realizarea din vibramor;
- studiul comportării elastice a acestora în condiții statice și dinamice de solicitare;
- stabilirea unor relații de dependență între deformări și presiuni;
- stabilirea domeniului de utilizare a diferitelor tipuri de izolatori în funcție de solicitările statice și dinamice;
- verificarea comportării izolatoarelor în condițiile unor vibrații produse de mașini la scară naturală;
- aplicarea în practică a unora dintre izolatoarii studiați în vederea izolării antivibratoare a unor fundații și mașini producătoare de vibrații.

Por.înd de la constatările practice legate de comportarea în exploatare a unor fundații de mașini rezemate pe terenuri de natură de fundare, în cadrul tezei de doctorat sînt studiate as-

pecte legate de comportarea terenurilor îmbunătățite ca suport al fundațiilor de mașini sub aspectul conlucrării fundație-teren precum și posibilitățile de acordare dinamică diferențiată prin folosirea unor izolatori de vibrații studiați. În același timp autorul elaborează o serie de studii și cercetări experimentale privind conlucrarea cu terenul de fundare pentru un nou tip de fundație pentru mașini, "fundații pe colțari". Studiile experimentale pe modele la scară redusă ca și unele încercări realizate în teren au condus la concluzia că noul tip de fundație prezintă o serie de avantaje în comparație cu tipurile de fundații utilizate în mod curent, atât în ce privește conlucrarea dinamică cu terenul de fundare cât și în legătură cu stabilitatea și siguranța sporită în exploatare, precum și de cost mai redus etc. Pe această bază, autorul împreună cu conducătorul științific înaintează în Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci o propunere de invenție (dosar nr. 114254/13.04.1984) și prin hotărârea nr. 6583/31.01. 980 se acordă brevet de invenție nr. 90269 sub denumirea "Fundații pentru mașini".

Principalele contribuții ale autorului privind studiul fundațiilor de mașini, având în vedere unele aspecte ale conlucrării acestora cu terenul de fundare, sînt expuse în continuare. Într-un domeniu atât de larg și complex nu este cel în care se integrează cercetările elaborate, ci pe cele cercetate ca și rezultatele obținute reprezintă aceste contribuții care au și menirea de a lărgi aria investigațiilor prin jalouarea unor noi studii sistematice în viitor cu scopul completării cunoștințelor privind comportarea fundațiilor de mașini și a terenului de fundare, între care există o permanentă și intimă conlucrare.

5.1. Contribuții privind elaborarea unui nou material vibroizolator și cercetări preliminare de laborator

În cadrul întreprinderii de mase plastice și cauciuc "Dermatina" din Timișoara, rezultă în urma procesului de fabricație o serie de deșeuri din cauciuc care în general nu își

este o întrebuințare corespunzătoare.

Din colaborarea autorului cu specialiștii din cadrul laboratorului de cercetări al uzinei a apărut ideea valorificării superioare a acestor resurse materiale prin granularea corespunzătoare a deșeurilor și aglomerarea cu latex sintetic în formă sub formă unor plăci a căror dimensiuni au fost dictate condițiile tehnice existente în întreprindere (670x670x10-12).

Încercările experimentale preliminare efectuate în cadrul laboratorului întreprinderii de către specialiștii uzinei în colaborare cu autorul și a căror rezultate s-au prezentat în tabelul 3.1 au condus la concluzia că materialul posedă calități care îl fac susceptibil de a fi folosit cu bune rezultate la lăcarea contra vibrațiilor produse de mașini și utilaje, aceasta cu atât mai mult cu cât datorită ingredientilor înglobați în masă a lui, acesta prezenta și o bună rezistență la fenomenul de oxidare termooxidativă (tabelul 3.2).

5.1.1. Contribuții privind stabilirea formei epruvetelor și a izolatoarelor folosiți în experimentări

Din încercările preliminare s-a ajuns la concluzia că materialul este elastic și rezistent, fiind elaborat din granule de cauciuc, are o comportare elastică similară cauciucului, unele diferențe care apar în evidență datorându-se structurii sale care este modificată prin granulele înglobate într-o masă de latex).

În literatura de specialitate, caracteristicile elastice ale cauciucului și în special modulul de elasticitate, sunt indicate cu valori în intervale destul de largi amintindu-se că valoarea din urmă este dependent de factorul de formă al epruvetei și al izolatorului (K_f) definit ca raportul între suprafața în contact a izolatorului și respectiv suprafața laterală liber deformabilă /14/.

Pornind de la această constatare, dimensiunile și formele epruvetelor și izolatoarelor s-au ales astfel ca să se obțină valori cât mai diferite ale factorului de formă K_f (tabelul 3.3).
3.1). În general pentru epruvete s-a ales secțiunea pătrată sau circulară iar pentru izolatori la scară naturală forma pătrată sau circulară.

Prin lipirea a două sau mai multe straturi cu grosimea de 12 mm, folosind un adeziv indigen, s-au obținut înălțimi diferite, corespunzătoare unor valori a factorului de formă cuprinse între 0,25....1,50. Experimentările inițiale au cuprins și încercări pe epruvete cu secțiunea inelară, care au condus la unele rezultate contradictorii, puse pe seama împiedicării parțiale a deformațiilor spre interiorul coroanei inelare, motiv pentru care acestea au fost eliminate din experimentări.

5.1.2. Adaptarea, completarea și modernizarea aparatului folosite în experimentări

5.1.2.1. Aparatul pentru încărcarea-descărcarea în trepte a epruvetelor

Aparatul de bază de la care s-a pornit este un edometru tip IMC aflat în dotarea catedrei la care s-au adus unele modificări prin folosirea a două plăci metalice bine șlefuite între care s-au intercalat epruvetele precum și a unui dispozitiv de încărcare compatibil cu deformațiile mai mari ale epruvetelor comparativ cu probele de pământ (fig.3.2).

5.1.2.2. Aparatul de încărcare-descărcare continuă a epruvetelor

Aparatul este de tip "monoaxial" Soiltest-SUA - a cărui piston are acționare mixtă (pneumatic-hidraulic) rezervit de un compresor care produce aer la presiunea de 6 bari (fig. 3.3). Aparatul a fost completat cu două plăci metalice între care s-a intercalat epruveta supusă încercării precum și cu un dispozitiv de măsurare a deformației epruvetei în paralel cu măsurarea forței.

5.1.2.3. Aparatul pentru încercări ciclice

Destinat unor încercări asupra probelor de pământ, aparatul a fost adaptat și modernizat astfel ca să fie posibilă înregistrarea automată a diagramei încărcare-deformare (folosind un înregistrator x-y) pentru toate ciclurile de încărcare-descărcare. În acest scop, în cadrul catedrei și în colaborare cu specialiștii de la Catedra de fizică a Universității din Timișoara

...a realizat traductoare de deplasare și forță capabile să convertească aceste mărimi în semnale electrice ce se transmit registratorului care cu ajutorul unei penițe inscripționează pe ecranul aparatului curba de dependență efort-deformație. Aparatul este echipat cu un mecanism de cursă variabilă în funcție de amplitudinea ciclului de încărcare-descărcare precum și cu un dispozitiv magnetic de încărcare, mobil, astfel ca încărcarea-descărcarea să se facă cu aceeași viteză indiferent de forța aplicată.

5.2. Contribuții privind studiul caracteristicilor elastice ale noului material VIBRAXOR

Privind dependența deformație-presiune pe baza rezultatelor experimentale și prin folosirea unor programe de calcul utilizat elaborate în colaborare cu Catedra de calculatoare, autorul stabilește o serie de relații care dau dependența între deformație și tensiuni. Aceste relații permit calculul modului de elasticitate în funcție de natura solicitării, parametrii materialului și respectiv forma epruvetelor sau a izoloților.

5.2.1. Studiul dependenței $\epsilon - \sigma$ în condiții statice de solicitare

Folosind rezultatele experimentale obținute pe epruvete de diferite forme (tab.3.3), pe baza programului de calcul utilizat a cărui schemă logică s-a prezentat în cadrul Cap. 3 par. 3.1.3.1.d, autorul stabilește dependența $\epsilon - \sigma$ sub forma unei funcții exponențiale $\epsilon = a \cdot \sigma^b$ determinând parametrii a și b pentru valori diferite ale factorului de formă al epruvetelor (Tabelul 3.8). Pe baza acestora, calculează valorile modului de elasticitate (Tabelul 3.9 și 3.10) considerând tangenta la curba caracteristică (rel.3.10) și respectiv secanța prin puncte diferite aflate pe curbă (rel.3.6 și 3.9 - Fig.3.5). Cu ajutorul programului de calcul (Cap.3 par.3.2.6.4) stabilește și o corelație a parametrilor a și b în funcție de factorul de formă (K_1) astfel că modului de elasticitate poate fi calculat dacă se cunosc presiunea $\bar{\sigma}$ și tipul epruvetei (K_1) folosind relațiile 3.5.a și 3.5.b. Pe baza rezultatelor încercărilor și cu aju-

torii relațiilor stabilite, construiește o serie de nomograme care redau dependența dintre modulul de elasticitate și în funcție de presiunea exercitată pe epruveta de vibrație pentru forme diferite ale acesteia (fig.3.4) precum și așa-numite cu care se poate determina ușor tipul de epruvetă (în funcție de formă K_1) pentru care deformația specifică este identică la o anumită valoare, în funcție de presiunea statică (fig. 3.6).

3.2.3. Studiul dependenței $\mathcal{E}-\mathcal{G}$ de tipul probei care crește și descrește în mod continuu

Pe baza rezultatelor obținute în urma încercărilor experimentale pe epruvete din vibrator prin folosirea metodei lui de încărcare-descărcare continuă, rezultate cuprinse în tabelele 3.12...3.14 și folosind programul de calcul elaborat, autorul stabilește parametrii funcției care redă dependența dintre deformația specifică (\mathcal{E}) și presiunea care acționează asupra epruvetei (\mathcal{G}), parametri a căror valori (a și b) sunt stabilite într-o primă fază ca și mărimi constante pentru anumit tip de epruvetă (tab.3.15) pentru ca apoi pe baza rezultatelor de la colica program de calcul să se deducă două relații (3.19 a și 3.19 b) cu ajutorul cărora parametrii a și b pot fi calculați în funcție de tipul probei (factorul de formă).

Exprimând modulul de elasticitate prin secanta la tangenta la curba caracteristică, pe baza relațiilor 3.3...3.7 s-au calculat valorile acestuia care apoi s-au reprezentat în forma unei nomograme (fig.3.9) cu care se poate stabili valoarea modulului pentru un anumit tip de epruvetă (K_1) suportând încărcare-descărcare continuă pînă la o anumită presiune statică (\mathcal{G}).

Cu aceeași nomogramă se poate stabili tipul probei (K_1) necesare astfel ca modulul de elasticitate să aibă o anumită valoare minimă impusă, pe lîngă o presiune pe epruvetă cunoscută.

Pornind de la comportarea diferențiată a caracteristicilor în funcție de tipul solicitării (încărcare-descărcare în trepte și respectiv continuă) s-au stabilit legile după care se pot

comportare are loc.

Aceste aspecte au aplicabilitate practică în dimensionarea sistemelor de izolare (în principal izolare pasivă) a unor mașini cum sînt mașinile unelte și de prelucrat de mare precizie și precizie, la care piesele ce se prelucurează au dimensiuni și pot ocupa pe parcursul procesului tehnologic diferite poziții, poziții ce pot rămîne stabile un anumit timp cît durează prelucrarea într-o anumită zonă respectiv piesa poate executa o mișcare alternantă pe timpul cît are loc prelucrarea (tranzicția piesei spre exemplu).

Alegerea judicioasă a sistemului de izolare asigură poziția stabilă a piesei în raport cu scula prelucrătoare și deci precizia necesară a prelucrării.

5.2.4. Studiul dependenței $\epsilon - \sigma$ în cazul acțiunii unor încărcări ciclice

Avîndu-se în vedere constatarea practică potrivit căreia sistemele de izolare antivibratoare sînt solicitate și de încărcări statice care rămîn constante timp îndelung și de încărcări dinamice a căror valoare variază în intervale mici de timp, s-a adaptat aparatura din dotare în acest sens efectuându-se încercări experimentale pentru stabilirea relației existente între deformare și presiune sau mai exact între modulul de elasticitate și parametrii încărcării statice. Este vorba de presiunea statică σ_{st} și de presiunea dinamică σ_d sau σ_{max} și σ_{min} .

Pentru aceasta s-au încercat un mare număr de epave, avîndu-se în vedere toate combinațiile posibile, cuprinses sistematice în tabelul 3.18 și 3.19. Folosindu-se sisteme de măsurare și reprezentare moderne, s-a obținut înregistrarea autentică a fenomenelor ciclice dintre care o parte sînt prezentate în anexa nr. 12 însoțite în concordanță cu tabelul 3.25, tabel în care sînt cuprinse valorile modulului de elasticitate (E_d) calculate pe baza diagramelor ciclice înregistrate (105 diagrame).

Cu valorile modulului de elasticitate calculate s-au realizat 12 nomograme, cîte două pentru fiecare tip de epavet. Una dintre ele care una permite determinarea grafică a valorii modulului de elasticitate în funcție de σ_{min} și intervalul de variație $\Delta \sigma$ (fig. 3.13.a) iar cea de a doua determinarea valorii σ_{max} în

lui funcție de σ_{max} și $\Delta\sigma$ (fig. 5.15.b).

Folosindu-se cel de al doilea program de calcul s-au stabilit relații de calcul a modului de elasticitate (Tabelul 5.25) în funcție de presiunea statică (σ_s) și respectiv presiunea ciclică (dinamică - σ_d) pentru încărcări de probă individualizată prin factorul de formă (K_f), și o relație globală cu care modulul de elasticitate poate fi calculat dacă se cunosc presiunea statică, presiunea dinamică și factorul de formă (rel. 5.15).

5.2.5. Studii și cercetări experimentale asupra caracteristicilor elastice și de elasticitate ale unor izolatori din VIBRATOR

După cercetările privind caracteristicile elastice ale materialului, determinate prin încercări pe epruvete, s-a trecut la stadiul unor izolatori, realizați în patru tipuri diferite prin factorul de formă K_f (Tabelul 5.26).

5.2.5.1. Încercări experimentale pentru determinarea caracteristicilor elastice în funcție de încărcări statice

În urma încercărilor experimentale efectuate s-a determinat modulul de elasticitate (E_g) și constanta elastică a izolatoarelor (K_s) a căror valori sînt prezentate în tabelul 5.27 și 5.28. Caracteristicile s-au determinat pentru presiuni cuprinse între $(0...5,5) \cdot 10^5$ N/m², luîndu-se drept referință $0,5 \cdot 10^5$ N/m². Comparativ cu rezultatele obținute în urma încercărilor pe epruvete (tabelul 3.9), considerînd aceleași condiții de încărcare, valorile modului de elasticitate (Tab. 5.28) sînt ceva mai mari în cazul izolatoarelor cu factor de formă relativ redus ($K_f = 0,5$) și mai mici pentru izolatoare care au factor de formă mai mare ($K_f = 1,25$).

Diferențele se încadrează între 6% și 10% și se pot considera acceptabile pentru a admite variabile și în cazul izolatoarelor relațiile de dependență dintre deformările la presiuni stabilite pentru epruvete (tabelul 3.8) și respectiv valorile modului de elasticitate. (rel. 5.8; 5.9 și 5.10).

3.2.5.2. Încercări experimentale pentru determinarea caracteristicilor elastice și de amortizare sub acțiunea unor încălzări dinamice

În cadrul acestor încercări s-au determinat:

- a. frecvențele proprii ale vibrațiilor libere ale izolatoarelor (f_p)
- b. frecvențele de rezonanță (f_{rez})
- c. constantele elastice dinamice (K_d)
- d. modulul de elasticitate dinamic (E_d)
- e. caracteristicile de amortizare exprimate prin decrementul logaritmic al amortizării δ

Valorile acestor caracteristici sînt cuprinse în tabelele 3.29 și 3.30.

S-a constatat cã frecvențele proprii ale izolatoarelor cresc odatã pe mãsura creșterii presiunii statice și cresc odatã cu creșterea factorului de formã, aspecte confirmate și pentru frecvențele de rezonanță determinate prin tehnica vibrațiilor dinamice (Fig. 3.15).

Constantele elastice dinamice (K_d) ca și modulul de elasticitate dinamic cresc odatã cu presiunea staticã și cu factorul de formã și respectiv cu creșterea factorului de formã, aspecte confirmate și pentru valori mari ale presiunii statice, cãci materialul elastic se comportã relativ rigid, atenșarea vibrațiilor dinamice fiind redusã. S-a constatat cã decrementul logaritmic al amortizării (δ) crește odatã cu factorul de formã și scade pe mãsura creșterii presiunii statice.

Valori absolute caracteristicile de amortizare ca și constantele elastice (K_d) sînt comparabile cu ale plutei și ale cauciucului, cãci pentru valori ale factorului de formã amortizarea este superioarã.

Aceste constatãri conduc la concluzia cã materialul elastic din cauciuc prezintã stabilitatea pe care o prezintã la temperaturi joase și prin stabilitatea pe care o prezintã la temperaturi joase și joase, se recomandã drept un bun material de izolare seismicã. Acest material elaborat sub formã de plãci poate fi ușor debitat și utilizat pentru realizarea de izolatori în concordanță cu cerințele de vibrații impuse de parametrii statici și dinamici ai masinilor și ansamblului fundație-mașină.

5.3. Contribuții privind studiul conlucrării dintre ansamblul fundație+mașină și teren

5.3.1. Contribuții privind studiul de conlucrare a fundațiilor de mașini rezemate pe terenuri îmbunătățite

Îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare prin consolidarea pioturilor din balast sau materiale locale constituie o soluție elaborată în cadrul Catedrei de drumuri, fundații și instalații în construcții fiind destinată sporirii capacității portante a terenurilor naturale în vederea fundării directe a construcțiilor obișnuite.

Sporirea capacității de rezistență a terenului este însoțită întotdeauna și de creșterea caracteristicilor elastice care face posibilă acordarea înaltă a ansamblului fundație+mașină.

Pornindu-se de la această constatare și pe baza rezultatelor încercărilor obținute prin încălcarea cu plăci în încărcări realizate de către specialiștii din Catedra de drumuri, fundații și instalații în construcții în cadrul unor lucrări științifice (Cap.4. par.4.1.2) s-au determinat coeficienții elastici care au valorile cuprinse în tabelul 4.1 (fig.4.2).

Nomogramele întocmite (fig.4.3 și 4.5) permit determinarea pulsației proprii când se cunoaște coeficientul elastic C_z și presiunea statică pe teren.

Alegînd un raport al pulsațiilor convenabil se poate determina pulsația minimă necesară care poate fi obținută pentru o anumită valoare a coeficientului C_z și prin modificarea (reducerea) corespunzătoare a presiunii statice, adică prin sporirea suprafeței tălpii fundației.

5.3.2. Conlucrarea fundațiilor de mașini pe terenuri îmbunătățite, folosind izolatori de vibrații

Îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare poate constitui o soluție care să permită "acordarea înaltă" a ansamblului fundație+mașină. Valoarea pulsației proprii ce se poate obține este însă limitată atât de mărimea coeficientului elastic al terenului îmbunătățit (C_z) care se poate realiza printr-

ci, cit și de imposibilitatea măririi suprafeței tălpilor fundațiilor ca să se reducă presiunea statică pe teren pînă la o valoare convenabilă. Avînd în vedere aceste aspecte evitarea rezonanței se poate face prin folosirea unor izolatori de vibrații (intercalați între fundație și teren prin intermediul unei plăci din beton armat) care au rolul de a reduce frecvența proprie.

Izolatori din vibrații, imaginați și studiați în cadrul în cap.3 au calități elastice și de amortizare corespunzătoare în acest sens, utilizarea lor fiind recomandată. Facilitată printr-o metodologie prezentată în cadrul cap. 1.4. împreună cu o nomogramă (fig.4.6) și un tabel de valori se prinde caracteristicile dinamice ale ansamblului fundație-izolator precum și turațiile minime ale mașinilor pentru care izolatorii sînt eficienți.

3.2.3. Realizarea unui nou tip de fundație pentru mașini și studiul conlucrării acestora cu terenul de fundare

În cadrul unui colectiv din care face parte și autorul s-a imaginat un nou tip de fundație pentru mașini, caracterizată prin aceea că este alcătuită dintr-o placă-pod și dintr-un șarț și o serie de elemente din beton simplu sau beton armat în teren prin ștanțarea unei găuri, elementele de șarț formează "colțari" iar fundația purtînd denumirea de "fundație pe colțari".

Studiile experimentale privind conlucrarea "colțarilor" cu teren s-au făcut prin încercări pe modele de colțari și respectiv pe colțari la scară naturală iar pentru studiul de conlucrare dintre fundațiile pe colțari și terenul de fundare s-au folosit modele de fundații.

Rezultatele obținute pe modele au fost utilizate pentru a se realiza un prototip (colțar și fundație pe colțari) în condițiile de lucru.

5.3.3.1. Similitudinea și stabilirea relației model - prototip

Pe baza metodei analizei dimensionale și a ecuației generale care descrie comportarea unei fundații supuse la acțiuni dinamice (4.13) s-au stabilit coeficienții de similitudine ai frecvențelor proprii (4.15), forțelor (4.16) și ai constantelor elastice (4.21) care permit calculul valorilor acestora pentru prototip pe baza celor stabilite pentru model, dacă se cunoaște factorul de scară.

5.3.3.2. Cercetări experimentale pe modele de "colțari"

Rezultatele cercetărilor experimentale realizate pe modele de colțari la scară redusă (1:10) au pus în evidență caracteristici dinamice superioare și un comportament elastic care îi conferă posibilitatea "acordare înaltă" chiar în cazul unor terenuri de fundare cu caracteristici inițiale naturale slabe.

Determinarea constantei elastice (k^{1c}) în diferite ipoteze de realizare (cap.4.2.3.4) evidențiază o îmbunătățire substanțială a caracteristicilor elastice ale terenului slab, valorile constantelor elastice ale colțarilor fiind comparabile, uneori superioare, situației când fundația este de tip "bloc rigid" și reazemă pe un strat de bază foarte rezistent. În tabelul 4.18 sînt prezentate valorile constantei elastice a colțarilor și creșterile procentuale ale frecvenței proprii a colțarului și respectiv a constantei elastice luînd ca etalon fundația tip "bloc rigid".

Aplicînd principiul similitudinii (rel.4.21 și tab. 4.4) se ajunge la concluzia că fundațiile pe colțari pot înlocui fundațiile tip bloc rigid din punct de vedere dinamic (al valorii constantei elastice) în mod mult mai avantajos în aceleași condiții de teren (tab.4.19).

Această constatare trebuie să schimbe optica potrivit căreia, în cazul terenurilor slabe, soluția de fundare pentru mașini se alege în mod curent cea de tip bloc rigid reazemat pe terenul rezistent de la bază, soluție greu de executat din

pot de vedere tehnic în cele mai multe cazuri, necesitate a
totdeauna eficientă privind dinamica ansamblului fundație-
să.

5.3.3.3. Rezultate experimentale obținute pe modele de "fundații pe colțari"

a. Stabilirea variantelor posibile privind execuția colțarilor și conducerea radier-colțari

Încercările experimentale realizate pe modele de colțari
fundații pe colțari au avut în vedere patru variante de realiza-
re a colțarilor în raport cu terenul de fundare, schematizate
fig.4.13...4.16 precum și două ipoteze de realizare a radierului
în legătură cu conducerea radier-colțari:

1. radier rezemat pe colțari (R)
2. radier solidarizat cu colțari (S)

Rezultatele cercetărilor sînt prezentate în tabelul nr. 4.15
cuprinzînd valorile absolute și creșterile procentuale ale
frecvenței proprii și constantei elastice (ale celor două tipuri de
tipuri ale fundațiilor pe colțari) în comparație cu fundația tip
"bloc rigid" (fig.4.12) valori determinate pentru frecvența
la încercărilor și calculate pentru prototip, unde ω_0 și k_0 sînt
cea. Dacă se ia în considerare constanta elastică a fundației pe
colțari rezemați pe terenul rezistent (varianta 5.3.3.3.1) valoarea
acestea este mai mare de peste patru ori (radier solidarizat) și
respectiv mai mare de peste trei ori (radier rezemat) față de valoarea
constantă elastică a fundației "bloc rigid" (varianta 1).

Pentru celelalte variante (2.2...2.4) creșterile constantei
elastice sînt de 1,57...2,82 ori (R) și de 1,7...2,12 ori (S)
în comparație cu același etalon (1).

Rezultă de aici că folosind fundațiile de colțari se obține
o creștere a pulsății proprii ridicate chiar în cazul terenului
de fundare, ca urmare a îmbunătățirii caracteristicilor
ale acestuia în urma realizării colțarilor (varianta 5.3.3.3.1).

În acest fel este posibilă "acordarea înalte" a ansamblului
fundație+mașină, fundația fiind în sine mai ușoară și mai
elastică, mai mare ca urmare a alcătuirii constructive, realizată
la un preț de cost mai redus. Eficiența economică este
ilustrată pe un exemplu comparativ cuprins în tabelul nr. 4.16.
Rezultă reduceri ale costului fundației de peste 20%.

Aplicând rezultatele cercetărilor privitoare la izolatorii din vibrații (cap.3, pag.3.2) în cazul fundațiilor pe colțari, frecvența proprie a acestora se poate reduce prin solidarizarea izolatorilor între radier și colțari (sau între radier și o placă de beton armat care solidarizează colțarii). Această soluție se recomandă în cazul mașinilor cu frecvență de lucru ridicată, când "acordarea înaltă" nu asigură evitarea rezonanței.

Se obține o reducere a frecvenței proprii de aproape două ori, reducerea constantei elastice fiind de peste patru ori (tabelul 4.15 și 4.17). Pe baza similitudinii și a relațiilor stabilite între model și prototip (rel.4.15), sînt indicate posibilitățile ce le are proiectantul în ce privește alegerea tipului de izolatori ca și a numărului acestora.

b. Studiul influenței conlucrării în grup a colțarilor asupra constantei elastice a "fundației pe colțari"

Pe baza rezultatelor experimentale obținute prin încercări pe colțari independenți și respectiv "fundații pe colțari", s-a stabilit că între valorile constantei elastice ale colțarilor există diferențe în sensul reducerii valorilor acestora pentru colțarii considerați ca elemente ce conlucrează în grup la cadrul "fundației pe colțari".

Prin analogie cu piloții, s-a definit un coeficient de reducere a constantei elastice (μ) care s-a determinat în cadrul experimentărilor paralele pe colțari și fundații pe colțari, valoarea acestuia fiind $\mu = 0,5 \dots 1,0$ pentru variantele și condițiile experimentale realizate (distanța dintre colțari constantă, neconlucrarea între radier și teren etc).

Pornind de la aceste constatări, se propun relațiile de calcul ale constantei elastice pentru fundația pe colțari, în funcție de tipul colțarilor ("purători de vîrf" și respectiv "filolanți" - rel.4.27 și 4.28).

5.3.3.4. Rezultate experimentale obținute pe colțari la scară naturală

Determinarea constantelor elastice pentru colțari realizați în teren la scară naturală s-a făcut pe baza rezultatelor unor încercări de probă pentru determinarea capacității portante a unor colțari realizați în diferite amplasamente - încercări realizate de către specialiști din cadrul catedrei.

Pe baza curbelor de încărcare-tasare și respectiv descărcare-umflare (fig.4.30) s-au calculat deformările elastice espunzătoare cu care s-au determinat valorile constantelor elastice prezentate în tab.4.20.

Din analiza comparativă a valorii constantelor obținute în încercări pe colțari la scară naturală cu cele calculate pe baza rezultatelor obținute prin încercări pe modele și aplicarea similitudinii, se constată că rezultatele se corelează satisfăcător (Tabelul 4.21) în sensul că diferențele oscilează în jurul valorii procentuale de 10%, valori mai mari obținându-se în cazul încercărilor pe modele și transpuse în nivelul prototipului. Acest lucru se explică prin natura diferită a determinărilor și prin influența condițiilor diferite în experiment (natura terenului, metoda înălțării de încărcare etc.).

5.3.3.5. Alte contribuții privind problematica studiată

- a. Stabilirea unor principii generale de calcul și proiectare a fundațiilor de mașini pe colțari;
- b. Elaborarea tehnologiei de execuție a acestor fundații;
- c. Contribuții economice prin aplicarea izolațiilor vibratoare cu izolatori din vibramor.

5.4. Contribuții prin valorificarea rezultatelor cercetărilor

Rezultatele cercetărilor sau valorificat prin:

- a.- prezentarea preocupărilor, a cercetărilor și a rezultatelor acestora în cadrul unor acțiuni organizate în cadrul Catedrei de drumuri, fundații și instalații în construcții;
- b.- comunicarea rezultatelor și publicarea de articole

cu ocazia unor conferințe și simpozioane organizate în țară;

c.- înaintarea unei propuneri de invenție;

d.- încheierea unor contracte de cercetare și asistență tehnică.

a. În cadrul acțiunilor organizate de către Catedra de drumuri, fundații și instalații în construcții, rezultate parțiale ale cercetărilor s-au prezentat în cadrul Sesiunii comune de comunicări științifice CDF-DDP Timișoara organizată în noiembrie 1980.

Rezultatele finale s-au comunicat cu ocazia unei "seșe rotunde" organizată în cadrul catedrei de către autor cu sprijinul conducătorului științific în luna martie 1985, la care au fost invitați și au participat peste 30 de specialiști din România și din țară, reprezentând institute de proiectări centrale (ISPC, IFROLAM, IPCS Buc.) întreprinderi de construcții, institute de proiectări, institute de cercetare etc.

b. Valorificarea rezultatelor s-a făcut și prin comunicarea și publicarea unor lucrări cu ocazia diverselor manifestări științifice organizate în țară, cum au fost:

- Conferința "Vibrații în construcții de mașini" organizată de I.I. "Traian Vuia" Timișoara, 1980

- Simpozionul "Dinamica fundațiilor de mașini" organizat de Academia RSR - Secția de Științe Tehnice - București 1985

- Simpozionul organizat de Filiala Timișoara a I.C.C.P.D.C., noiembrie 1986.

De asemenea s-a întocmit o fișă sintetică cu prezentarea caracteristicilor fizico-mecanice și elastice ale nouui material care s-a înaintat la INCERC București în octombrie 1985, în vederea recomandării spre a fi utilizat la proiectarea și realizarea izolațiilor antivibratoare a fundațiilor de mașini, a mașinilor precum și a unor instalații de măsură și control sensibile la vibrații.

c. Noua soluție pentru fundații de mașini "fundații pe cârari" a constituit obiectul unei propuneri de invenție înaintată către Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci - dosar nr. 11.051/15.04.1984 acordându-se în urma hotărârii nr. 0583/31.01.80 Brevet de invenție nr. 90209.

d. Elaborarea cercetărilor și valorificarea rezultatelor s-a făcut în cadrul a patru contracte și anume:

- contract nr.301/78 "Perfecționarea acțiunilor de proiectare și proiectare a fundațiilor de mașini"

Finalizarea contractului s-a făcut prin elaborarea lucrării "Instrucțiuni tehnice pentru proiectarea fundațiilor de mașini" la care a colaborat și catedra noastră, beneficiar I.I.P.C.C.F.D.C. București;

- contract nr.175/80 "Perfecționarea metodelor de proiectare a fundațiilor de mașini" beneficiar INCEM București

- contract nr.146/1981 "Asistență tehnică în proiectarea și documentației, la executarea și verificarea calității lucrărilor de îmbunătățire a terenului - CET Timișoara" beneficiar I.I.P.C.C.F.D.C. București;

- contract nr.7153/85 "Asistență tehnică în proiectarea și executării în timp a utilajelor din cadrul I.I.P.C.C.F.D.C. București" beneficiar Institutul de Proiectare pentru Investiții I.I.P.C.C.F.D.C. București.

În cadrul acestui din urmă contract s-a realizat lucrarea activvibratorie a unor mașini se prelucrat și a fost studiat și utilizat folosirea izolatoarelor din vibrații.

Măsurătorile efectuate asupra riveților și șuruburilor înainte și după realizarea izolației, au evidențiat o mare eficiență privind atenuarea vibrațiilor (tabelul 3.7) și o mare eficiență economică deosebită prin reducerea costurilor de fabricație a mașinilor de la cca 5000 lei - prețul de fabricație al mașinii "Mășini" la numai 80 - 100 lei prețul a șuruburilor și riveților IBERON - în aceleași condiții de eficiență tehnică.

În vederea extinderii valorificării rezultatelor cercetărilor, pentru perioada următoare autorii au realizat:

- completarea "Instrucțiunilor tehnice pentru proiectarea fundațiilor de mașini" prin prezentarea lucrării "Metode de proiectare"

- elaborarea unei metodologii de calcul și proiectare a fundațiilor de mașini pe colțari - prezentarea lucrării "Metode de proiectare a utilajelor, scule, detalii etc.) și a altor elemente de mașini" prezentate unitar în cadrul unui "Indreptor pentru proiectarea execuția fundațiilor de mașini pe colțari"

- elaborarea împreună cu I.M.P.C. "Metode de proiectare și calcul pentru prezentarea noului material elastic" și prezentarea caracteristicilor sale elastice și de amortizare, precum și a altor lucrări etc.

BIBLIOGRAFIE

1. Apostolescu, V., Cereb, T. Instrucțiuni pentru proiectarea fundațiilor solicitate dinamic. II. Fundații masive. ISPE București.
2. Apostolescu, V. Basic concepts governing the Romanian code of practice for machine foundation design. Simpozium "Dynamics of Machine Foundations". Bucharest - 1955.
3. Barkan, D., D. Dinamika osnovanii i fundamentov. M., Stroivoenmorizdat, 1948.
4. Barkan, D.D. Osnovanié problemî dinamiki osnovanii i fundamentov. Osnovaniia, fundamentî i mehanika gruntov. (O.F. i M.G.) no.6/65.
5. Bob, C. Incercarea construcțiilor. Centrul de multiplicare I.P. "T. Vuia" Timișoara, 1951.
6. Bratosin, D., Vasile, I. Vibrations in nonlinear viscoelastic soils. Simposium "Dynamics of Machine Foundations" Bucharest - 1955.
7. Bratu, P. Considerații asupra calculului de optimizare a tamponelor din cauciuc folosite la izolarea vibrațiilor. Revista "Construcții" no.5/75.
8. Bratu, P. Influența variației unghiului de așezare a elementelor de cauciuc asupra rigidității dinamice a acestora. Revista "Construcții" no.4/77.
9. Bratu, P. Izolarea și amortizarea vibrațiilor la utilaje de construcții. Editor: INCERC București - 1952.
10. Butucan, V., Păunescu, M., Fiečko, L. Contribuții la elaborarea și testarea unor materiale noi și eficiente, destinate izolării antivibratoare. Conferința "Vibrații în construcții de mașini" Timișoara, 1950.
11. Butucan, V. Researches on the elastic and damping characteristics of "VIBRAMOR" vibratory isolators. Simposium "Dynamics of Machine Foundations" Bucharest - 1955.
12. Butucan, V., Holban, St. Experimental research on the elastic characteristics of some materials exposed to cyclic loading. Simposium "Dynamics of Machine Foundations" Bucharest - 1955.
13. Butucan, V., Păunescu, M. O soluție nouă și eficientă de fundație pentru mașini. Simpozionul I.C.C.P.D.C. - Timișoara - 1956.
14. Buzdugan, Gh. Dinamica fundațiilor de mașini. Editura Academiei R.S.R. - București, 1968.

12. Harris, C., Crede, C. Socuri și vibrații (Traducere din limba engleză). Editura Tehnică București, 1969.
13. X X X ICCCPC. Instrucțiuni pentru proiectarea fundațiilor de mașini. I.C.C.P.D.C. București, 1986.
14. Ilin, M. Soil - structure interaction effects on dynamic characteristics of Machine Foundation. "Dynamics of Machine Foundations" Bucharest - 1975.
15. Tesilescu, M., Mihoc, Gh., Theodorescu, R. Teoria probabilităților și statistica matematică. Editura Tehnică București, 1966.
16. X X X I.S.2974-1969 Indian standard. Code of practice for Part I. design and Construction of Machine Foundations.
17. Jurev, A., A. Issledovanie zatuhaniia pri kolebaniia fundamenti na estestvenom osnovanii. Osnovaniia i fundamenti. Vîpusk 5. Izdatelstvo "Budivelnik" Kiev - 1970.
18. Jurev, A., A. Metodika opredelenia dinamiceskih harakteristik grunta po dinamiceskii ispîtanii fundamenta. O.F.I.M.G. 6/82.
19. Korneev, B., G., Serdobolski, A., I. O vibrozashitie fundamentov pol'mašin. Stroitelnaia mehanika i ruscet sooruzenii, No.1-83.
20. Korneev, B., G. Practical application of vibration absorbers for machine bearer vibration protection. Symposium "Dynamics of Machine Foundations" Bucharest - 1975.
21. Stanfield, Ian, L. Naturalie issledovania dinamiceskii harakteristik fundamenta turbopregata sozhestvo soe Tis. Krt na Stavianskoi G.R.E.S. Osnovaniia i fundamenti. Vîpusk 5, Izdatelstvo "Budivelnik" Kiev - 1970.
22. Prashkov, N., D. Dinamiceskie svoistva grunтов i etal' na opredelenia. Stroizdat Leningrad - 1970.
23. Korneev, B., G. The solution of Vibration Problems with Simple Models. Conference on Vibrations in Rotating Machinery Cambridge - 1970.
24. Prashkov, N. Rezultati instrumentalni izvereniia kolebaniia ot neskolkin istocnikov. O.F.I.M.G. 1/71.
25. Prashkov, N., I., Radinovic, I., Dilatov, A., I. Izvereniia kolebaniia ot neskolkin istocnikov na vodonasosno-transportni sistem. O.F.I.M.G. 5/80.

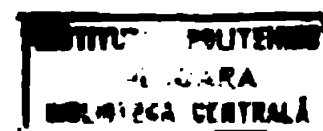
1. Kratov, V., -I. Uplozhenie zritelov na strano
Sofian. O.F. i V.G. 1981.
2. Lencok, V., Rakovski, J. - *Stroitelstvo*
von Schiedehammerlungepente. Stuttgart.
3. Leticenko, V., N. Dinamicheskie harakteristiki
kolebanih svainih fundamentov. - *Stroy*
Vypusk 2. Izdatelstvo "Nudivolnii" Kiev.
4. Lipinski, J. Fundamente und Trankonstruktion
pouvezim GVBH. - *Stroitel* 1972.
5. Lencok, V. - *Stroitelstvo* - *Stroitel* 1972.
6. Bogor, A. Dynamics of Civil Engineering
Budapest, 1980.
7. Leticenko, V., I. Experimentainoe issledovanie
teorii lineinih kolebanih dlia dinamic
svainih fundamentov. O.F. i M.G. 1981.
8. Leticenko, I., A. Issledovanie iuznii kolebanih
zoni grunta i nekotora svo harakteristiki.
O.F. i M.G. 6/65.
9. Boraru, S. Seismice si actiunea lor asupra
Editura Tehnica, Bucuresti, 1984.
10. X X X MSZ 15009-64. Alapozisok tervezese.
Magyar Lepozlatasasi Hivatal.
11. Marcellan, A., A. - *Voprosy o, dinamic*
gruntov pri dinamiceskih burzakh. O.F. i M.G.
12. Lencok, V., I. - *Stroitelstvo* - *Stroitel* 1972.
13. Mastac, Gh. Fundatii masive pentru masini
loue mase, stipse actiunii vibratorii
jului axului vertical. A.V-a conferinta
tehnice si fundatii - Cluj-Napoca, 1981.
14. Mastac, Gh. Contributii la calculul si executia
ilor masive pentru masini - Teza de doctorat
Institutul Politehnic Iasi, 1981.
15. Usakov, V., S., A., Birtov, E., G., Ivanov, M.,
padressorennovo fundamente pod vibratsion
sinuim masinu. O.F. i M.G. 5/80.
16. Pambrescu, M. Folosirea vibratiilor la executia
crail de fundatii. Editura Tehnica - Bucuresti, 1981.
17. Pambrescu, M., Bulasau, V., s.a. Cateva aspecte
capacitatii portante a pilotilor scurtați
loc cu utilaje vibratoare. A III-a conferinta
le de Geotehnice si Fundatii - Timisoara, 1981.

6. Paunescu, M., Butnaru, V., ș.a. On formation of burr holes on piles made by vibration, 6th European Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering, Vienna, 1976.
7. Paunescu, M., Butnaru, V., ș.a. Research on the dynamic characteristics under dynamic action, 7th European Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering, Bratislava, 1977.
8. Paunescu, M. Teoria vibrațiilor în fundațiile de construcții. Editura "Facia" - Timișoara, 1979.
9. Paunescu, M., Marin, M. Soluții moderne pentru lucrări directe. Editura "Facia" - Timișoara, 1980.
10. Paunescu, M. Labunțărirea terenurilor și lucrări directe în fundații directe. Editura Tehnic - București, 1980.
11. Paunescu, M., ș.a. Soluții noi și consorțiate a lucrărilor directe în vederea lucrării directe. Editura "Construcții" - Timișoara, 1981.
12. Paunescu, M., Pop, V., Sition, I. Sistemul de proiectare, analiza dinamică și calculul și execuția lucrărilor de fundații și pedagiogice, București, 1982.
13. Paunescu, M., ș.a. Determinarea capacității portanțe a solilor pe baza sondajelor de beton. A 5-a Conferință Națională de Mecanică de Construcții și Fundații, Cluj-Napoca, 1985.
14. Paunescu, M., ș.a. Labunțărirea terenurilor și lucrări directe în fundații directe din materiale de construcții. A 5-a Conferință Națională de Mecanică de Construcții și Fundații, Cluj-Napoca, 1985.
15. Paunescu, M., ș.a. Cercetări experimentale privind efectele dinamice ale vibrațiilor cu frecvență joasă asupra caracteristicilor de rezistență și fundații. A 5-a Conferință Națională de Mecanică de Construcții și Fundații, Cluj-Napoca, 1985.
16. Paunescu, M., Butnaru, V. On the post-critical behaviour of the foundation-machine assembly. "Aspects of the Foundations" Bucharest, 1974.
17. Paunescu, M., ș.a. Coefficients of resistance for piles vibrating by impact points. Conference "IFES-76". "Aspects of the Foundations of Machine Tools" Bucharest, 1976.
18. Paunescu, M., Butnaru, V. Fundamentele și construcțiile spațiale. Editura Maszov - Cluj-Napoca, 1981.
19. Paunescu, M., Butnaru, V., Levis, J.P. Moderni tehnici de proiectare și execuție în construcții. Editura Tehnic - București, 1979.
20. Paunescu, M. The dynamic of piles and foundation. "Aspects of the Foundations"

1. X. X. X. SMIP.31.3.7-89 Fundamentele mașinilor hidraulice și electrice. Noțiile proiectivului.
2. X. X. X. 1971-79/8 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
3. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
4. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
5. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
6. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
7. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
8. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
9. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
10. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
11. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
12. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
13. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
14. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
15. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
16. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
17. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
18. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
19. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.
20. X. X. X. 1971-79 Cauciuc vulcanizat. Determinarea deformării permanente la compresie și la forțare constantă la temperatura ambiantă și la temperaturi ridicate.

AF.III. STUDIUL ȘI DEZVOLTAREA UNUI NOU MATERIAL VIBROIZOLANT	100
3.1. Studiul asupra unui nou material vibroizolant realizat din depuneri de carboni activi	
3.1.1. Prezentarea generală a materialului și a tehnologiei de realizare	100
3.1.2. Caracteristici fizico-mecanice	100
3.1.3. Cercetări și experimentări de laborator privind caracteristicile elastice ale materialului	111
3.1.3.1. Studii dependente dintre deformare și presiune, prin încercarea de comprimare eprovetei	111
a) Prezentarea eprovetei utilizate în experimente unidimensionale, din punct de vedere al aparatului și metodei	111
b) Prezentarea rezultatelor	113
c) Interpretarea rezultatelor	114
3.1.3.2. Studii dependente dintre deformare și presiune în condiții de deformare locală dependentă de deformare înalte (regim și metode)	
a) Prezentarea eprovetei și a aparatului	115
b) Metodologia și metodele	115
c) Prezentarea rezultatelor	117
d) Interpretarea rezultatelor	117
3.1.3.3. Studii dependente de deformare și presiune sub acțiunea unui impuls mecanic	
a) Aparatura folosită în experimente și metode	121
b) Metodologia folosită în experimente	122
c) Prezentarea rezultatelor	122
d) Deformarea și încălzirea materialului	124
3.2. Studii și cercetări asupra caracteristicilor dinamice și de amortizare ale unor izolanți din PVC	124
3.2.1. Studii dependente dintre deformare și presiune în condiții statice de deformare	124

2.1.1. Prezentarea rezulatorilor, tehnici de exploatare, aparatatură și metode	92
2.1.2. Prezentarea și interpretarea rezultatelor	92
2.2. Metodele experimentale pentru determinarea caracteristicilor elastice și de amortizare ale rezulatorilor în condiții dinamice	95
3.1.1. Metodele frecvenței proprii a vibrațiilor libere	95
3.1.2. Metodele frecvenței de rezonanță	96
3.1.3. Metodele constantei elastice dinamice	96
3.1.4. Metodele modurilor de elasticitate dinamică	96
3.1.5. Metodele caracteristicilor de amortizare	96
3.1.6. Concluzii și propuneri	98
3.2. Experimentarea și măsuratori "in situ" asupra nivelului vibrațiilor și măsurii de izolare activitate	98
3.3. Măsuratori asupra nivelului vibrațiilor	99
3.3.1. Stația de cercetări mecano-orientice "Inocențiu Iașcu"	99
3.3.2. Stația de cercetări mecano-orientice "Inocențiu Iașcu" - continuare	100
3.3.3. Stația de comprimare	101
3.3.4. Interpretarea rezultatelor și concluzii și propuneri	101
3.4. Măsuratori de vibrații și măsurii de izolare activitate	105
3.4.1.1. Mașini de dusisat și polisat cu șase axe	104
3.4.1.2. Mașini de dusisat și polisat cu zece axe	105
3.4.3. Calculul eficienței izolației anti-vibraționale	105
3.4.4. Concluzii și propuneri	106
3.5. CONCLUZII LA STUDIUL CONDUCTANȚEI DYNAMICĂ ALE FUNDATIEI CU ÎNCLINĂRI ÎN PLANUL VERTICAL VERICALE	109
3.6. Concluziile asupra posibilității de aplicare în rândul cont. de conducerea din tre. teren și măsurii lui fundatie + mașină	109



4.1.1.	Construcții fundație-teren în cazul terenurilor și se de fundare înălțate	110
4.1.2.	Acordarea șanților a fundațiilor de sașii teren de pe terenuri înălțate	112
4.1.3.	Cercetări experimentale privind caracteristicile elastice ale terenurilor înălțate și terenuri	115
4.1.4.	Verificarea construcțiilor dintr-un șanț și șanț + sașii și terenuri înălțate prin metoda met. izotermi din V. 1.1.1.	119
4.2.	Situatul fundațiilor de sașii realizate pe terenuri	121
4.2.1.	Încercări pe șanțuri în șanțuri adânci	121
4.2.2.	Încercări de înălțare pe șanțuri adânci din terenuri	122
4.2.3.	Încercări în șanțuri pe șanțuri adânci și pe șanțuri	123
4.3.	Fundații de sașii realizate pe terenuri	125
4.3.1.	Proiectarea și soluții de fundații	125
4.3.2.	Construcții asupra condițiilor de teren și teren	126
4.3.3.	Recomandări generale privind proiectarea și execuția fundațiilor de sașii pe terenuri	127
4.3.4.	Stadii de realizare	128
4.3.5.	Conținutul tehnic al proiectului și al planului de execuție și execuție	129
4.3.6.	Aspecte economice	130
5.	CONSTRUCȚII ÎNălțATE ÎN TERENURI	131
5.1.	CONSTRUCȚII PRIVIND CLASIFICAREA UNOR TIPURI DE TERENURI ÎN VIZIUNEA ÎNălțĂRII ȘI CONȘTIINȚĂ ÎNălțĂRII DE SAȘII	131
5.2.	CONSTRUCȚII PRIVIND STUDIUL CARACTERISTICILOR ELASTICE ȘI DE ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII	137
5.3.	CONSTRUCȚII PRIVIND STUDIUL CONȘTIINȚĂ ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII	141
5.4.	CONSTRUCȚII PRIVIND ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII ÎNălțĂRII	141

Text figuri - anexă.

- Fig.1.1.- modele folosite în experimentari: fundație tip "bloc rigid" și fundații pe colțari.
- Fig.2.A.- încercări pe model de fundație rigidă
- Fig.3.A.- Aspecte din timpul introducerii modelului de fundație pe colțari în terenul slab (nisip afânat)
- Fig.4.A.- Experimentări pe fundații folosind izolatori din VIBRAMOR intercalați între radier și colțari („R”).
- Fig.5.A.- încercări pe modele de colțari.
- Fig.6.A.- Aspect din timpul introducerii colțarilor pentru formarea bulbului la bază.
- Fig.7.A.- Vedere parțială a incintei experimentale.
- Fig.8.A.- Instalația vibratoare folosită pentru introducerea colțarilor.
- Fig.9.A.- Vedere de ansamblu a „Laboratorului de încercări dinamice” .
- Fig.10A.- Aspect din timpul încercărilor pentru stabilirea caracteristicilor elastice dinamice ale izolatoarelor din VIBRAMOR.
- Fig.9.3., 9.4., 11.3., 11.4., 14.3., 14.4., 15.1., 15.2., 19.1., 19.2., 25.5. și 25.6.- digrame de dependență compresiune-deformație la încercări ciclice asupra epruvetelor din VIBRAMOR (numero-tarea corespunde cu cea din tabelul .25.)
- Fig.11A.- curba granulometrică și histografa de sifonaj folosit în experimentari.
- Fig.12A.- Diagrama de penetrare dinamică în nisip afânat (a) și nisipul îndesat dintre colțari (b).

Figuri - anexă.

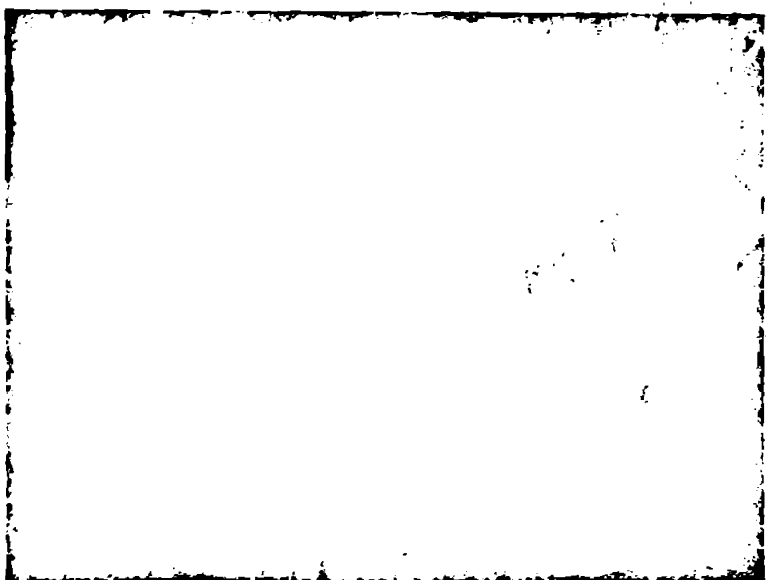


Fig. 1.A.

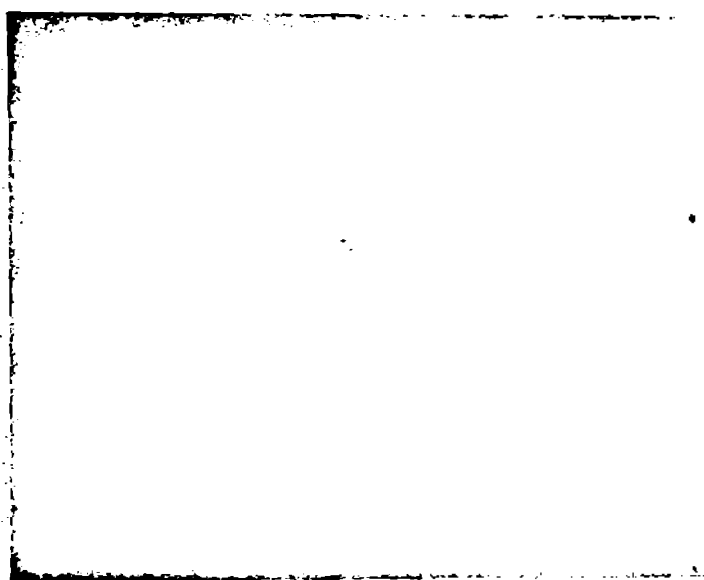


Fig. 2.A.

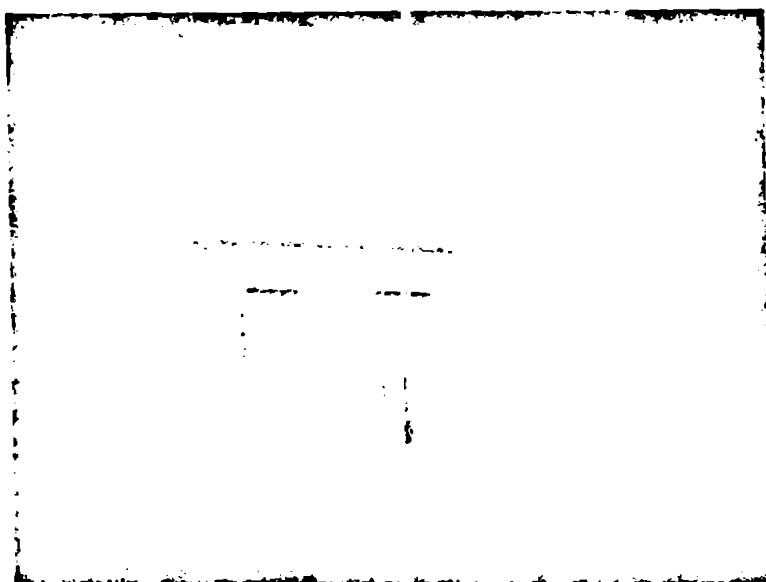


Fig. 3.A.

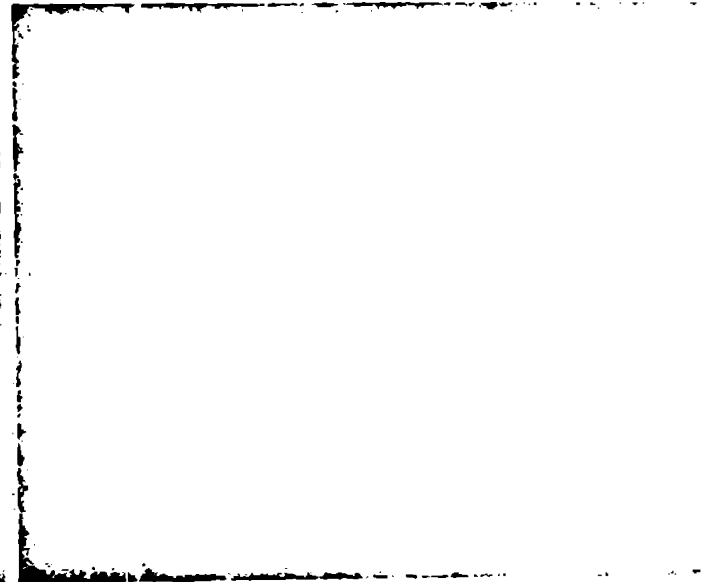


Fig. 4.A.

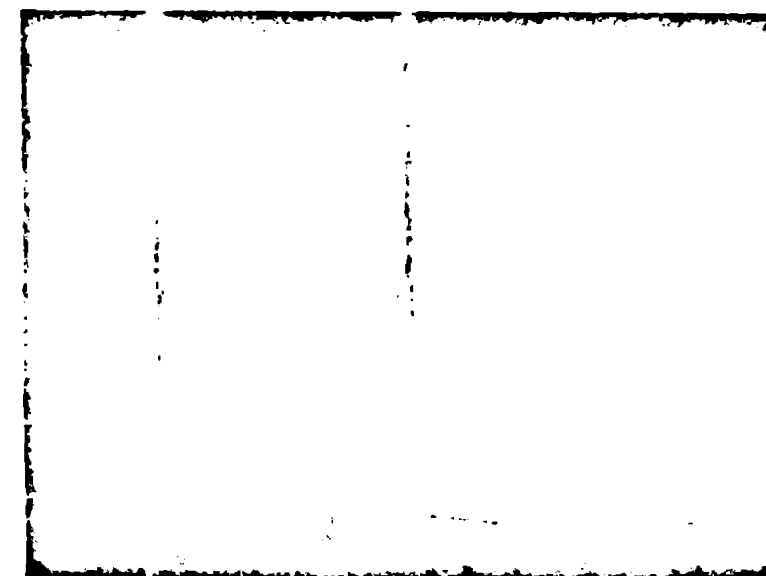


Fig. 5.A.

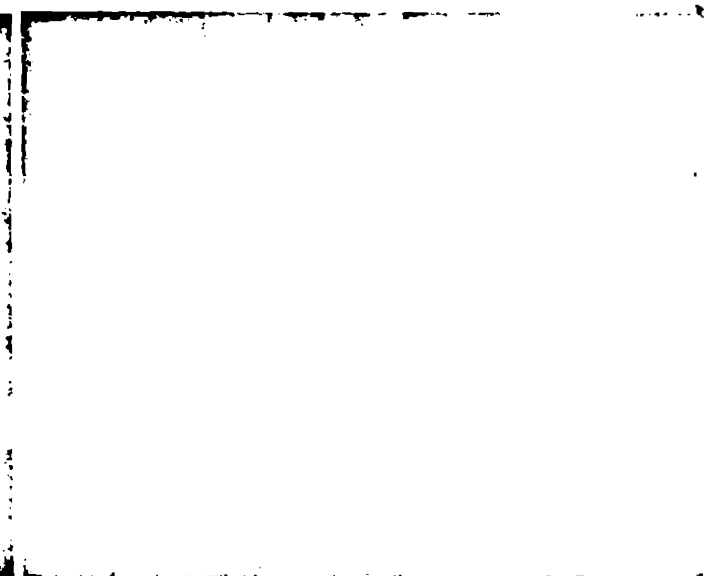


Fig. 6.A.



Fig.7.A.



Fig.8.A.

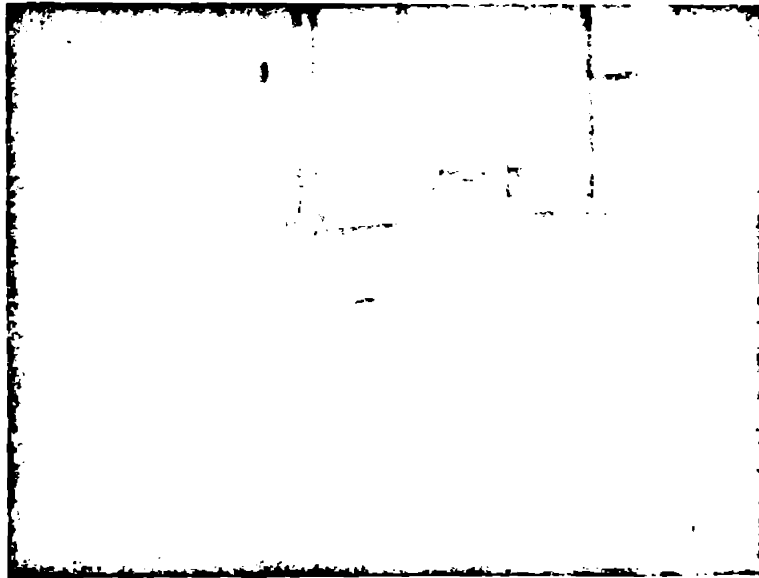


Fig.10.A.

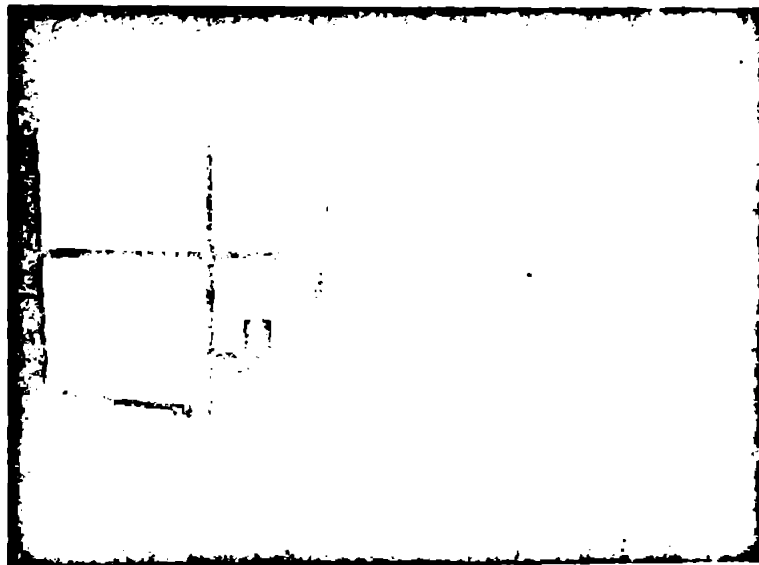
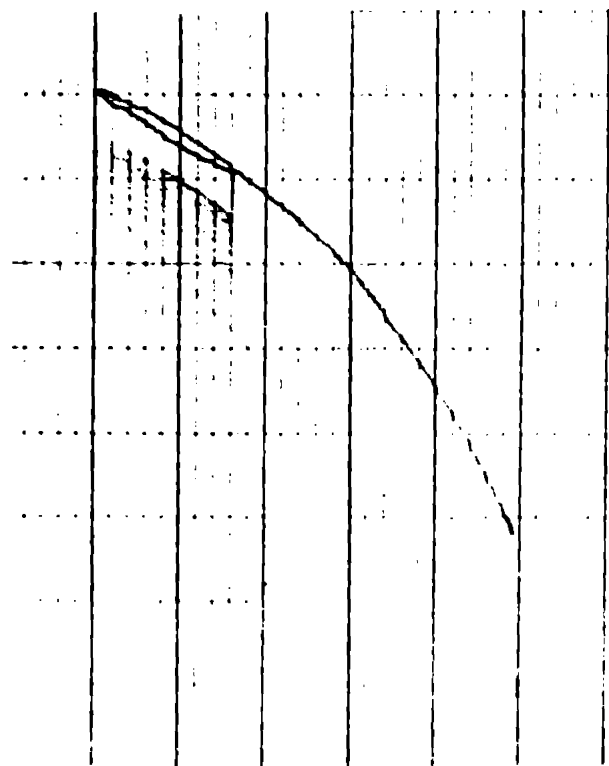
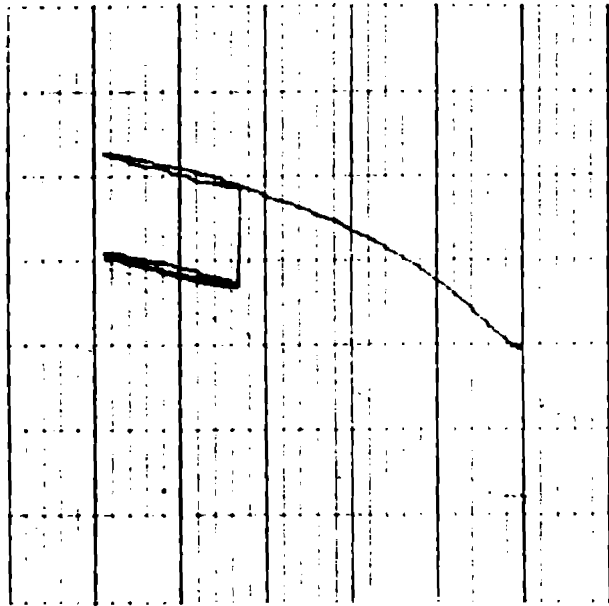
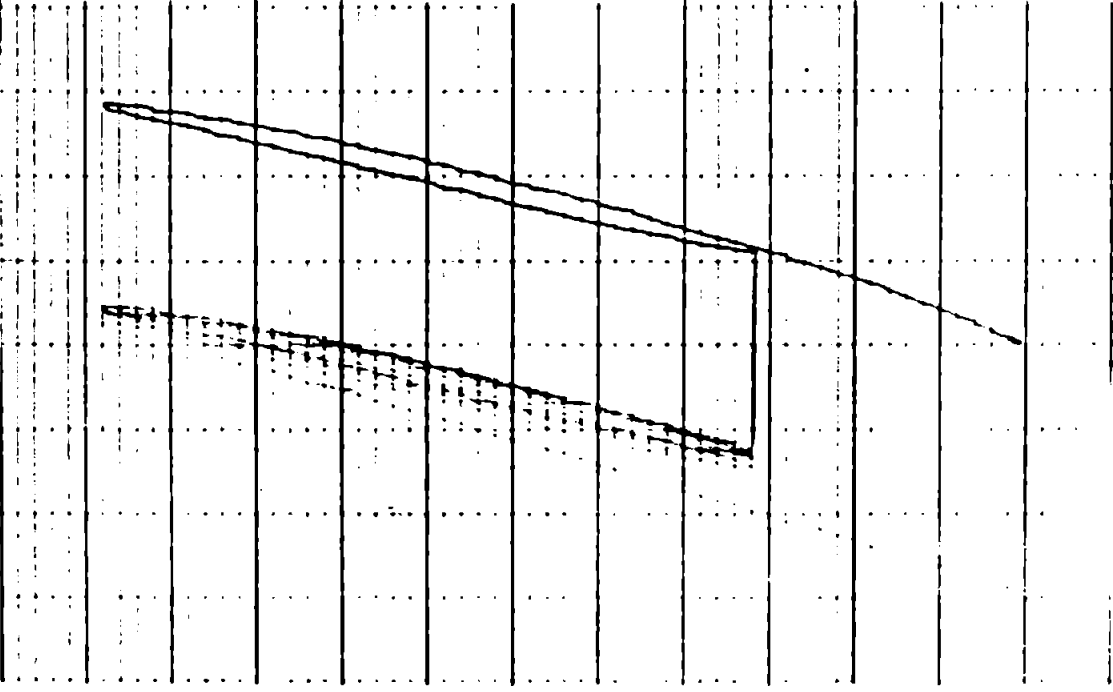


Fig.9.A.

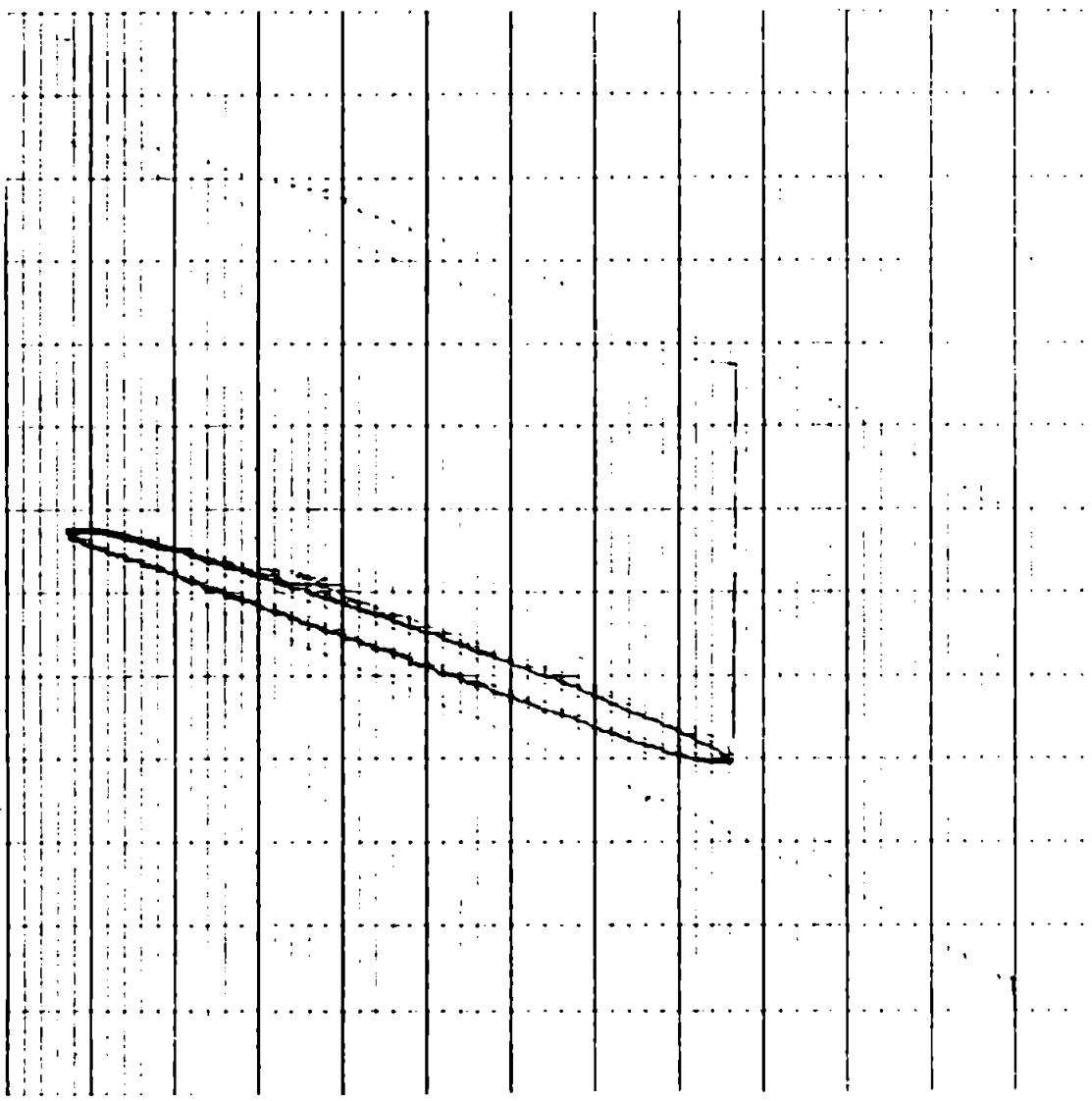
9.4

9.3





18.1



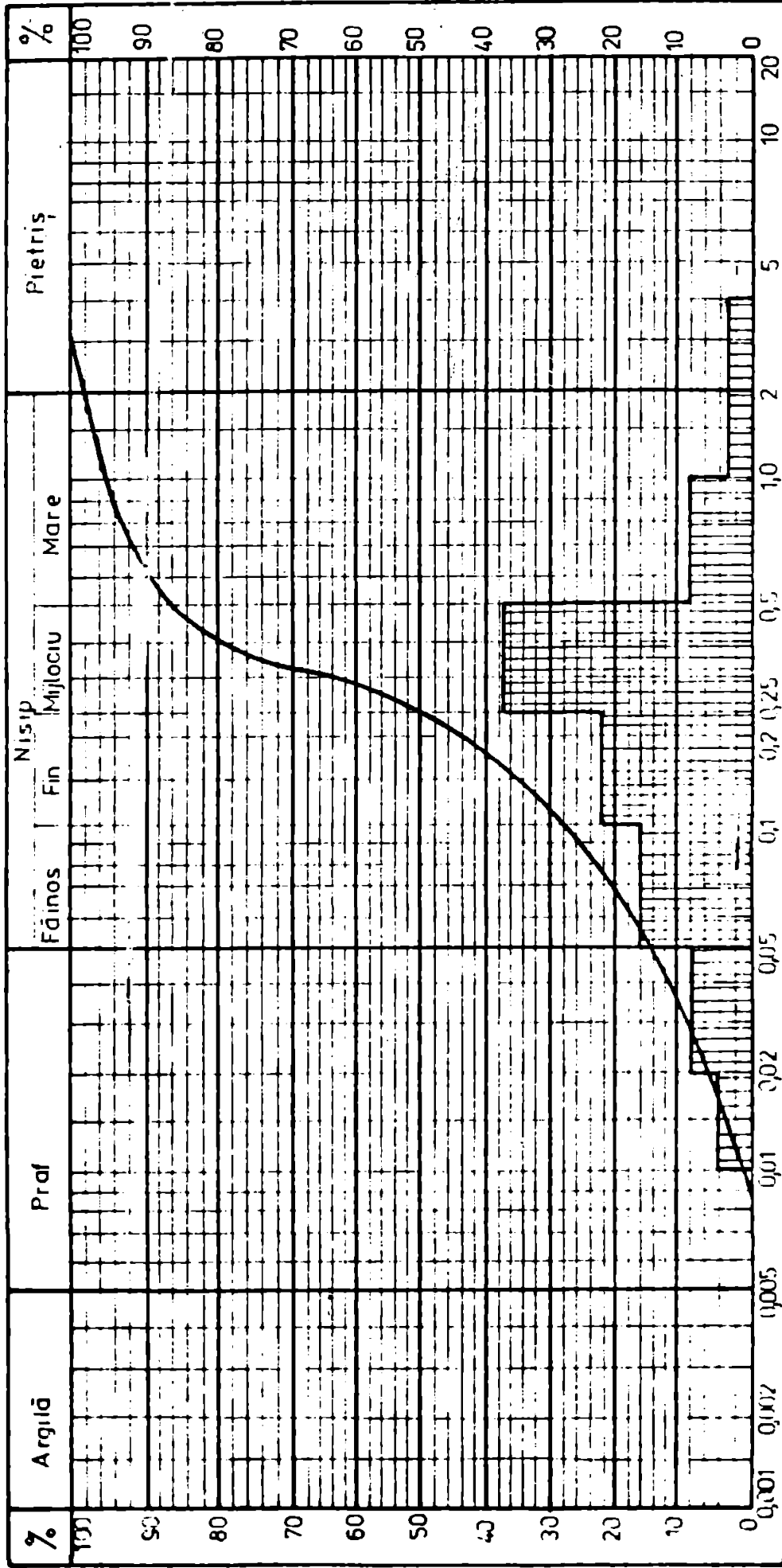
18.2



19.2

19.1

COMPOZIȚIA GRANULOMETRICĂ



$$U_n = \frac{d_{60\%}}{d_{10\%}} = \frac{0.55}{0.05} = 11$$

Argilă _____
 Praf 12%
 Nisip 85%
 Pietriș 3%

Fig. 11.A

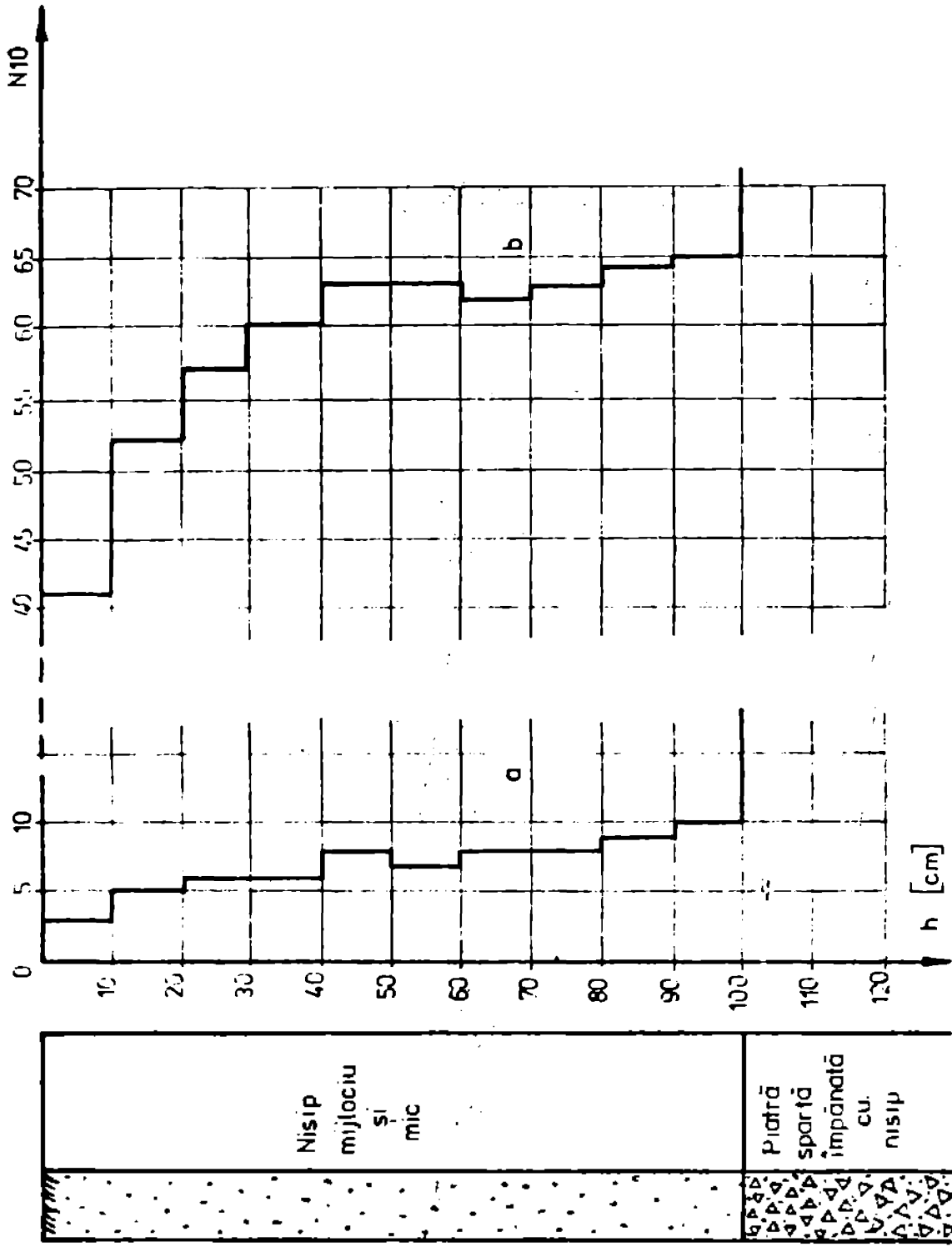


FIG. 1.1. A