

CONTRIBUȚII LA STUDIUL SISTEMELOR DE MAȘINI CU ACȚIUNE VIBRANTĂ ȘI TEHNOLOGIILOR FOLOSITE PENTRU LUCRĂRI DE FUNDAȚII

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

Ing. Gh. George Daniell Pană

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Virgil Haida
Prof.univ.dr.ing. Marin Păunescu
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Marin Marin
prof.univ.dr.ing. Laurențiu Sârbu
conf.univ.dr.ing. Maria Ștefănică

Ziua susținerii tezei: 30.11.2007

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

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

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2007

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

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

Cuvânt înainte

O trăsătură caracteristică în dezvoltarea mașinilor cu acțiune vibrantă este folosirea rezonanței ca regim de lucru staționar. Mașinile vibrante cu funcționare stabilă pe zona de rezonanță au avut ca efect realizarea unor regimuri de lucru de mare intensitate cu performanțe deosebite privind creșterea productivității specifice și reducerea puterii totale instalate.

Pornind de la necesitățile reclamate în mod expres de tehnologia de execuție mecanizată a unor lucrări de fundații și de îmbunătățire a terenurilor slabe de fundare autorul lucrării de față elaborează câteva modele dinamice și scheme constructive pe principii originale de mașini vibrante cu funcționare în regim stabilizat de rezonanță, de tip vibroînfigător – extractor, modelat mecanic de sisteme vibratoare cu două mase. Teoria elaborată de autor pentru vibroînfigătorul de rezonanță are caracter de generalitate, deoarece se poate aplica foarte lejer în procesele de înfigere și de extragere a piloților și palplanselor precum și la alte lucrări (compactare, transport materiale, separare, amestecare, etc.), la care, pentru realizarea proceselor tehnologice se utilizează mașini vibrante de rezonanță.

Prezenta teză de doctorat a fost elaborată în cadrul Departamentului de Inginerie Geotehnică și Căi de Comunicație Terestre a Facultății de Construcții din cadrul Universității "Politehnica" din Timișoara, sub îndrumarea competentă a prof.univ.dr.doc.ing. MARIN PĂUNESCU, căruia îi aduc omagiul meu alături de mulțumirile pentru sprijinul, indicațiile și îndrumările date în mod permanent și care din nefericire a dispărut din viață. Finalizarea tezei am realizat-o sub conducerea d-lui. Prof.dr.ing. VIRGIL HAIDA, căruia îi aduc mulțumirile mele.

Mulțumesc conducerii Universității Tehnologice UNITEH din București pentru sprijinul acordat la realizarea prezentei teze de doctorat, în special RECTORULUI acestei instituții, prof.univ.dr.ing. GHEORGHE S. PANĂ, pentru îndrumările permanente și de calitate date în domeniul mașinilor vibrante de rezonanță.

Mulțumesc conducerii și membrilor Departamentului de Inginerie Geotehnică și Căi de Comunicație Terestre de la Facultatea de Construcții din Timișoara, pentru asigurarea condițiilor și cadrului necesar desfășurării activității de doctorat.

Mulțumiri adresez d-nei. prof.dr.ing. Agneta GRUIA, d-nei. conf.dr.ing. Maria ȘTEFĂNICĂ și d-lui. conf.dr.ing. Ioan Petru BOLDUREAN, pentru sprijinul acordat în elaborarea tezei de doctorat.

De asemenea, doresc să aduc un ultim omagiu și celui ce a fost prof. dr.ing. Ioan VĂTĂ, om de înaltă ținută profesională și morală, prieten deosebit și un bun pedagog care m-a susținut și încurajat până în ultima sa clipă.

Timișoara, noiembrie 2007

PANĂ Gh. George Daniell

PANĂ, George Daniell

Contribuții la studiul sistemelor de mașini cu acțiune vibrantă și tehnologiilor folosite pentru lucrări de fundații

Teze de doctorat ale UPT, Seria 5, Nr. 18, Editura Politehnica, 2007, 150 pagini, 83 figuri, 5 tabele.

ISSN: 1842-581X

ISBN: 978-973-625-536-6

Cuvinte cheie:

vibrogenerator, cadru de contravibrație, vibrații de rezonanță, modele dinamice, AVP1, productivitate, economie.

Rezumat:

Eficiența folosirii vibrațiilor în efectuarea multiplelor tehnologii, în modernizarea producției, a stimulat preocupările pe plan mondial pentru realizarea unei game largi de mașini cu acțiune vibrantă. Se remarcă diversitatea acestor mașini, nu numai sub aspectul funcționalității și aplicabilității, ci și prin numărul de tipodimensiuni pentru realizarea aceluiași proces tehnologic. Pe șantierele de construcții și în întreprinderile de prefabricate se folosesc cu rezultate bune vibratoarele de adâncime și de suprafață, vibratoarele de cofraj, mese și bancuri vibrante, rigle vibrante, vibrosunete și mașini vibrante, cilindrii compactori-vibratori, ciururi vibrante, transportoare vibrante, etc. Ca efect al rezultatelor bune obținute prin utilizarea vibrațiilor, mașinile vibrante s-au impus ca necesare în realizarea unor procese tehnologice. Perfecționarea mașinilor vibrante existente, crearea de noi tipuri de mașini cât și extinderea domeniului de folosire a vibrațiilor au constituit priorități care s-au soldat cu realizarea unei game largi de tipuri de mașini cu performanțe economice superioare. Domeniul larg de utilizare a mașinilor vibrante, eficiența lor în exploatare, faptul că o mare parte din mașinile vibrante folosite sunt deja produse în țară cât și nivelul de dezvoltare la care a ajuns construcția de mașini, conduc la concluzia că folosirea mașinilor vibrante și producerea lor în țară trebuie să constituie domenii cărora să li se acorde o atenție deosebită. Preocupările pentru modernizarea mașinilor existente și pentru realizarea de noi mașini trebuie să fie însoțite de preocupări pentru găsirea de noi procese tehnologice în care folosirea vibrațiilor se dovedește a fi eficientă.

CUPRINS

| | |
|---|----|
| 1. CONSIDERAȚII GENERALE PRIVIND UTILIZAREA VIBRAȚIILOR ÎN PROCESELE TEHNOLOGICE DIN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR, MATERIALELOR DE CONSTRUCȚII ȘI PREFABRICATELOR | 7 |
| 2. SCURTĂ SINTEZĂ A CERCETĂRILOR ANTERIOARE..... | 9 |
| 2.1. Probleme principale ale cercetării în domeniul mașinilor vibrante..... | 9 |
| 2.2. Stadiul actual al cercetărilor științifice în domeniul mașinilor vibrante..... | 10 |
| 2.3. Obiectivele tezei de doctorat | 14 |
| 3. MAȘINI CU ACȚIUNE VIBRANTĂ UTILIZATE ÎN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR, MATERIALELOR DE CONSTRUCȚII ȘI PREFABRICATELOR | 15 |
| 3.1. Considerații generale | 15 |
| 3.2. Particularitățile de montaj și de control al mașinilor cu acțiune vibrantă..... | 22 |
| 3.2.1. Particularitățile de montaj ale mașinilor cu acțiune vibrantă..... | 22 |
| 3.2.2. Norme de verificare și control ce se impun în timpul funcționării mașinii cu acțiune vibrantă..... | 23 |
| 4. TEHNOLOGII, UTILAJE ȘI MAȘINI CU ACȚIUNE VIBRANTĂ FOLOSITE ÎN EXECUTAREA UNOR LUCRĂRI GEOTEHNICE ȘI DE FUNDAȚII | 25 |
| 4.1. Îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare | 25 |
| 4.1.1. Considerații generale asupra metodelor de îmbunătățire a terenurilor slabe de fundare | 25 |
| 4.1.2. Compactarea de suprafață..... | 26 |
| 4.1.2.1. Cilindrarea | 26 |
| 4.1.2.2. Baterea | 28 |
| 4.1.2.3. Vibrarea..... | 29 |
| 4.1.3. Compactarea de adâncime | 33 |
| 4.1.3.1. Coloane din materiale granulare executate prin vibropresare | 34 |
| 4.1.3.2. Ploturi din materiale granulare executate prin batere și vibropresare..... | 40 |
| 4.1.3.3. Vibroîndesare de adâncime (vibroîntețpare) | 40 |
| 4.1.3.4. Coloane din piatră spartă vibrată | 41 |
| 4.1.4. Vibroflotarea | 45 |
| 4.2. Lucrări de vibroforare | 48 |
| 4.2.1. Vibroforaje verticale | 48 |
| 4.2.2. Vibroforaje orizontale | 50 |
| 4.3. Lucrări de execuție a fundațiilor pe piloți și coloane | 52 |
| 4.3.1. Considerații privind folosirea soluției de fundare pe piloți sau coloane | 52 |
| 4.3.2. Piloți prefabricați..... | 54 |
| 4.3.3. Metode și tehnologii de înfigere a piloților prefabricați..... | 56 |
| 4.3.3.1. Înfigerea prin batere..... | 56 |

| | |
|--|-----|
| 4.3.3.2. Înfigerea prin vibrare..... | 61 |
| 4.3.3.3. Înfigerea prin subspălare..... | 62 |
| 4.3.3.4. Înfigerea prin presare | 63 |
| 4.3.4. Execuția prin vibropresare a piloților turnați pe loc..... | 64 |
| 4.3.4.1. Tehnologia de executare a piloților turnați pe loc, armați total..... | 67 |
| 5. CONDIȚIA DE FUNCȚIONARE ÎN REGIM DE REZONANȚĂ STABILIZAT A VIBROÎNFIGĂTORULUI MODELAT MECANIC DE SISTEME VIBRATOARE CU DOUĂ MASE..... | 69 |
| 6. INFLUENȚA VIBRAȚIILOR FORȚATE ASUPRA PARAMETRILOR VIBROÎNFIGĂTOARELOR DE REZONANȚĂ CU DOUĂ MASE | 81 |
| 6.1. Funcționarea în regim de rezonanță a arborilor cu excentrice și a sistemului elastic neliniar de transmitere și înmagazinare – redare a energiei | 81 |
| 6.2. Influența forței excitatoare asupra parametrilor funcționali a vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase..... | 89 |
| 7. DETERMINAREA PARAMETRILOR CINEMATICI ȘI DINAMICI AI VIBROÎNFIGĂTOARELOR DE REZONANȚĂ CU DOUĂ MASE | 97 |
| 7.1. Aspecte teoretice | 97 |
| 7.2. Concluzii | 101 |
| 8. PROBLEME ALE STABILITĂȚII ÎN FUNCȚIONARE A VIBROÎNFIGĂTOARELOR MODELATE MECANIC DE SISTEME VIBRATOARE CU DOUĂ MASE..... | 103 |
| 8.1. Considerente generale | 103 |
| 8.2. Concluzii | 112 |
| 9. STUDII EFECTUATE PE CALCULATOR PENTRU STABILIREA SERIILOR DE VALORI A PARAMETRILOR FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI AI VIBROÎNFIGĂTOARELOR DE REZONANȚĂ CU DOUĂ MASE | 113 |
| 9.1. Principii generale și scheme logice de calcul | 113 |
| 9.2. Analiza succintă a graficelor și nomogramelor..... | 122 |
| 9.3. Concluzii | 126 |
| 10. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE..... | 141 |
| BIBLIOGRAFIE..... | 145 |

1. CONSIDERAȚII GENERALE PRIVIND UTILIZAREA VIBRAȚIILOR ÎN PROCESELE TEHNOLOGICE DIN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR, MATERIALELOR DE CONSTRUCȚII ȘI PREFABRICATELOR

Utilizarea mașinilor cu acțiune vibrantă în industria construcțiilor, materialelor de construcții și prefabricatelor, contribuie la ridicarea gradului de mecanizare și de automatizare a multor procese tehnologice cu volum mare de muncă, facilitează perfecționarea de fond a multor procese tehnologice și conduce la crearea de mașini noi, perfecționate, cu implicații favorabile asupra productivității muncii și a prețului de cost al producției.

O trăsătură caracteristică (specifică) în dezvoltarea mașinilor cu acțiune vibrantă este folosirea rezonanței ca regim de lucru stabilizat.

Mașinile vibrante de rezonanță au permis realizarea unor regimuri de mare intensitate și au condus la creșterea productivității specifice, la reducerea puterii totale instalate și a consumului de energie.

Perfecționarea mașinilor vibrante existente, crearea de noi tipuri de mașini cât și extinderea domeniului de utilizare a vibrațiilor, a constituit și constituie o preocupare importantă a mai multor colective de cercetători, institute din învățământul superior de specialitate, institute de cercetare științifică, institute de proiectare și întreprinderi de producție din România.

Pentru obținerea vibrațiilor necesare unui anumit proces tehnologic se folosesc mașinile vibrante care, în principal, sunt constituite dintr-un generator de vibrații înglobat sau racordat la organul de lucru, acesta din urmă având rolul de a transmite vibrațiile captate mediului de prelucrat.

Acțiunea vibratoare a mașinii asupra mediului conduce la apariția unor fenomene specifice cu efect pozitiv, printre care merită a fi reținute următoarele:

- a) formarea pieselor din beton, beton armat și beton precomprimat pe mese și bancuri vibrante;
- b) separarea materialelor după dimensiuni, densitate, formă, coeficient de frecare pe site, etc.;
- c) vibrolaminarea și vibropresarea pieselor din beton, beton armat și beton precomprimat;
- d) compactarea prin vibrare la suprafață sau în adâncime a pământurilor și a betoanelor;
- e) compactarea prin vibrare sau prin șocuri și vibrații ale terenurilor;
- f) compactarea prin vibrolaminare a învelișurilor asfaltice și a terenurilor;
- g) tasarea cu ajutorul vibrațiilor a balastului de sub șinele de cale ferată;
- h) intensificarea tăierii și prelucrării solurilor cu ajutorul vibrațiilor;
- i) exploatarea prin vibrare a solurilor înghețate;
- j) forarea prin vibrare sau cu ajutorul șocurilor și vibrațiilor;
- k) transportul materialelor pulverulente și a lianților;
- l) mărunțirea prin vibrare;
- m) amestecarea prin vibrare a materialelor pulverulente și lianților.

Eficiența folosirii vibrațiilor în efectuarea multipleror tehnologii, în modernizarea producției, a stimulat preocupările pe plan mondial pentru realizarea unei game largi de mașini cu acțiune vibrantă. Se remarcă diversitatea acestor mașini, nu numai sub aspectul funcționalității și aplicabilității, ci și prin numărul de tipodimensiuni pentru realizarea aceluiași proces tehnologic.

Descrierea mașinilor vibrante folosite pe plan mondial în industria construcțiilor materialelor de construcții și prefabricatelor, a caracteristicilor lor tehnice, prezentarea indicatorilor realizați cât și a unor aspecte elementare de proiectare constituie obiectul unor ample monografii. De remarcat că pe șantierele de construcții și în întreprinderile de prefabricate se folosesc cu rezultate bune vibratoarele de adâncime și de suprafață, vibratoarele de cofraj, mese și bancuri vibrante, rigle vibrante, vibrosunete și mașini vibrante, cilindrii compactori-vibratori, ciururi vibrante, transportoare vibrante, etc. Ca efect al rezultatelor bune obținute prin utilizarea vibrațiilor, mașinile vibrante s-au impus ca necesare în realizarea unor procese tehnologice. Perfecționarea mașinilor vibrante existente, crearea de noi tipuri de mașini cât și extinderea domeniului de folosire a vibrațiilor au constituit priorități pentru multe colective de cercetători din România care s-au soldat cu realizarea unei game largi de tipuri de mașini cu performanțe economice superioare.

Domeniul larg de utilizare a mașinilor vibrante, eficiența lor în exploatare, faptul că o mare parte din mașinile vibrante folosite sunt deja produse în țară cât și nivelul de dezvoltare la care a ajuns construcția de mașini, conduc la concluzia că folosirea mașinilor vibrante și producerea lor în țară trebuie să constituie domenii cărora să li se acorde o atenție deosebită. Preocupările pentru modernizarea mașinilor existente și pentru realizarea de noi mașini trebuie să fie însoțite de preocupări pentru găsirea de noi procese tehnologice în care folosirea vibrațiilor se dovedește a fi eficientă.

Experiența a demonstrat că mașinile vibrante pot contribui la creșterea productivității muncii și reducerea prețului de cost numai dacă acestea prezintă suficientă siguranță în exploatare, dacă ele sunt incluse în fluxuri tehnologice corect elaborate și dacă este asigurată o organizare rațională a producției.

În general mașinile vibrante sunt niște sisteme mecanice complexe, această complexitate crescând odată cu numărul maselor care intră în vibrație. În multe cazuri variațiile foarte mici ale parametrilor mașinii sau ale mediului de prelucrat, pot conduce la schimbări calitative și cantitative esențiale în timpul exploatării [49...52]. Deci, fără un calcul riguros și calificat, fără o tehnologie strictă a fiecărei piese componente, fără folosirea experienței anterioare, construcția mașinilor vibrante nu va da rezultate mulțumitoare. Pentru reușita dezvoltării mașinilor cu acțiune vibrantă sunt necesare eforturi comune interdependente ale activităților de cercetare, proiectare, execuție și de exploatare.

2. SCURTĂ SINTEZĂ A CERCETĂRIILOR ANTERIOARE

2.1. Probleme principale ale cercetării în domeniul mașinilor vibrante

În acest subcapitol se vor analiza succint principalele probleme privind cercetarea științifică în domeniul mașinilor vibrante cu implicații concrete pentru activitatea ce se impune a fi desfășurată în viitor cu referire specială la mașinile folosite în industria construcțiilor și industria materialelor de construcții și prefabricatelor.

Principalele grupe de probleme pentru studiul și cercetarea vibrațiilor aplicate la realizarea unei game largi de procese tehnologice sunt:

A. Grupa problemelor legate de studiul proceselor de generare a vibrațiilor mecanice.

1. Studiul vibroexcitatorului ca transformator al sursei de energie (calorică, electrică, etc.) în energie mecanică de vibrație (se au în vedere folosirea vibratoarelor electrodinamice și electromagnetice ca transformatori electromecanici);
2. Probleme privind construcția generatoarelor de vibrații mecanice cu o formă determinată și o alcătuire precisă, stabilită în concordanță cu necesitățile procesului tehnologic;
3. Prelucrarea metodelor de reducere și multiplicare a frecvenței vibrațiilor mecanice;
4. Problema prospectării noilor metode și schema de producere a vibrațiilor mecanice;
5. Cercetări fundamentale pe plan tehnico-științific și economic, a capacităților, avantajelor și dezavantajelor diferitelor tipuri de vibroexcitatoare și stabilirea unor domenii optime a folosirii lor.

B. Grupa problemelor legate de studiul și cercetarea dinamicii mașinilor vibratoare.

1. Studiul proceselor de mișcare și prelucrarea metodelor de reducere a puterii totale instalate, reducerea greutateii generatoarelor de vibrații și a altor elemente componente ale mașinii, reducerea solicitărilor la trecerea prin zona de rezonanță sau la funcționarea în zona de rezonanță;
2. Probleme de dinamică a sistemelor cu două sau mai multe grade de libertate care funcționează în apropierea zonei (regimului) de rezonanță sau în zona de rezonanță;
3. Studiul dinamicii sistemelor supraarmonice și parametrice;
4. Studiul dinamicii sistemelor subarmonice și a celor care funcționează sub acțiunea sarcinilor și vibrațiilor;
5. Studiul dinamicii și temelor cu diferiți parametri unidimensionali, bidimensionali și tridimensionali, precum și a sistemelor mixte (combinate);

6. Probleme privind acțiunea simultană a două sau mai multe generatoare de vibrații.

C. Probleme legate de studiul proprietăților dinamice ale diferitelor medii de lucru asupra cărora acționează organul de lucru a mașinilor vibrante.

1. Probleme generale de dinamică a mediilor granulare și pulverulente;
2. Aspecte de dinamică a terenurilor legate de problemele tăierii prin vibrație a acestora, de compactarea lor prin vibrație, de batere prin vibrație a piloților;
3. Aspecte de dinamică a amestecurilor de betoane legate de problemele amestecării prin vibrație, de turnare, compactare și formare a acestora;
4. Aspecte de dinamică a betoanelor asfaltice și pământuri legate de problemele compactării prin vibrație;
5. Stabilirea modului în care vibrațiile influențează procesele fizico-chimice în mediu lichid la limita cu faza solidă.

D. Probleme ale interacțiunii organelor de lucru ale mașinii vibrante cu mediul de lucru.

Înțelegerea clară a mecanicii acestei interacțiuni este necesară pentru studiul integral al tipului de mașină cu acțiune vibrantă, stabilirea parametrilor ei de bază și adoptarea soluțiilor constructive corespunzătoare (corecte).

Adâncirea cercetărilor teoretice și experimentale asupra acestor probleme deschide noi direcții de acționare a mașinii vibrante și de control al proceselor de vibrație.

- E. Probleme legate de diversitatea metodelor de rezolvare în funcție de mediul de lucru, privind scopul instalației sau mașinii vibrante, a ridicării calității, a rezistenței și durabilității, a stabilității lor în funcționare precum și stabilirea regimurilor optime de lucru.
- F. Probleme legate de prelucrare și de studiere a metodelor și sistemelor automatizării lucrului generatoarelor de vibrații, de studiu al construcției lor, de programare și automatizarea controlului calității lucrului mediilor cu tehnica vibrațiilor.
- G. Probleme privind îmbunătățirea condițiilor de muncă igienico-sanitare ale personalului de deservire a mașinilor vibrante și reducerii acțiunii dinamice a vibrațiilor asupra propriei construcții cât și a construcției în care este instalată. De asemenea trebuie luate în considerare și studiate metodele de reducere și izolare a vibrațiilor și a zgomotului produs în timpul funcționării mașinii cu acțiune vibrantă.

2.2. Stadiul actual al cercetărilor științifice în domeniul mașinilor vibrante

Literatura de specialitate menționată oferă un vast material privind stadiul actual al cercetării științifice în domeniul mașinilor vibrante cu funcționare în regimuri ante și post rezonanță, dar în ceea ce privește rezolvarea problemelor teoretice ale mașinilor vibrante cu funcționare în regim de rezonanță ea este aproape inexistentă. Cele puse la dispoziție de literatura de specialitate studiată [2, 7, 11] sunt rezultatele experimentale ale unor modele și prototipuri realizate și omologate în străinătate și anumite indicații sumare în ce privește construcția și domeniul de folosire a acestor mașini vibrante de rezonanță.

În general, studiul mașinilor vibrante se reduce la studiul sistemului acționare – mașină – mediu de prelucrat, studiu deosebit de complicat și care impune ca în teoria mașinilor vibrante, cercetările să se desfășoare pe două direcții:

- a) mecanica acțiunii vibrante asupra mediului de prelucrat;
- b) dinamica sistemului elastic al mașinii însăși în interdependența dintre acesta și sistemul de acționare.

Prima grupă de preocupări de cercetare teoretică și experimentală analizează comportarea mediului de prelucrat sub acțiunea vibrațiilor organului de lucru care execută o mișcare impusă după o lege dată.

În domeniul deplasării prin vibrații s-au efectuat studii detaliate privind comportarea granulei de material pe suprafețe aspre (site vibrante, jgheaburi și tuburi vibrante, etc.), care efectuează vibrații armonice în zona post rezonanță [2, 3, 7, 11].

Rezultatele obținute au permis să se formuleze unele concluzii practice și să se clasifice în mare măsură esența proceselor, însă cercetările experimentale efectuate ulterior cu metode mai precise au condus la stabilirea unor diferențe mari între datele experimentale și cele teoretice [12, 13]. Aceste diferențe au fost atât de mari încât nu au permis aplicarea relațiilor analitice rezultate din studiul mișcării granulei de material, în special în stare suspendată. S-a evidențiat faptul că nu pot fi neglijate forțele de rezistență aerodinamică, frecarea și ciocnirea între granulele de material, ciocnirea granulelor de suprafață vibrantă, etc. În consecință, se impune adoptarea unor scheme noi de calcul care să ia în considerare fenomenele reale ce apar în timpul proceselor de lucru, mai ales că, după natura lor, forțele rezistente sunt esențial neliniare.

În domeniul compactării prin vibrații a betoanelor și a pământurilor au fost efectuate studii ample privind compactarea mediului de lucru, însă numai pentru funcționarea mașinii în afara regimului de rezonanță.

O metodă de perspectivă și care se va extinde mult în viitor, este vibrarea orizontală a elementelor de construcții din beton, beton armat și beton precomprimat [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13]. Vibrarea orizontală a permis folosirea mașinilor cu funcționare în regim de rezonanță. Experiența deși redusă dar fundamentată teoretic a arătat că prin folosirea meselor vibrante cu funcționare în regim de rezonanță se pot vibra elemente de construcții cu lungimi mari [2, 7, 8, 9, 11, 16]. Totuși mai sunt necesare cercetări teoretice și experimentale în vederea stabilirii următoarelor deziderate: forma și direcția optimă a vibrațiilor, comportarea betonului în timpul vibrării, apariția rezonanței în amestecul de beton în timpul vibrării formei, schimbarea parametrilor de vibrație în timpul procesului ca urmare a variației proprietăților betonului îndesat, interdependența dintre înclinația de vibrație și mediul înconjurător.

A doua direcție principală în cercetarea științifică a mașinilor cu acțiune vibrantă este studiul dinamicii mașinii însăși. Mașina vibrantă, în majoritatea studiilor efectuate, este privită ca fiind formată din sisteme discrete de puncte materiale legate între ele prin elemente elastice cu caracteristică liniară.

Nivelul la care a ajuns teoria vibrațiilor a permis rezolvarea fără dificultate a unor astfel de sisteme. Astfel, tehnica actuală dispune de metodologii practice pentru studiul funcționării mașinilor vibrante în regimuri ante și post rezonanță. De asemenea, sunt efectuate corectări privind trecerea sistemului vibrant prin rezonanță în perioadele de regim tranzitoriu.

Studiul mașinilor vibrante s-a complicat substanțial odată cu introducerea sistemelor vibrante cu șoc. Cercetările în acest domeniu s-au rezumat doar la căutarea regimurilor periodice și stabile în cazul sistemelor cu una și cu două mase

și supuse la forțe conservative. În studiul acestor sisteme, ca regulă, impulsul de impact se rezolvă ca un sistem liniar [4, 5, 7, 8, 9, 12].

O trăsătură caracteristică în dezvoltarea mașinilor vibrante este folosirea rezonanței ca regim de lucru stabilizat.

Mașinile vibrante de rezonanță au permis realizarea unor regimuri de mare intensitate, care nu se pot obține cu mașinile vibrante care funcționează în alte regimuri.

Mașina vibrantă trebuie să asigure, pe lângă mișcarea cerută, și un regim stabil de funcționare, în cazul sistemelor liniare care funcționează în regimuri îndepărtate de rezonanță stabilitatea mișcării este menținută într-un interval larg al pulsațiilor. La calculul, proiectarea și realizarea mașinilor de rezonanță cu caracteristică liniară au apărut mari dificultăți în obținerea regimului de rezonanță stabil.

De obicei, în timpul procesului de compactare sistemul vibrant își schimbă caracteristicile de funcționare, fie ca urmare a unei alimentări necorespunzătoare, fie ca urmare a unor fenomene întâmplătoare de neînălțurat. De exemplu, în cazul vibrării betonului, pulsația de rezonanță a sistemului generator de vibrații – rama – vibrată – forma cu amestecul de beton, nu este o mărime constantă și poate varia. Aceasta înseamnă că există pericolul pierderii stabilității în funcționare a mașinii vibrante chiar în timpul procesului, ceea ce impune introducerea unui sistem de reglare a regimului de rezonanță [7, 8, 9, 10, 11].

Un pas important în dezvoltarea mașinilor vibrante de rezonanță l-a reprezentat introducerea sistemelor elastice cu caracteristică neliniară, care a condus la lărgire, a intervalului pulsațiilor de funcționare stabilă. Cercetările ulterioare au arătat că neliniaritatea sistemului modifică desfășurarea procesului tehnologic ca urmare a modificării legii de mișcare a organului de lucru [7, 11, 12, 13, 14, 15, 16].

Cercetarea și proiectarea corectă a mașinilor vibrante de rezonanță impune luarea în considerare a întregului sistem acționare – mașină – mediu de lucru. Aceasta deoarece acționarea și sistemul elastic cu care este prevăzută mașina vibrantă se influențează reciproc. Luarea în calcul a caracteristicilor motorului de acționare în cazul sistemelor de rezonanță trebuie considerată ca o necesitate imediată, deoarece la una și aceeași putere a motorului de acționare, dar la caracteristici mecanice diferite, se pot obține diferite condiții de realizare a regimului de rezonanță.

Rezolvarea acestei probleme deosebit de importante în construcția mașinilor vibrante de rezonanță se poate face numai cu ajutorul ecuațiilor diferențiale, care reflectă procesul real de lucru și care trebuie alcătuite cu luarea în considerare a acțiunii sistemului vibrator asupra motorului de putere limitată [1, 2, 5, 7, 8, 12]. Discordanța dintre acordul mașinii vibrante și caracteristicile motorului de acționare poate conduce în multe cazuri la imposibilitatea obținerii regimului de funcționare cerut ca și la încălzirea excesivă, respectiv la distrugerea motorului electric.

În cercetările efectuate până în prezent, fie că nu s-a ținut seama de influența masei mediului de prelucrat asupra parametrilor dinamici ai mașinii vibrante, fie că aceasta a fost evidențiată prin anumiți coeficienți. Așa de exemplu, în cazul unor mașini vibrante folosite în industria materialelor de construcții și a prefabricatelor (ciururi, alimentatoare, transportoare, mese și bancuri vibrante) se consideră că numai o anumită parte din masa mediului de lucru participă la vibrațiile sistemului și numai aceasta se însumează la masa organului de lucru. Evident că o astfel de punere a problemei, în cazul mașinilor de rezonanță, conduce la erori inadmisibile pentru calculele ingineresti.

În primele studii de dinamică a mașinilor vibrante folosite în industria materialelor de construcții și a prefabricatelor, organul de lucru a fost idealizat printr-un punct material. În ultimii ani au apărut în industrie mașini vibrante de complexitate mai mare care au impus ca, în schema de calcul, organul de lucru să fie considerat ca sistem de corpuri materiale legate elastic. Pe de altă parte, s-au construit mașini cu organ de lucru de lungimi mari (transportoare tubulare de rezonanță cu două mase, bancuri și mese vibrante de rezonanță cu vibrații orizontale, etc.), fapt care a condus la necesitatea ca sistemul să fie excitat concomitent cu mai multe generatoare de vibrații dispuse într-un anumit mod. În legătură cu modul de amplasare a generatoarelor de vibrații trebuie menționate noile sisteme propuse de autorii [1, 2, 7, 9, 11...16], care au realizat o bună echilibrare dinamică datorită simetriei și a transmisiilor intermediare elastice.

De asemenea, s-au remarcat noi sisteme de legătură ale generatoarelor de vibrații cu organul de lucru precum și un nou sistem de sprijinire la mașinile vibrante cu funcționare în zona de rezonanță.

Una dintre problemele principale care se pune în construcția acestor mașini vibrante este asigurarea desfășurării în condiții aproximativ egale a procesului tehnologic pe toată lungimea organului de lucru. Rezolvarea acestei probleme impune condiția ca organul de lucru să vibreze asemănător unui corp solid rigid. Acest lucru este greu de realizat în cazul meselor și bancurilor vibrante cu vibrații circulare sau dirijate pe verticală precum și în cazul ciururilor vibrante cu oscilații circulare sau dirijate sub un anumit unghi față de orizontală, deoarece necesită funcționarea sincronă a mai multor generatoare de vibrații și amplasarea lor pe întreaga suprafață a organului de lucru. Trebuie menționat că rezolvarea acestei probleme în prezent se face cu mare ușurință datorită elaborării unor noi metode de producere și transmitere a vibrațiilor, de noi sisteme de rezemare, etc. În acest sens se evidențiază activitatea autorilor [1, 2, 9, 10...16], care au realizat scheme constructive de principiu și modele dinamice la care vibrațiile sunt dirijate pe orizontală, generatoarele de vibrații sunt amplasate simetric față de una sau două axe de simetrie și legate elastic de organul de lucru, iar rezemarea organului de lucru se face pe un sistem de role. Studiul mișcării organului de lucru considerat mediu elastic a fost făcut pe mesele vibrante cu amortizor. Din calcule a rezultat necesitatea introducerii masei a treia care amortizează vibrațiile elastice longitudinale ale organului purtător considerat ca bară dreaptă rigidă.

Luarea în considerare a vibrațiilor elastice longitudinale ale organului de lucru a fost imperios necesară datorită faptului că la mesele vibrante orizontale de rezonanță s-a constatat o pronunțată diferență de amplitudini în lungul organului purtător, iar la ciururile vibrante de rezonanță oscilațiile sitelor modifică în mod substanțial fenomenele care au loc în procesul de sortare.

Regimul complex de funcționare a mașinilor vibrante, structura lor specifică, complică sinteza acestor mașini. Dacă în sinteza altor mașini mișcarea diferitelor elemente ale unui mecanism este dată de relații cinematice, iar efectele dinamice, în esență produc numai anumite devieri de la legile stabilite, la mașinile vibrante legea mișcării poate fi determinată numai studiind în profunzime dinamica mașinii. De aceea, constructorul de mașini vibrante trebuie să rezolve probleme matematice de o deosebită complexitate.

În prezent, crearea de noi mașini vibrante se desfășoară în următoarea succesiune: alegerea schemei constructive de principiu, alcătuirea ecuațiilor diferențiale de mișcare și rezolvarea lor pentru obținerea cinematicii și dinamicii diferitelor piese componente, determinarea indicatorilor principali cu ajutorul legilor de mișcare, alegerea parametrilor optimi de funcționare a mașinii.

2.3. Obiectivele tezei de doctorat

Din cele șapte grupe de probleme de studiu și concentrare enunțate în prezentul capitol, autorul lucrării de față abordează următoarele:

- a) problema A2, propunând pentru generatorul de vibrații o schemă nouă, mai compactă (vibrogeneratorul include și sincronizatorul) și cu o alcătuire precisă, stabilă în concordanță cu necesitățile procesului tehnologic, cu placa de fixare pe capul pilotului, ambele cuplate elastic la vibrogenerator (figura 5.1).
- b) problema A4, propunând noi metode de producere și transmitere a vibrațiilor, noi sisteme de cuplare a generatorului de vibrații la organul de lucru, precum și noi sisteme de cuplare a organului de lucru al vibroînfigătorului;
- c) problema B1, în care autorul, pe baza noilor scheme propuse privind construcția și amplasarea generatoarelor de vibrații precum și datorită noului procedeu de producere și transmitere a vibrațiilor justifică reducerea puterii totale instalate, reducerea greutateii specifice, a solicitărilor precum și creșterea durabilității întregii mașini vibrante deși funcționează în regim de rezonanță;
- d) problema D, privind interacțiunea organului de lucru al ciurului și masei vibrante de rezonanță cu mediul de lucru al ciurului și masei vibrante de rezonanță cu mediul de lucru, stabilind parametrii lor de bază și adoptând soluții constructive corespunzătoare;
- e) problema E, legată de stabilitatea și funcționarea ciururilor și maselor vibrante de rezonanță;
- f) problema G, legată de îmbunătățirea condițiilor de muncă igienico-sanitare a personalului de deservire a ciururilor și maselor vibrante prin reducerea zgomotului produs în timpul funcționării.

3. MAȘINI CU ACȚIUNE VIBRANTĂ UTILIZATE ÎN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR, MATERIALELOR DE CONSTRUCȚII ȘI PREFABRICATELOR

3.1. Considerații generale

Folosirea vibrațiilor în efectuarea multiplelor tehnologii, în modernizarea producției a stimulat preocupările pe plan mondial pentru realizarea unei game largi de mașini cu acțiune vibrantă. În acest sens, la ora actuală se remarcă o mare diversitate a mașinilor cu acțiune vibrantă, nu numai sub aspectul funcționalității și aplicabilității, ci și prin numărul de tipodimensiuni pentru realizarea aceluiași proces tehnologic. Mai mult, în ultimul deceniu au apărut și s-au impus prin superioritatea parametrilor dinamici și de calitate mașinile vibrante cu funcționare în regim de rezonanță (ciururi, transportoare, mese vibrante, etc.), pe care literatura de specialitate le menționează tot mai frecvent, considerându-le ca mașini de perspectivă.

Mașinile vibrante de rezonanță prezentate în acest capitol au rolul de a contribui la înțelegerea de fond a problematicii tezei deoarece unele dintre aceste mașini deservește procese de lucru premergătoare tehnologiei de înfigere-extragere a piloților, respectiv de fabricare a acestora și a altor elemente de construcții utilizate pe șantierele de construcții.

Fără a se prezenta câteva modele dinamice și scheme constructive de principiu ale unor mașini de rezonanță existente nu se pot evidenția cu precizie și claritate avantajele noilor modele concepute și fundamentele teoretice de autorul acestei lucrări.

De exemplu, la aceeași putere instalată, prin eliminarea cadrului de contravibrație (mg) și a sistemelor elastice de rezemare (fig. 3.2. și 3.3.) consumatoare de metal și de energie, noile modele elaborate de autor realizează economii importante de energie și metal.

Față de avantajele energetice și de calitate pe care le prezintă mașinile cu funcționare în regim de rezonanță se poate aprecia că aplicabilitatea lor se va extinde în viitor și la alte ramuri industriale.

Este cunoscut faptul că în prezent clasificarea mașinilor cu acțiune vibrantă se face după mai multe criterii (frecvență, traiectoria vibrației rezultante, construcția și modul de amplasare a generatoarelor de vibrații, sisteme de acționare, etc.), criteriul preferențial, variind de la autor la autor.

În legătură cu aceasta, se consideră că la baza clasificării mașinilor cu acțiune vibrantă trebuie să stea criteriul regimului de funcționare, criteriu care le diferențiază net în două grupe principale și anume:

- I. Mașini vibrante cu funcționare în afara zonei de rezonanță (ante sau post rezonanță);
- II. Mașini vibrante cu funcționare în zona de rezonanță (regim critic stabilizat).

Toate celelalte criterii de clasificare menționate mai înainte pot și trebuie să fie folosite la o subdivizare a acestor două grupe principale.

Adoptând regimul de funcționare drept criteriul principal de clasificare, ciururile vibrante se împart în două mari grupe și anume:

- A. Ciururi vibrante cu funcționare în afara zonei de rezonanță (fig. 3.1);
- B. Ciururi vibrante cu funcționare în zona de rezonanță (fig. 3.2....3.4).

Celelalte criterii menționate mai înainte pot folosi la o subdivizare a acestor două mari grupe de ciururi vibrante, ordinea lor de preferință fiind la libera alegere a autorului.

În figura 3.1 este reprezentat un ciur vibrant cu site plane orizontale sprijinit pe un sistem elastic compus din arcuri elicoidale, cu vibrații unidirecționale oblice, cu generatoarele de vibrații fixate pe lateralele cadrului cu site și modelul dinamic corespunzător.

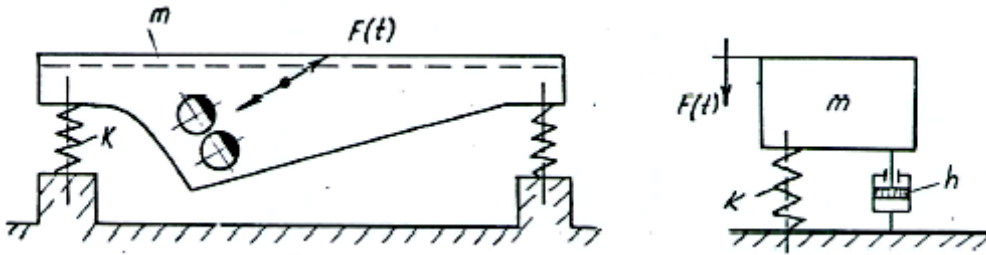


Fig. 3.1. Ciur vibrant cu funcționare ante și post rezonanță, cu vibrații unidirecționale, în care: 1 – ramă vibrantă cu site plane; 2 – arcuri elicoidale de rezonanță; 3 - vibrogenerator

În figura 3.2 ciurul vibrant este asemănător celui din figura 3.1., cu excepția unui cadru suplimentar de rezemare care la rândul lui se rezemă pe fundație printr-un sistem elastic.

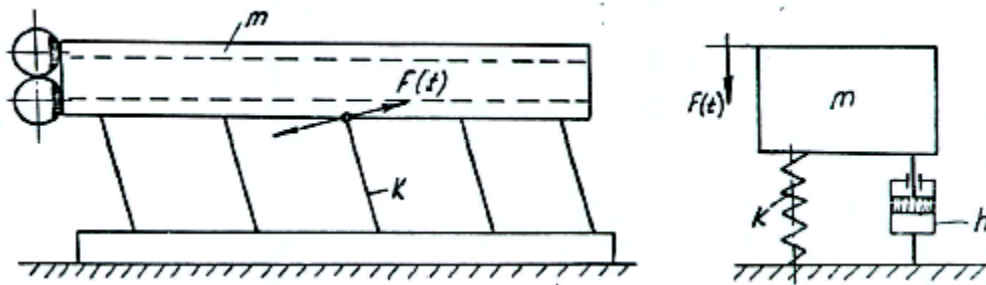


Fig. 3.2. Ciur vibrant cu funcționare în regim de rezonanță cu două mase, în care: 1 – rama vibrantă cu site plane; 2 – arcuri elicoidale de rezemare; 3 – vibrogenerator; 4 – cadrul de contravibrație, care asigură echilibrul mașinii la funcționarea în regim de rezonanță

Aceste tipuri de ciururi vibrante prezintă dezavantajele că generatorul de vibrații este fixat rigid la cadrul cu site iar sprijinirea este realizată cu sisteme de arcuri elicoidale și arcuri lamelare. Ca urmare a modului de producere și transmitere

a vibrațiilor precum și a felului în care se face sprijinirea, caracteristica este liniară, fapt care face ca fenomenele care apar în procedeul de cernere să nu fie surprinse în totalitate. Durabilitatea agregatului scade datorită modului în care se face transmiterea vibrațiilor de la generator la cadrul cu site, precum și datorită faptului că solicitările sunt alternate în plan vertical și orizontal și de mare intensitate. De asemenea, sistemul elastic de rezemare acționează în funcție de încărcarea ciurului și în consecință amplitudinea vibrațiilor scade odată cu creșterea cantității de material pe site pentru aceeași frecvență, fapt care conduce la scăderea productivității și calității cernerii.

Tot dintre dezavantajele ciurilor vibrante din grupa A se menționează consumul specific de energie mare, precum și zgomotul mare produs în timpul funcționării, zgomot care afectează capacitatea de muncă a personalului de deservire. Toate aceste fenomene au loc datorită ridicării periodice, pe tot timpul funcționării, a greutății totale (generator de vibrații – organul de lucru – mediul de prelucrat), a sistemului elastic, de rezemare care reprezintă un consumator important de energie precum și a modului de producere și transmitere a vibrațiilor.

Cel mai puțin studiate sunt ciurile vibrante din grupa B, care, deși realizate constructiv în câteva prototipuri omologate în diferite țări (Italia, Germania, Franța, România, etc.), încă nu au fost fundamentate teoretic (experimentul a devansat teoria).

În țara noastră a fost realizat prototipul unui transportor de rezonanță cu două mase rezemate elastic, care a dat rezultatele scontate și în consecință a fost brevetat și omologat. Aceasta deoarece elaborarea proiectului pentru construcția prototipului menționat a fost precedată de un studiu teoretic aprofundat. Este cunoscut faptul că dacă la experimentare rezultă o greșeală de concepție, remedierea se face foarte greu sau aproape deloc, existând pericolul ca întreaga lucrare în care s-a investit un anumit volum de muncă și mijloace materiale să fie compromisă.

În figura 3.3. este reprezentat un ciur de rezonanță cu două mase (m și mg) legate între ele printr-un sistem de arcuri de rezonanță k_R , acționarea făcându-se de la un generator cu vibrații orizontale amplasat la unul din capetele cadrului de contra-vibrație. La rândul său, cadrul de contravibrație (mg) se sprijină pe fundație prin intermediul unui sistem elastic, de obicei amortizoare din cauciuc.

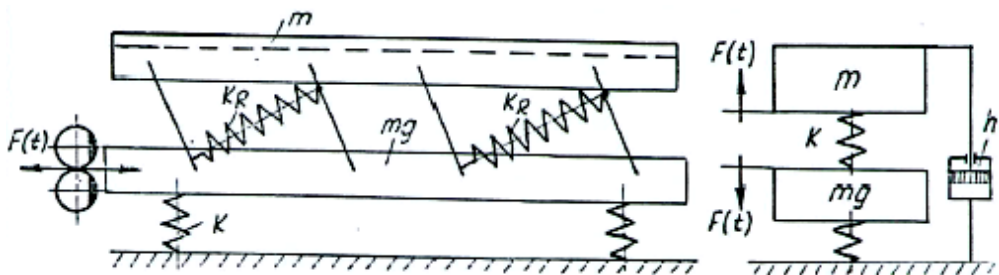


Fig. 3.3 Schema de principiu și modelul dinamic a unui ciur vibrant de rezonanță cu două mase, în care: 1-rama cu site plane, 2-sistemul de acționare cu bielă rigidă, 3-sistemul elastic, 4-cadrul de contravibrație, 5-sistem elastic de rezemare pe fundație

Ciurul vibrant de rezonanță cu două mase reprezentat în figura 3.3., este caracterizat prin aceea că acționarea este realizată cu o bielă rigidă, cuplarea celor două mase (m și mg) făcându-se cu sisteme de arcuri lamelare și elicoidale cuplate

fără joc. Ca urmare, forța excitatoare $F(t)$ se transmite în mod egal celor două mase cu un decalaj de 180° , necesitând luarea unor măsuri severe pentru protejarea mașinii în ansamblu și a fundației.

În figura 3.4 este reprezentată schema constructivă de principiu și modelul dinamic pentru un nou tip de ciur vibrant de rezonanță cu două mase cu vibrații orizontale neliniare, scheme brevetate încă din anul 1972.

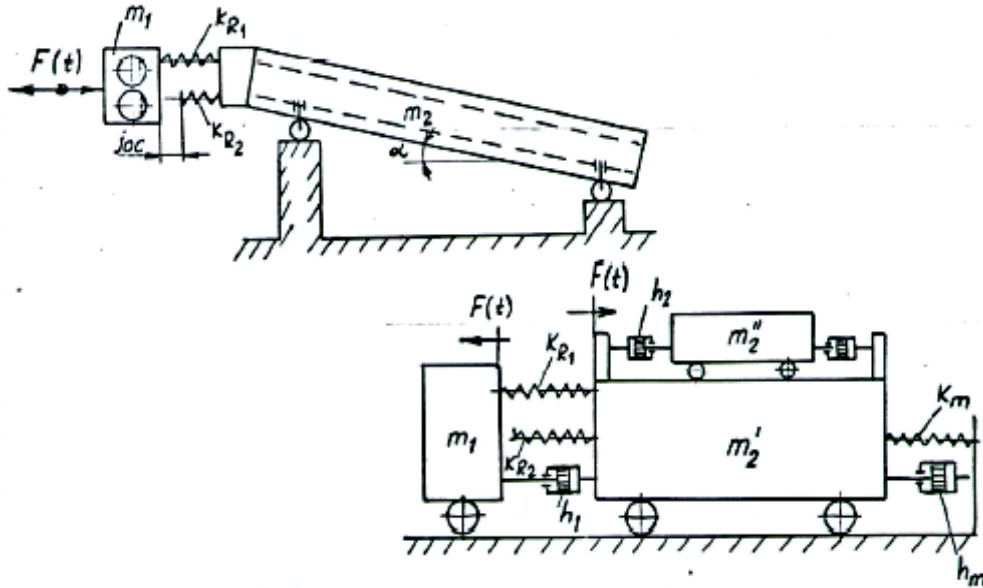


Fig. 3.4. Schema de principiu și modelul dinamic a unui ciur vibrant de rezonanță cu două mase, în care: 1 – vibrogenerator; 2 – sistem de arcuri elicoidale de cuplare și transmitere a vibrațiilor; 3 – rama cu site plane; 4 – sistem de rezemare cu role; 5 – fundație

Ciurul vibrant de rezonanță conform invenției este constituit dintr-un cadru cu site care se rezemă pe un sistem de role cu bandaje de cauciuc, producerea vibrațiilor realizându-se printr-un sistem elastic combinat din arcuri elicoidale și arcuri de cauciuc, cu posibilitatea de reglare a regimului de lucru, mișcarea vibratorie fiind generată de două vibrogeneratoare amplasate simetric față de axa longitudinală a cadrului cu site care primesc mișcarea de la un motor electric de curent continuu prin intermediul unei transmisii cu curele trapezoidale și a unei transmisii cardanice. Sistemul elastic combinat montat în paralel transformă mișcarea motorului și vibrațiile liniare ale vibrogeneratorului în vibrații neliniare în regim de rezonanță, la amplitudini mari la forțe inerțiale mici ale generatorului de vibrații și care permite să se impună valori determinate pentru intensificarea amplitudinilor cadrului cu site prin acționarea manuală asupra motorului electric și a unui sistem de reglare aflat în circuitul de producere și de transmitere a vibrațiilor la începutul procesului de cernere, în funcție de natura și granulometria materialului.

De remarcat că noul tip de ciur vibrant de rezonanță, spre deosebire de celelalte ciururi vibrante de rezonanță prezentate mai înainte, are concentrat sistemul de arcuri de legătură și înmagazinate la unul din capetele cadrului cu site, cadrul de contravibrație îl reprezintă generatoarele de vibrații amplasate simetric, rezemarea cadrului cu site se face pe un sistem de funcționare cu bandaje de

cauciuc iar reglarea regimului de funcționare este asigurată foarte simplu cu sisteme mecanice, reglarea jocului dintre placa vibrogeneratorului și arcul de cauciuc și a unghiului de înclinare a cadrului cu site.

Dintre avantajele mai importante pe care acest nou tip de ciururi le prezintă față de celelalte tipuri de ciururi de rezonanță se menționează: greutate specifică mică și deci economie de metal; distribuție mai uniformă a intensității amplitudinilor; vibrațiile nu se transmit la fundație, etc.

Mesele și bancurile vibrante folosite de obicei la formarea elementelor de construcții (panouri, stâlpi, grinzi, plăci destinate planșelor, etc.), din amestecuri de beton cu consistențe medii și mari.

Dintre aceste două tipuri de mașini vibrante cu capacitate mare de compactare, masele vibrante prezintă o rigiditate mai mare decât bancurile vibrante, asigurând formarea la dimensiunile indicate de proiect și o distribuție mai uniformă a intensității amplitudinii pe suprafața organului purtător [11].

Adoptând același criteriu principal de clasificare, criteriul regimului de funcționare [11], mesele vibrante se clasifică astfel:

- A. Mese vibrante cu funcționare în afara zonei de rezonanță;
- B. Mese vibrante cu funcționare în zona de rezonanță (fig. 3.5...3.6).

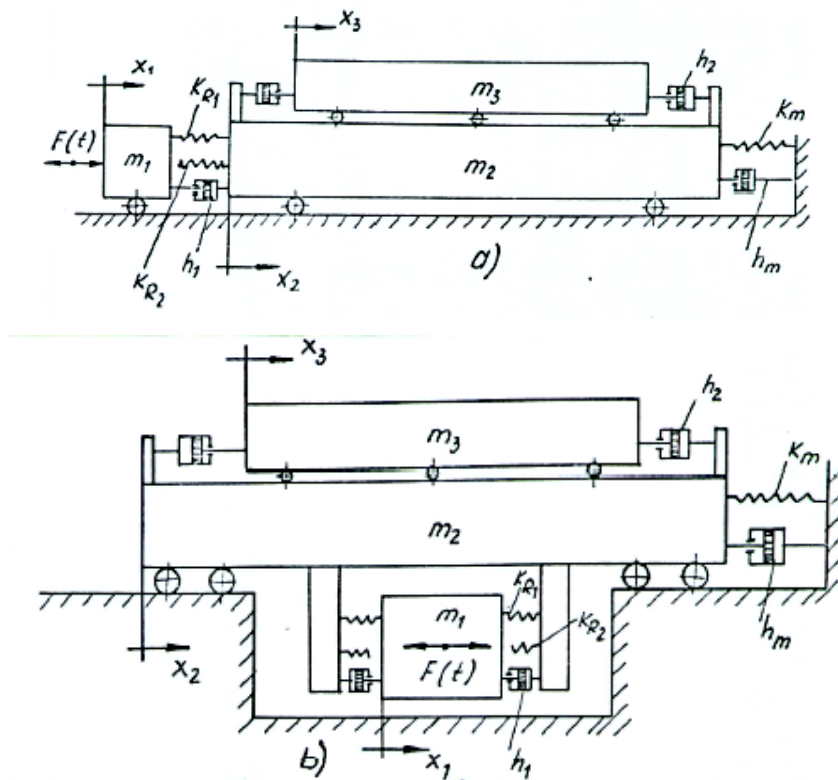


Fig. 3.5. Modelele dinamice ale meselor vibrante de rezonanță cu 3 mase, cu caracteristică nelineară, cu acționare nesimetrică (a) și cu caracteristică nelineară și acționare simetrică (b), ambele cu rezemare pe role, în care: m_1 – masa vibrogeneratorului; m_2 – masa organului de lucru; m_3 – masa formei și a betonului; k_i – sistemul elastic de arcuri elicoidale și din cauciuc; h_i – amortizările din sistem

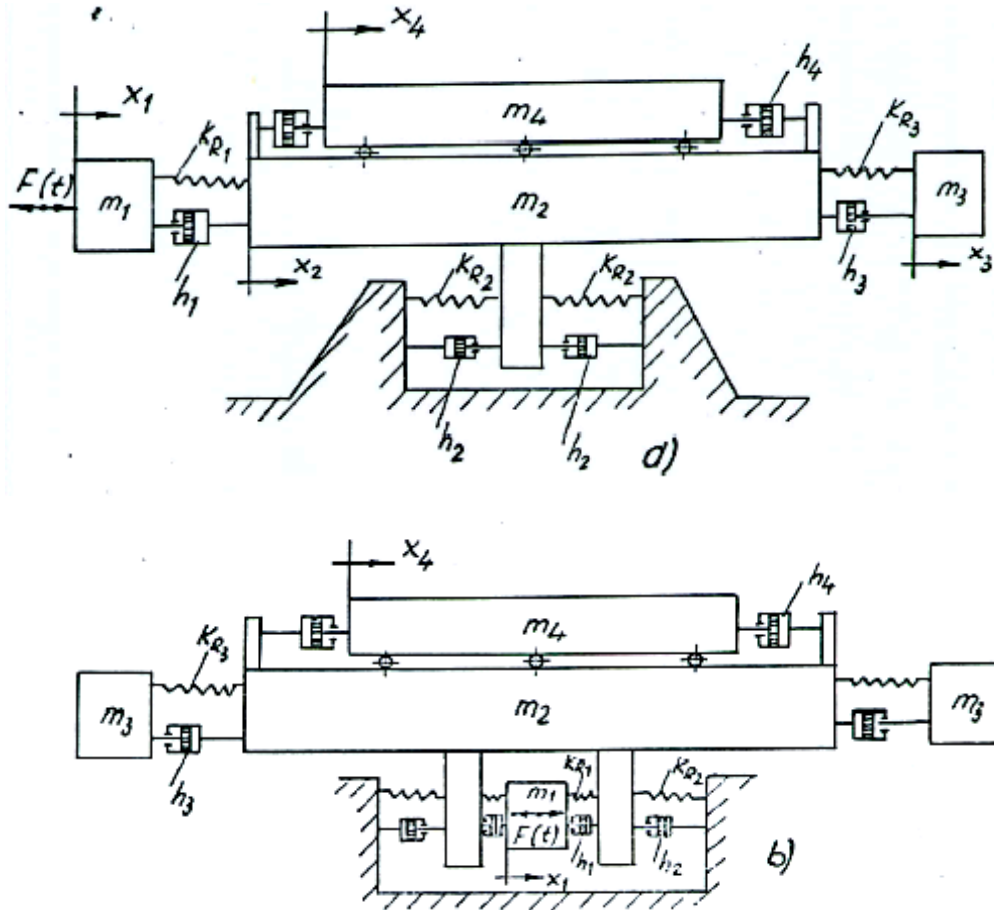


Fig. 3.6. Modele dinamice de mese vibrante de rezonanță cu 4 mese, cu caracteristică neliniară, cu acționare nesimetrică (a) și cu acționare simetrică (b), ambele cu masele de amortizare (m_3) cuplate la masa organului de lucru, nesimetric (a) și simetric (b). Ambele modele sunt cu rezemare pe arcuri lamelare, în care: m_1 – masa vibrogeneratorului; m_2 – masa organului de lucru; m_3 – masa cu rol de uniformizare a intensității vibrațiilor pe lungimea organului de lucru; m_4 – masa formei cu beton; h_1 – amortizările

Ca și în cazul precedent, celelalte criterii pot folosi la o subdivizare a acestor două grupe de mese vibrante.

De exemplu, după traiectoria vibrației rezultante, pot fi:

1. Mese vibrante cu vibrații circulare;
2. Mese vibrante cu vibrații unidirecționale dirijate pe verticală;
3. Mese vibrante cu vibrații unidirecționale dirijate pe orizontală (fig. 3.5...3.6).

În ce privește prinderea formelor cu beton pe masa vibrantă, operație foarte importantă, ea fi realizată cu mijloace mecanice pneumatice, hidraulice sau electromagnetice.

Compactarea pieselor de beton armat pe mese vibrante cu vibrații dirijate pe verticală se realizează prin transmiterea vibrațiilor de la placa de fund a formei (după normală) și de la pereții formei (după tangentă) la amestecul de beton. În

funcție de raportul dimensiunilor pieselor (raportul dintre lățimea și înălțimea elementului de beton) se adoptă un tip sau altul de acțiune a vibrațiilor asupra amestecului de beton.

Masele vibrante cu vibrații verticale se caracterizează prin existența generatorului de vibrații cu acțiune dirijată, dintre care cel mai adesea se folosește generatorul de vibrații cu doi arbori excentrici, care se rotesc în sensuri contrare. Datorită rotirii sincrone a arborilor, aceste tipuri de mese vibrante sunt mai bine echilibrate din punct de vedere al solicitărilor care apar, componentele celor două forțe perturbatoare $F(t)$ anulându-se pe orizontală și însumându-se pe verticală datorită montării excentricelor în opoziție de fază.

Avantajul maselor vibrante cu vibrații unidirecționale dirijate pe verticală constă în repartizarea mai uniformă a intensității vibrației la formarea unor piese diferite din punct de vedere al greutății și configurației.

Dintre dezavantaje se menționează:

- a) construcția defectuoasă a generatoarelor de vibrații (ungerea consistentă a lagărelor) și a arborilor cardanici;
- b) greutate specifică mare și consum de energie mare;
- c) durabilitatea de funcționare mai mică decât cea a maselor vibrante cu vibrații circulare;
- d) zgomot foarte mare.

Masele vibrante cu vibrații orizontale au fost realizate în mai multe variante constructive (figura 3.5 și 3.6), și toate sunt concepute pentru funcționarea în regim de rezonanță sau în preajma rezonanței. Ele sunt destinate pentru formarea elementelor prefabricate de lungimi mai (grinzi, stâlpi, etc.) sau a pieselor plane din beton armat, subțiri, a pieselor fasonate și a pieselor cu armătură tensionată confecționate din betoane cu consistență medie. Această enumerare cuprinde majoritatea pieselor masive, incluzând plăcile destinate planșelor, panourile pentru pereți, suportii liniilor transmisiilor electrice și a liniilor de legătură, stâlpi, etc.

Masele vibrante cu vibrații orizontale la care generatorul de vibrații este amplasat la unul din capetele masei pot avea caracteristică de funcționare liniară sau neliniară (figura 3.5 și 3.6.). Caracteristica neliniară de funcționare este obținută în urma folosirii unui sistem elastic combinat din arcuri elicoidale și arcuri de cauciuc. Aceste tipuri constructive au viteze de deplasare diferite în cele două sensuri și anume viteza de retragere a vibrogeneratorului este mai mare decât viteza de înaintare a acestuia spre masa propriu-zisă. Masele vibrante cu acționare inferioară simetric (figura 3.6) sunt folosite pentru capacități mari de încărcare, respectiv, pentru suprafețe mari de așezare a formei de beton. Aceasta, deoarece datorită amplasării sistemului de producere și transmitere a vibrațiilor dedesuptul masei vibrante, simetric față de axul vertical, intensitatea amplitudinilor rămâne aproape constantă pe toată lungimea organului purtător.

Masele vibrante cu caracteristică simetrică, sunt foarte bine echilibrate dinamic, iar vitezele de deplasare în cele două sensuri ale generatorului de vibrații și ale masei propriu-zise, sunt egale. Capacitatea de încărcare a acestor mase poate atinge (10...60) tone.

Mesele vibrante cu vibrații orizontale, cu amortizare sunt reprezentate în figura 3.6. Rolul amortizorului este de a micșora diferențele de amplitudine pe lungimea organului purtător, realizând în același timp o distribuție mai uniformă a intensității amplitudinilor. Aceasta face ca, deși funcționarea este în regim de rezonanță, durabilitatea să fie mai mare decât a maselor vibrante cu vibrații circulare sau dirijate pe verticală.

Avantaje:

- a) durabilitate mai mare a întregii mașini;
- b) putere specifică mai mică (sub 1 Kg/lt de beton), respectiv consum specific de energie mic (de circa 6-8 ori);
- c) productivitatea și calitatea compactării nu scad cu încărcarea, deoarece intensitatea amplitudinilor rămâne constantă datorită sistemului de rezemare cu role;
- d) se realizează economii de metal la aceeași capacitate de încărcare, datorită greutateii specifice mai mici;
- e) distribuție mai uniformă a intensității amplitudinii pe suprafața ramei vibrante și o mai bună echilibrare dinamică, urmare a amplasării simetrice a sincronizatoarelor – vibratoare față de una sau două axe de simetrie ale masei vibrante;
- f) eliminarea pericolului de segregare și de deplasare a masei de beton spre partea generatoarelor de vibrații datorită sistemului simetric de producere și transmitere a vibrațiilor;
- g) zgomot redus (sub limitele normelor sanitare) deoarece vibrațiile sunt dirijate pe orizontală, sprijinirea se face pe un sistem de role prevăzute cu bandaje de cauciuc, iar arcurile elicoidale (perechi pe fiecare tijă) sunt montate cu prestrângere și lucrează numai la compresiune, destinderile fiind sub limita prestrângerilor.

3.2. Particularitățile de montaj și de control al mașinilor cu acțiune vibrantă

3.2.1. Particularitățile de montaj ale mașinilor cu acțiune vibrantă

În funcție de gradul de amortizare a vibrațiilor, toate mașinile cu acțiune vibrantă prevăzute cu amortizoare în construcția lor se montează pe o fundație mai mare sau mai mică care asigură vibroizolarea locurilor de muncă în limitele normelor sanitare.

În cazul în care fundația pe care este deja instalată mașina cu acțiune vibrantă nu asigură normele arătate, este necesară realizarea și amplasarea unor sisteme suplimentare de vibroizolare, de exemplu a tampoanelor de cauciuc sau a eșafodajelor.

Calitatea montajului mașinii cu acțiune vibrantă se răsfrânge asupra bunei sale funcționări, de aceea trebuie să se acorde o deosebită atenție efectuării unui montaj corect, care să asigure următoarele cerințe:

- a) fixarea sigură a cadrului de sprijin al mașinii la fundație;
- b) stricta orizontalitate a suprafeței de rezemare;
- c) stricta coaxialitate a arborilor de acționare ai mașinii cu acțiune vibrantă. Nivelul arborilor de acționare ai sincronizatoarelor, în acest caz, trebuie să fie sub nivelul suprafeței vibratoare, de exemplu la 75% din înălțimea de tasare a suprafeței vibratoare sub încărcare maximă;
- d) izolarea sigură a liniilor de curent electric și fixare sigură la pământ a mașinii vibrante și a pupitrului de comandă;

- e) o îngrijită acoperire a bazinelor de colectare ale fundației. Acoperirile acestor bazine nu trebuie să vină în contact cu elementele perturbatoare ale mașinii vibrante;
- f) la mașinile vibrante telescopice cu sisteme pneumatice de strângere, o deosebită atenție trebuie să fie acordată preciziei distanței dintre două șiruri de bacuri vibrante, precizie care se determină după instrucțiunile de exploatare ale acestor mașini vibrante, în funcție de lățimea plăcilor de fond ale formelor.

3.2.2. Norme de verificare și control ce se impun în timpul funcționării mașinii cu acțiune vibrantă

În timpul controlului mașinilor cu acțiune vibrantă este necesar să se verifice:

- a) rotirea liberă a tuturor arborilor generatoarelor de vibrații și ai sincronizatoarelor;
- b) uniformitatea repartizării amplitudinii în toate punctele organului purtător;
- c) absența șocurilor asupra arcurilor elicoidale de sprijin (în cazul în care sprijinirea organului purtător se face pe sisteme elastice);
- d) siguranța fixării anumitor dispozitive de dirijare sau prelucrare a mediului de lucru;
- e) puterile indicate în instrucțiuni pentru mersul în gol și sub încărcare maximă. În cazul în care puterea la mersul în gol nu depășește pe cea prevăzută în instrucțiuni, iar puterea la funcționarea în sarcină depășește substanțial pe cea indicată se efectuează controlul puterii în cazul lucrului mașinii vibrante cu organul purtător încărcat;
- f) vibrația locurilor de muncă;
- g) zgomotul pe care-l produce mașina cu acțiune vibrantă la distanța de 1m de sursa de generare a zgomotului. Dacă intensitatea zgomotului depășește mărimea indicată în pașaportul ei, este necesar să se depisteze sursa de creștere a zgomotului și să fie înlăturată.

De exploatarea corectă a mașinilor cu acțiune vibrantă depinde în mare măsură eficiența lor și îndeosebi durabilitatea acestora.

Observații: În cazul maselor vibrante la fixarea tiparelor cu electromagneți, se verifică grosimea plăcilor de atracție și planeitatea amplasării lor.

Dintre cele mai importante reguli de exploatare merită să fie menționate următoarele:

- a) controlul atent al mașinii cu acțiune vibrantă și al echipamentului electric înainte de începerea lucrului și îndepărtarea defectiunilor observate precum și respectarea riguroasă a regimului de ungere;
- b) respectarea regimului de lucru în privința încărcărilor și amplitudinilor de vibrații admisibile, a duratei de pornire, a puterii, a curățeniei locurilor de muncă și a altor cerințe ale tehnologiei;
- c) efectuarea la timp a reviziilor și a reparațiilor tehnologice.

Autorul prezentei lucrări a considerat necesară prezentarea cadrului general și de existență a mașinilor vibrante de rezonanță deoarece multe dintre tehnologiile utilizate în industria construcțiilor, materialelor de construcții și prefabricatelor folosesc vibrațiile de rezonanță ca instrument tehnologic de realizare eficientă a unor procese de producție.

4. TEHNOLOGII, UTILAJE ȘI MAȘINI CU ACȚIUNE VIBRANTĂ FOLOSITE ÎN EXECUTAREA UNOR LUCRĂRI GEOTEHNICE ȘI DE FUNDAȚII

4.1. Îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare

4.1.1. Considerații generale asupra metodelor de îmbunătățire a terenurilor slabe de fundare

În practica executării construcțiilor apar și situații când, în condițiile unor amplasamente obligatorii, terenul de fundare este slab (capacitate portantă scăzută, compresibilitate mare) și nu permite aplicarea soluției de fundare directă de mică adâncime. Sistemele de fundare indirectă (piloți, coloane) sau de fundare directă de adâncime (chesoane) constituie o cale de realizare a infrastructurilor construcțiilor în astfel de situații, însă aceste sisteme de fundare se caracterizează în general, prin lucrări pretențioase cu costuri și consumuri de materiale ridicate. De aceea se impune ca adoptarea acestor sisteme de fundare să se facă cu mult discernământ, în urma analizării sub aspect tehnico-economic și a variantei de îmbunătățire a terenului prin diverse metode, astfel încât acesta să devină corespunzător fundării directe de mică adâncime.

Problema îmbunătățirii proprietăților fizico-mecanice ale diferitelor categorii de pământuri se pune și la executarea unor lucrări de terasamente, la care ca material de construcție se folosește pământul (diguri, baraje, etc.). De asemenea, în cazul unor construcții hidrotehnice (baraje, praguri de retenție) sunt necesare lucrări de îmbunătățire a calității terenului de fundare, mai ales pentru reducerea permeabilității acestuia.

Principalele modificări care se obțin prin aplicarea diferitelor metodelor de îmbunătățire a terenurilor de fundare sunt:

- reducerea compresibilității;
- creșterea rezistenței la forfecare;
- mișcarea permeabilității, a contractilității, a gelativității, etc.

Clasificarea metodelor de îmbunătățire a calității terenurilor slabe se poate face după multe criterii (tehnologia folosită, caracterul metodei, felul transformărilor calitative și cantitative ce au loc în teren). În schema prezentată în continuare se face o clasificare a acestor metode în funcție de caracterul lor (vezi schema de la pag. următoare).

Metodele mecanice au ca rezultat numai transformări de natură cantitativă ale structurii terenului, producând îndesarea (compactarea) acestuia, iar cele chimice, electro - chimice și termice pot produce și unele transformări de ordin calitativ prin formarea de noi legături structurale între particulele componente ale terenului.

4.1.2. Compactarea de suprafață

Compactarea de suprafață are ca scop final ridicarea gradului de îndesare, respectiv a greutateii volumetrice a terenului, în stare naturală sau ca material de umplură.

Calitativ și cantitativ, compactarea de suprafață depinde de caracteristicile utilajului folosit precum și de caracteristicile geotehnice ale terenului supus compactării.

Un rol determinant în calitatea compactării de suprafață îl are umiditatea optimă de compactare ω_{opt} , definită ca fiind umiditatea la care se obține gradul de îndesare maxim cu același lucru mecanic de compactare utilizat.

Valoarea umidității optime de compactare depinde de granulozitatea și compoziția chimico - mineralogică a terenului. În condiții de laborator umiditatea optimă de compactare se determină prin încercarea Proctor.

Rezultatele obținute se trec într-un grafic conform fig. 4.1. Graficul reprezintă o diagramă de stare, care, în ipoteza unei densități volumetrice ale scheletului mineral constantă reprezintă relația dintre porozitate și umiditate.

Pentru obținerea eficacității maxime a compactării la executarea acesteia se vor lua măsuri ca umiditatea materialului supus compactării să fie egală cu umiditatea optimă de compactare.

Compactarea de suprafață se aplică în special, la terasamente, unde materialul se așterne în straturi relativ subțiri, putându-se executa prin: cilindrare, batere, vibrare sau combinat.

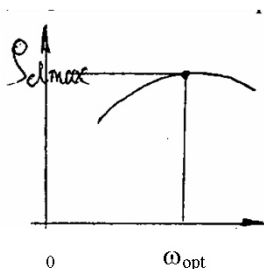


Fig. 4.1. Graficul umidității optime de compactare

4.1.2.1. Cilindrarea

Compactarea prin cilindrare se execută cu ajutorul cilindrilor compactori autopropulsați sau remorcați. Criteriul hotărâtor pentru eficacitatea cilindrilor compactori este presiunea pe unitate de lungime a ruloului, care variază între 50 daN/cm² și 120 daN/cm².

Pentru compactarea unor straturi de teren nisipos cu grosimea de 15...25 cm se folosesc cilindri compactori care au ruloari cu suprafața netedă. În cazul unor straturi de teren argilos, cu grosime de 25...30 cm sunt indicați cilindri compactori cu crampeane. Aceștia, prin presiunea specifică mai mare și prin acțiunea de frământare produc o compactare mai bună a pământurilor argiloase.

Calitatea compactării prin cilindrare este bună, însă procedeul are o productivitate relativ scăzută datorită grosimii reduse a straturilor și a numărului mare de treceri prin același loc.

A N E X Ă

METODE DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE A TERENURILOR DE FUNDARE

METODELE DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE POT FI:

- A. MECANICE – COMPACTARE DE SUPRAFAȚĂ
- fără aport de material
 - cilindrare
 - batere
 - vibrare
 - cilindrare + vibrare
 - cu aport de material
 - perne din material granular
 - perne din pământ
- COMPACTARE DE ADÂNCIME
- fără aport de material
 - preumezire
 - preîncercare
 - compactare prin explozii
 - batere cu maiul supergreu
 - vibroînțepare
 - vibroflotare
 - cu aport de material
 - coloane de pământ
 - coloane din material granulare
 - piloți din materiale granulare
 - micropiloți din beton
- B. CHIMICE ȘI ELECTROCHIMICE
- cimentarea
 - silicizarea
 - electrosilicizarea
 - argilizarea
 - coloane din var
- C. TERMICE
- arderea
 - înghețarea

Numărul de treceri cu cilindru compactor depinde de grosimea stratului de compactat și de greutatea volumetrică a pământului, schematizat în graficul din fig. 4.2.

Compactarea se realizează cu ajutorul unui compactor fie static, fie vibrator și în funcție de performanțele sale tehnice și de umiditatea folosită se obține și calitatea corespunzătoare a pământului pe care urmează amplasarea construcției.

Pentru straturi de grosimi 15-20 cm se utilizează cilindri compacatori autopropulsați sau remorcați a căror greutate este de 50 kN – tipul ușor sau 80 kN tipul mai greu sau chiar 100 kN – cu aceste utilaje se obțin compactări de pământ în straturi de până la 20 cm grosime cu 50-100 kN/cm².

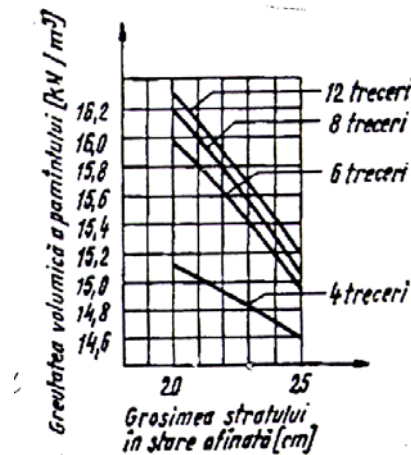


Fig. 4.2 Grafic pentru determinarea numărului de treceri cu cilindru compactor

4.1.2.2. Baterea

Compactarea prin batere se poate executa cu ajutorul unor maiuri ușoare (manuale sau mecanice) folosite pentru volume mici de umpluturi sau cu maiuri grele, având masa de 2...4 t.

Maiurile mecanice sunt utilaje care execută automat salturi la înălțimi de 0,3...0,5 m, cu frecvență de 50...60 salturi pe minut, denumite și maiuri broască.

Compactarea prin batere cu maiul greu, care este o piesă metalică sau din beton armat, constă în ridicarea acestuia cu o macara și lăsarea să cadă de la înălțime de 4...8 metri.

Adâncimea h_c pe care o resimte compactarea cu maiul greu se poate determina cu următoarea relație empirică:

$$h_c = k \cdot d, \quad (4.1)$$

în care:

d – diametrul bazei maiului;

k – coeficient care depinde de natura terenului, având valorile: 1,55 pentru nisipuri, 1,45 pentru pământuri prăfoase, 1,20 pentru umpluturi din argilă și 1,0 pentru argile.

Masa maiului greu și dimensiunile bazei acestuia se aleg în așa fel încât presiunea statică dezvoltată pe teren să fie cel puțin 0,15 daN/cm² la terenurile nisipoase și 0,20 daN/cm² la cele prăfoase și argiloase.

Grosimea stratului compact și rezultatele obținute prin acest procedeu depind de greutatea maiului compactor și utilajului purtător care trebuie să fie capabil să execute manevrele necesare de lovire prin ridicare și lansări repetate a greutății (maiului).

Metoda de compactare prin batere se aplică la terenurile coezive, prafuri, prafuri argiloase, argile prăfoase, etc.

Pământul compact micșorează sensibilitatea la umiditate.

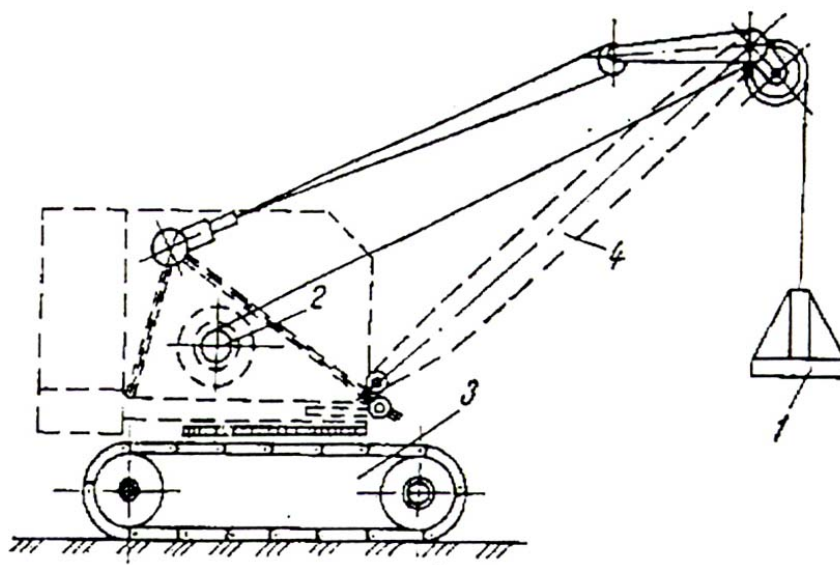


Fig.4.3. Utilaj de compactare prin batere (macara cu tracțiune pe șenile, în care: 1 - maiul; 2 - sistemul de acționare a maiului; 3 - sistemul de propulsie pe șenile; 4 - brațul macaralei)

Prin compactare, excesul de apă poate fi fără posibilitate de revenire în teren.

4.1.2.3. Vibrarea

Compactarea prin vibrație este foarte eficientă în cazul terenurilor nisipoase. Sub efectul vibrațiilor, forțele de frecare dintre fragmentele de nisip scad mult, permițând să se reazeze într-o stare mult mai îndesată. S-a constatat că efectul de compactare prin vibrație a nisipurilor sporește mult dacă acestea sunt saturate, deoarece în starea de saturare dispare coeziunea aparentă.

Practic, compactarea prin vibrație se execută cu ajutorul plăcilor vibrante, care se deplasează manual sau mecanic.

În afară de grosimea stratului de compactat, calitatea compactării prin vibrație depinde multe de accelerația vibrațiilor și de presiunea statică dată de greutatea plăcii vibrante.

În unele cazuri se poate întâlni compactarea prin cilindrare combinată cu batere și vibrație.

Această metodă combinată se bazează pe folosirea unor utilaje care execută concomitent compactarea prin cilindrare, batere și vibrație.

În această categorie de utilaje intră: cilindrii compactori – vibraanți și cilindrii compactori pe pneuri vibraanți și/sau screpere-cilindrii compactori, care execută atât operația de nivelare cât și pe cea de compactare a pământului.

Productivitatea cilindrilor compactori vibratorii este de 4...5 ori mai mare decât a celor nevibratorii.

A. Plăci vibratoare

Componentele principale ale unei plăci vibrante se regăsesc în fig. 4.4.

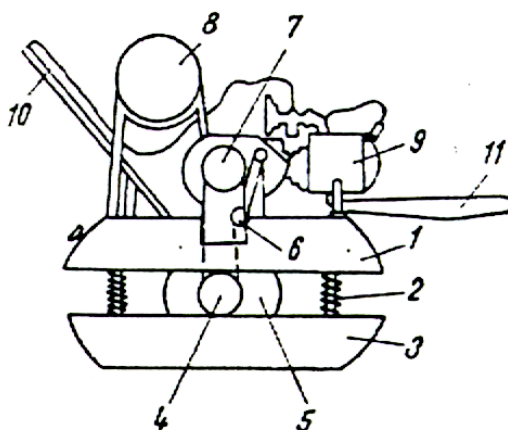


Fig.4.4. Schema unei plăci compactoare pășitoare: 1 - placă superioară; 2 - arc; 3 - placă inferioară; 4 - roată antrenantă, 5 - vibrator; 6 - roată de întindere a lanțului; 7 - roată motoare; 8 - rezervor de benzină; 9 - motor; 10 - dispozitiv de conducere; 11 - țeava de eșapament

Sunt cunoscute trei tipuri de plăci vibratoare:

- plăci vibratoare grele cu masa cuprinsă între 1,5 și 2,5 t și suprafață de contact cu solul de 1-2 m², care din construcție au frecvențe reduse cu valori cuprinse între 1000-1500 vibrații/minut. Adâncimea de compactare are valori cuprinse între 80-150 cm, funcție și de plasticitatea terenului;
- plăci vibrante mijlocii care au masa cuprinsă între 0,25 și 0,75 t și o suprafață de contact cu solul de 0,25 până la 0,70 m², cu frecvențe de vibrație de 200-300 vibrații/minut. Adâncimea de compactare are valori de până la 20 cm.
- Plăci ușoare cu masa de circa 0,10-0,25 t cu o suprafață de contact de 0,10 până la 0,25 m², care sunt construite pentru frecvențe cuprinse între 3000 și 5000 vibrații/minut.

Plăcile vibratoare au în general vibratoare puternice care reușesc să efectueze desprinderi de la sol de 2-5 cm. Deoarece aceste plăci au rezultate destul de slabe în pământuri afânate, este bine ca pământul să suporte o precompactare care poate fi făcută printr-o trecere de nivelare a unui buldozer înainte să fie puse la treabă.

Totuși pentru alegerea unui utilaj de acest gen este bine să se țină seama de elementele menționate în tabelul de mai jos.

Tabelul 4.1. Caracteristici tehnice ale plăcilor vibratoare utilizate curent

| Caracteristici | Unitatea de măsură | Greutatea, Kg | | | | |
|---------------------------|--------------------|---------------|---------|---------|-----------|-----------|
| | | 100-250 | 400 | 600 | 750 | 1500 |
| Dimensiunile plăcii | mm | 500x500 | 600x700 | 700x850 | 800x900 | 1000x1200 |
| Forța perturbatoare | daN | 1000 | 2000 | 2750 | 3500x5000 | 8000 |
| Frecvența vibrațiilor | vibrații/minut | 4000 | 3000 | 2000 | 2200 | 1500 |
| Puterea motorului | CP | 4 | 7 | 9 | 10 | 15 |
| Viteza de deplasare | m/min | 7-15 | 6-10 | 6-15 | 6-10 | 5-6 |
| Grosimea stratului | cm | 25-35 | 30-50 | 35-50 | 30-70 | 50-80 |
| Numărul de treceri | - | 4-6 | 4-8 | 4-8 | 4-6 | 4-6 |
| Productivitatea teoretică | m ³ /h | 15-20 | 20-30 | 25-40 | 40-60 | 50-75 |

B. Rulouri vibratoare

Rulourile vibratoare sunt alcătuite din unul sau mai mulți cilindri metalici având la interior mecanismul generator de vibrații fixat pe axul de rotire al cilindrului.

Ruloul vibrator are un efect mai mare de compactare decât cel static și aceasta datorită dublului efect pe care-l are în timpul funcționării și anume vibrație și presare.

Comparativ cu plăcile vibratoare, rulourile vibratoare exercită asupra pământului o presiune mult mai mare datorită suprafeței mici de contact.

Aceste rulouri sunt folosite cu preponderență la compactarea materialelor necoezive sau slab coezive cu eficiență maximă la umidități superioare.

Dezavantajul lor constă în transmiterea vibrațiilor rulourilor către mașină și implicit către motor care necesită o soluție de protecție suplimentară contra mașinilor.

După modul de deplasare definim două tipuri constructive:

- rulouri vibratoare tractate;
- rulouri vibratoare autopropulsate.

Din categoria rulourilor vibratoare tractate fac parte:

- ruloul vibrator tractat, cu un cilindru neted (fig. 4.5.).

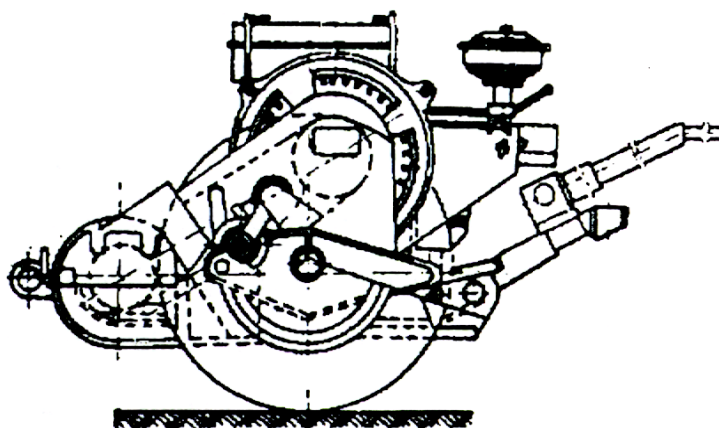


Fig.4.5. Cilindru compactor vibrator tractat

Este alcătuit dintr-un cilindru neted, metalic, având montate pe axul lui greutateți excentrice cu un defazaj de 180° și care sunt automate prin curea de motorul termic amplasat pe cadrul de tracțiune – motorul este protejat datorită arcurilor montate la extremitățile axului pe care se găsesc excentricii.

- ruloul vibrator tractat cu doi cilindri netezi (fig.4.6.).

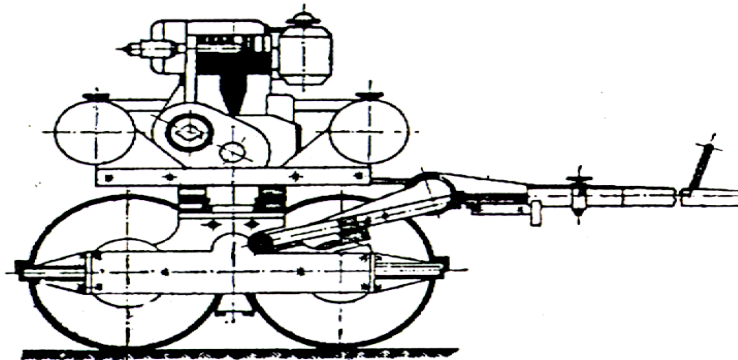


Fig. 4.6. Cilindru compactor vibrator cu doi cilindrii

Acesta este de producție românească și este acționat prin intermediul unei transmisii cu lanț de la un motor diesel de 12 CP.

În interiorul celor doi cilindri sunt plasate vibratoarele ale căror excentrici sunt decalajați cu 180° . Cele două vibratoare sunt legate între ele și sunt acționate de la același motor prin intermediul unei curele trapezoidale. Dispune de asemenea de instalație de stropire, are o greutate de 1,3 t cu o lățime de lucru de 900 mm și viteza de deplasare de 1 Km/h și înainte și înapoi. Adâncimea de compactare este de 300 mm pentru pietriș și 400 mm pentru nisip.

- ruloul vibrator cu suprafață profilată (picior de oaie). Acest tip de rulou contopește avantajele oferite de ruloul vibrator cu cele oferite de tăvălugul cu suprafață profilată (fig..4.7) (picior de oaie) oferind posibilitatea de a compacta și unele pământuri coezive.

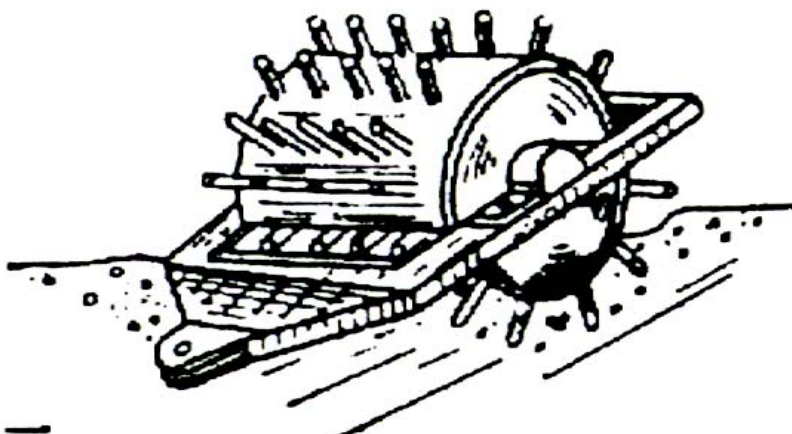


Fig.4.7. Rulou vibrator picior de oaie

În categoria rulourilor vibratoare autopropulsate se regăsesc următoarele forme constructive:

- cu șasiu monobloc (nearticulat) și două rulouri netede. Aici vibrarea se realizează fie cu un singur rulou, fie pe amândouă iar tracțiunea cu un singur rulou, sau totală pe ambele rulouri;
- compactoare vibratoare autopropulsate cu două rulouri cu șasiu articulat. Vibrarea se realizează pe ambele rulouri sau numai pe unul singur iar tracțiunea pe ambele rulouri;
- compactoare vibratoare autopropulsate cu două rulouri netede și șasiu articulat. Vibrarea se face pe un singur rulou fie pe ambele ca și tracțiunea de altfel;
- compactoare vibratoare autopropulsate mixte cu șasiu articulat. Vibrarea se realizează pe un rulou amplasat frontal iar tracțiunea pe două sau patru pneuri amplasate în spate. Se cunosc sisteme autopropulsate la care tracțiunea este integrală atât pe cilindri cât și pe pneuri. (fig.4.8 și fig.4.9).

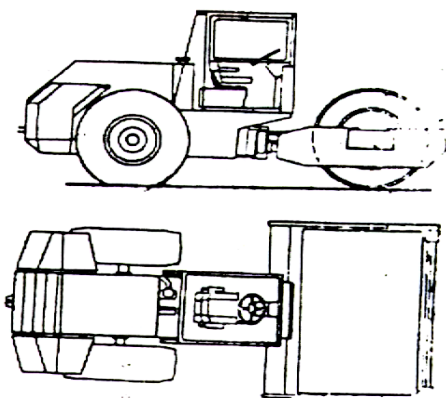


Fig.4.8. Compactor vibrator autopropulsat mixt de 130 kN (tip firma MBU)

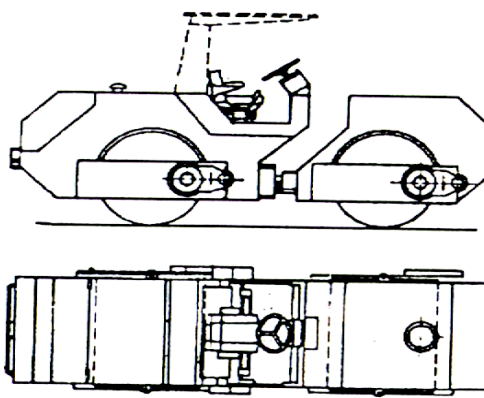


Fig.4.9. Compactor vibrator autopropulsat, cu ambele rulouri metalice netede, de 60 kN (tip DV 60 firma MBU)

4.1.3. Compactarea de adâncime

În cazul când grosimea stratului de sub talpa fundației este mare, iar prin realizarea unei zone compactate la suprafață nu se obține reducerea în limitele necesare a deformațiilor, se poate recurge la procedee de compactare în adâncime, prin care se realizează îndesarea în masă a stratului slab. Se menționează că prin aceste procedee e pot înlocui sistemele de fundare indirectă, cu condiția ca structura construcției să fie concepută sau adaptată preluării unor tasări probabile, reduse ca valoare, care totuși pot să apară în timpul exploatării. Pentru limitarea acestor tasări, este necesar ca pentru fiecare caz în parte să se aleagă cel mai potrivit procedeu de compactare în adâncime. Alegerea se face în funcție de natura terenului, iar la execuție se impune respectarea strictă a tehnologiei stabilită experimental.

Procedeele de compactare în adâncime se diferențiază între ele atât în funcție de natura terenului cât și a principiilor care stau la baza tehnologiei de execuție.

4.1.3.1. Coloane din materiale granulare executate prin vibropresare

Procedeul de compactare în adâncime a terenurilor slabe cu ajutorul coloanelor din material granular, realizate prin vibropresare, s-a dovedit a fi eficient din punct de vedere tehnic și economic în special la pământuri nisipoase și argilos-prăfoase de consistență redusă.

Pentru realizarea coloanelor simplu sau dublu vibropresate se folosește agregatul de vibropresare AVP-1 (fig.4.10)

În principal vibropresarea este realizată cu generatorul de vibrații și dispozitivul de presare în teren a echipamentului de lucru.

Agregatul de vibropresare AVP 1 a fost proiectat la Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, agregat care se folosește și la realizarea coloanelor din materiale granulare.

Pentru asigurarea unei independențe și operativități mărite, agregatul a fost înzestrat cu un generator de curent propriu necesar antrenării vibrogeneratorului și a motoarelor electrice de la trolii. O instalație de ridicare și apăsare completează acțiunea vibrogeneratorului mărindu-i efectul la înfigere a echipamentelor de lucru.

Fig. 4.10.

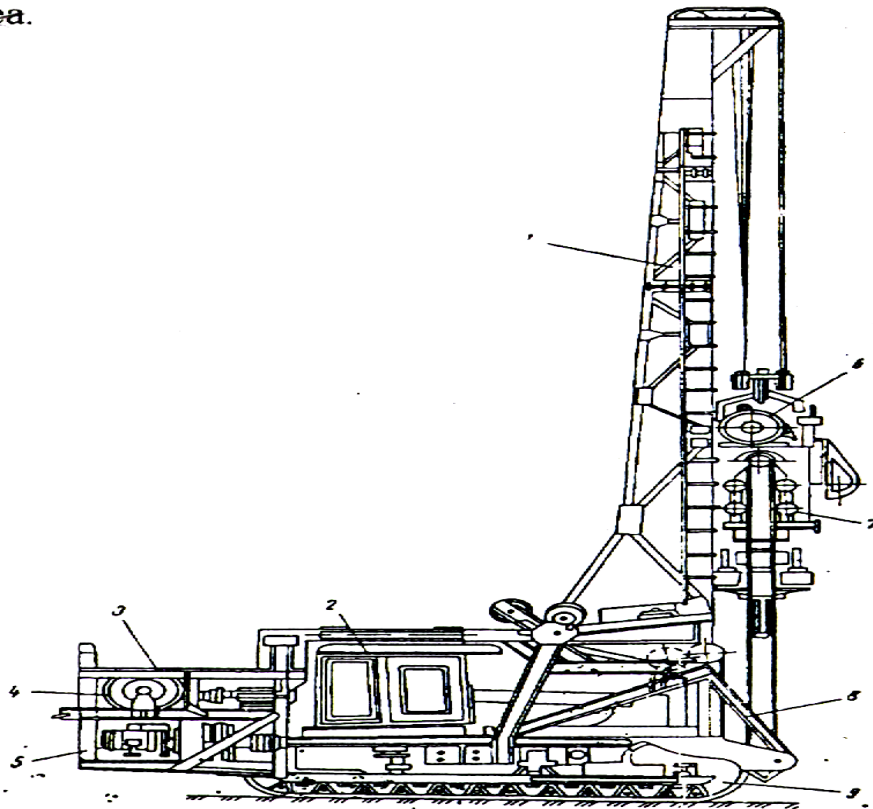


Fig.4.10. Agregat de vibropresare AVP - 1: 1 - lumânare, 2 - cabină de comandă, 3 - cadru posterior, 4- troliu, 5- alternator de 100 kVA, 6- motor electric de 55 kW, 7 - vibrogenerator, 8 - tractor S 1500, 9 . cadru anterior

Modul de realizare a înfigerii elementelor în teren este prin vibraire, vibropresare și prin vibropercuție.

Caracteristicile tehnice ale utilajului sunt:

- forța perturbatoare maximă 22000 daN,
- forța maximă de apăsare sau smulgere 11000 daN,
- greutatea agregatului 30948 daN,
- presiunea specifică pe teren 0,68 daN/cm²,
- viteza de deplasare a agregatului 2,35 – 5,40 Km/h.

Deservirea întregului utilaj se face centralizat, din cabina de comandă a tractorului.

Vibrogeneratorul (7) se deplasează pe verticală în profilele de ghidaj ale lumânării (1) fiind acționat de troliul de ridicare al vibrogeneratorului (4).

Echipamentul de lucru se fixează de vibrogenerator prin intermediul unui bolț ce se introduce într-un locaș prevăzut în piesa de prindere.

Sub efectul vibrației echipamentul de lucru se introduce în teren până la cota prescrisă în proiectele de execuție. Extragerea se execută cu ajutorul troliului de ridicare cu o viteză de extragere aleasă funcție de natura terenului (de regulă sub 1 m/min).

Un alt agregat pentru realizarea coloanelor din materiale granulare executate prin vibraire este vibratorul VUB – 1M (fig.4.11).

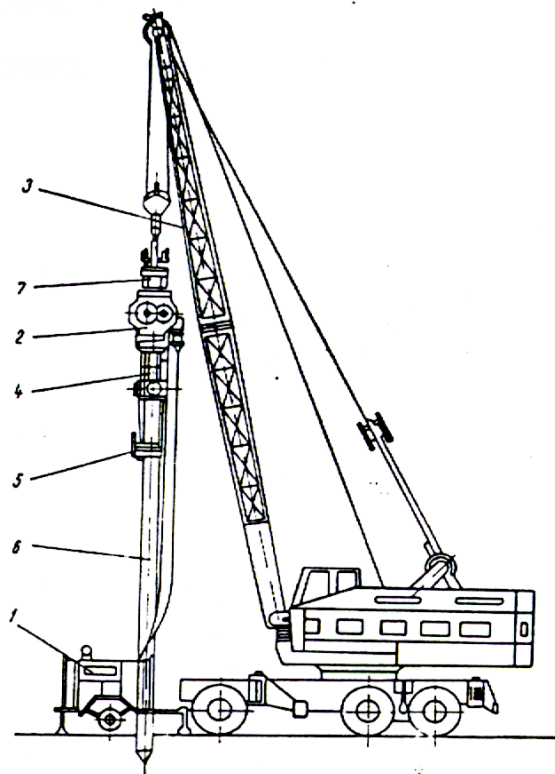


Fig.4.11. Vibratorul VUB 1M: 1 - grup electrogen, 2 - vibrogenerator, 3- braț excavator, 4- piedă de prindere, 5 - colier pentru montare, 6 - tub de inventar; 7 - amortizor de vibrații

În tabelul următor [1], [5], [6], [7] se prezintă caracteristicile tehnice ale unor vibroînfigătoare existente în țară și pe plan mondial.

Tabel 4.2.

| Denumirea și executantul | Momentul static, în daNcm | Turația excentricilor, în rot./min. | Forța perturbatoare, în kN | Masa, în t | Puterea motorului, în kW |
|---|---------------------------|-------------------------------------|----------------------------|------------|--------------------------|
| MTTc - România | 26123-7207 | 382-766 | 115-1678 | 8,6 | 190 |
| VUB 1M - România Vibroînfigător cu vibrator biarmonic | | 730 1460 | 121-320 245-480 | | 2x30 2x30 |
| AVP 1 - România Mașină de înfigere prin vibropresare | 1535-4000 | 720 | 84,5-210 | | 55 |
| VP1 - URSS | 9300 | 420 | 185 | 4,5 | 60 |
| VPT6 - URSS | 100000 | 254 | 730 | 15 | 2x100 |
| VPU-A - URSS | 35000 | 400-505 | 1000-1600 | 13,34 | 155 |
| V-108 - URSS | 3000 | 800 | 12 | 1,6 | 28 |
| VO-10 - URSS | 570 | 1200 | 92 | 1,67 | 2x20 |
| VPP-6 - URSS Vibroînfigător cu motor electric rezemat elastic | Max.250 | 1200-1500 | Max.62 | 1,0 | 11 |
| VPP-1 - URSS | Max.1000 | 1500 | Max.250 | 4,5 | 30 |
| VM2-1200 A - Japonia | 540-1320 | 1250 | 95-235 | 1,7 | 30 |
| VM2-5000 - Japonia | 2500-5000 | 1800-1000 | 910-500 | 5,0 | 90 |
| VM4-10000 - Japonia | 5000-10000 | 1100 | 680-1350 | 8,3 | 150 |
| VM2-25000 - Japonia | 15000-25000 | 620 | 650-1070 | 7,4 | 150 |
| MVB44-30 - Menk RFG | 980 | 3000 | 440 | 5,9 | 4x27 |
| PE 1401 - Delmag RFG | 595 | 1460 | 147 | 1,0 | 2x8 |
| PE 7001 - Delmag RFG | 2800 | 1460 | 700 | 4,8 | 2x50 |
| RB 800 - MFG-RFG | | 1500 | 80 | 0,75 | 2x4 |
| MS12 - Muller - RFG Vibroînfigător cu motor hidraulic | Max.520 | Max.2300 | Max.150 | 1,0 | 28 |
| MS-60H - Muller RFG | 2600-7100 | Max.1500 | Max.800 | 7,0 | 120 |
| 40A ₂ PTC - Franța | 4200 | 770-1050 | Max.500 | 9,0 | 100 |
| 3H3 PTC - Franța Vibroînfigător cu motor hidraulic | 220 | Max.2000 | Max.100 | 0,6 | 29 |
| 40H4 PTC - Franța Vibroînfigător cu motor hidraulic | 4000 | 1500 | 1000 | 7,5 | 300 |
| VTH1 Soilmec - Italia Vibroînfigător cu motor hidraulic | 685 | Max.1600 | 48,7-149,2 | | 51,5 |
| Vibromatic 12 - Italia | 12200-4870 | 713-1187 | 692-900 | 6,1 | 90 |

Pentru realizarea prin vibropresare a coloanelor din materiale granulare, agregatului de vibropresare i se atașează un tub metallic de inventar cu diametrul de 219, 324 sau 419 mm, prevăzut la partea inferioară cu două clapete care se închid sub formă de vârf conic la introducerea și se deschid la extragere (fig. 4.12). Datorită faptului că la înfigere vârful tubului este închis, se produce îndesarea terenului din jurul său. După ce tubul a ajuns la cotă, prin fereastra de alimentare se introduce material granular (nisip, balast etc) în interiorul său. La extragerea tubului, care se face cu vibrogeneratorul în funcțiune, clapetele de la partea inferioară se deschid, iar materialul granular ocupă golul creat în teren.

După extragerea tubului cu circa 50 cm se oprește ridicarea sa, lăsând vibrogeneratorul să funcționeze 15 ... 30 s, operație prin care se realizează o bună compactare a bazei coloanei. În continuare extragerea se face în prezența vibrațiilor și cu viteză uniformă, care se recomandă să nu depășească 1 m/min.

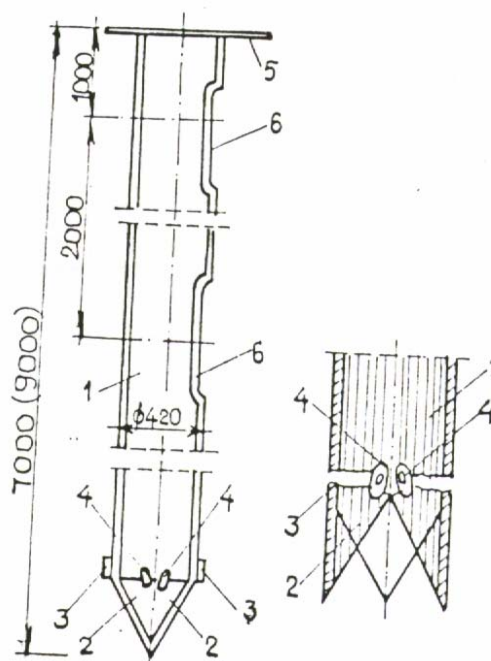


Fig. 4.12. tubul de inventar. 1- tub, 2 - clapete, 3 - balamale, 4 - limitator de deschidere, 5-flansa de prindere la vibrator, 6-fereastra de alimentare

La coloanele dublu vibropresate se obține o sporire a diametrului lor și prin aceasta o îmbunătățire a compactării terenului din jur. Fazele de execuție a coloanelor dublu vibropresate sunt prezentate în fig. 4.13 și constau din următoarele operații:

- introducerea prin vibrație (vibropresare) până la cota prevăzută a tubului de inventar (fig. 4.13.a);
- umplerea tubului cu material granular și extragerea sa prin vibrație, obținându-se coloana simplu vibropresată (fig. 4.13.b);
- reintroducerea prin vibrație (vibropresare) a tubului de inventar în corpul coloanei executate, urmată de umplerea cu material granular și extragerea sa, rezultând în final o coloană cu diametru de aproximativ 1,5 d (fig.4.13.c-f)

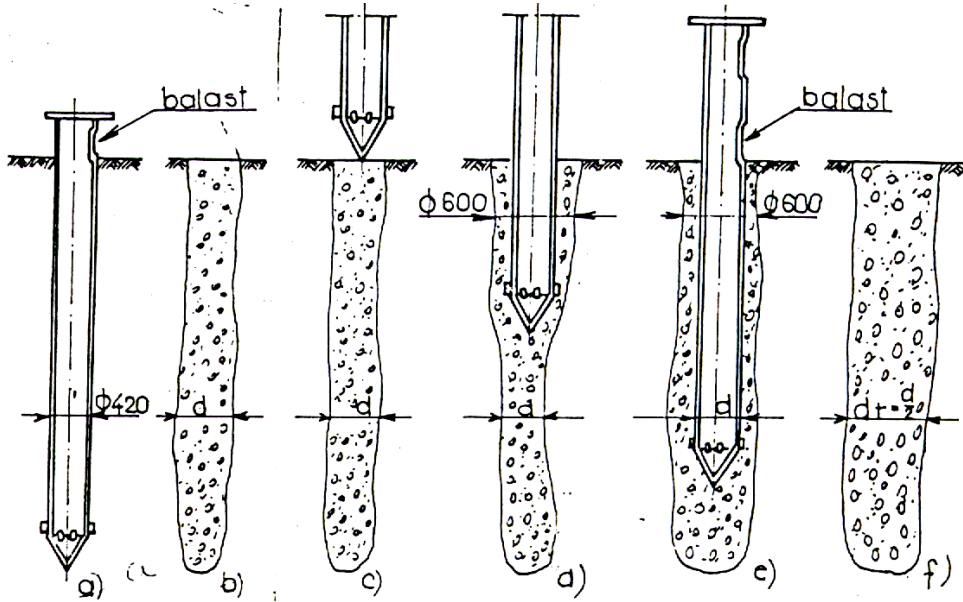


Fig.4.13. (a - f) - Fazele de execuție a coloanelor dublu vibripresante

Deoarece coloanele din balast (simplu sau dublu vibropresate) de pe amplasament se execută prin retragerea vibroagregatului AVP 1 și gabaritul acestuia impune numai un anumit sens de parcurgere, numerotarea lor este recomandabil să se facă în ordinea de execuție a lor. (fig. 4.14).

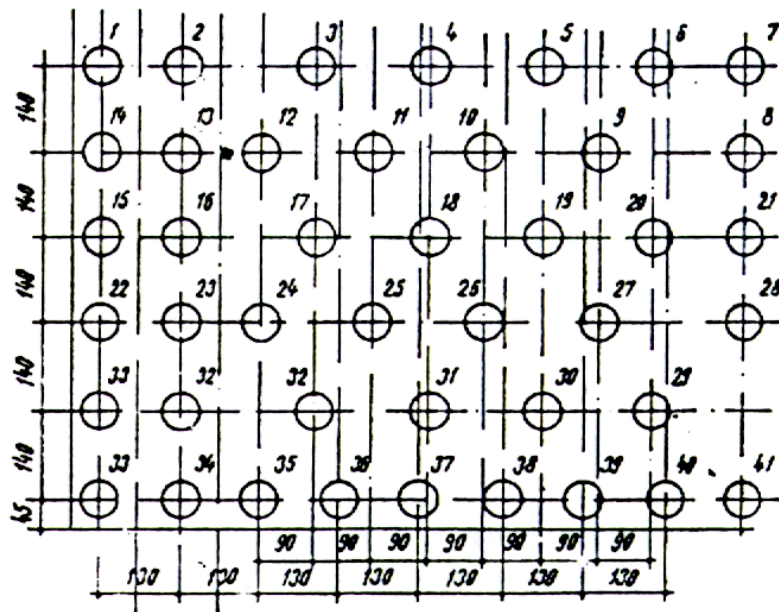


Fig.4.14. Ordinea de execuție a coloanelor din balast

Dependența adâncimii de înfigere și adâncimea de înfigere este prezentată în graficele din fig. 4.15 și 4.16.

Corelațiile dintre adâncimea maximă de înfigere, viteza de înfigere, diametrul elementului înfipt și momentul excentricilor generatorului de vibrații sunt prezentate în graficele din fig. 4.15 și 4.16.

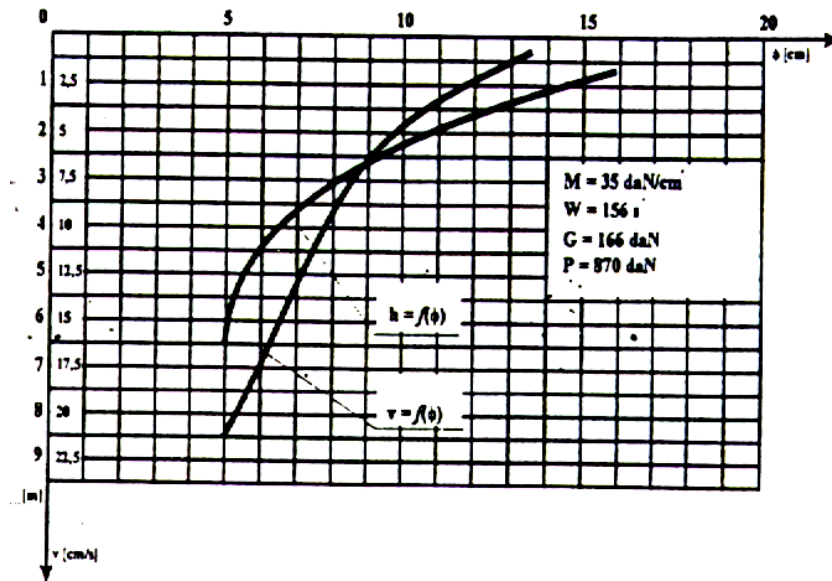


Fig.4.15. Dependența adâncimii maxime și a vitezei de înfigere, de diametru elementului

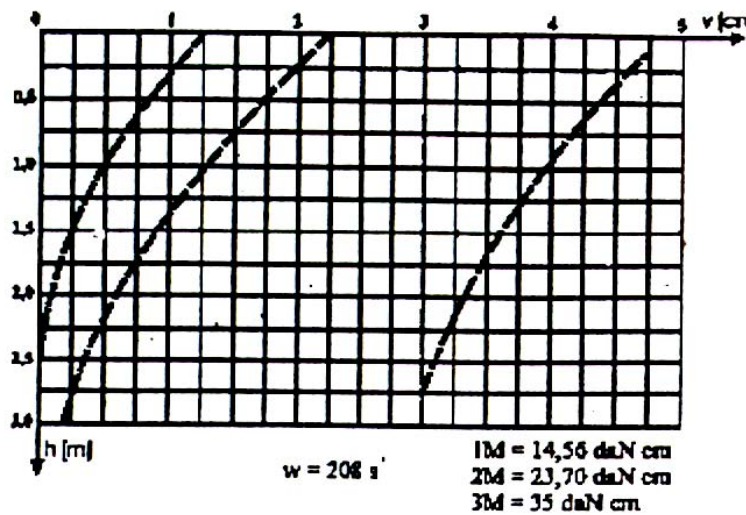


Fig.4.16. Dependența vitezei de înfigere, în funcție de adâncimea de înfigere pentru anumite momente ale excentricilor

4.1.3.2. Ploturi din materiale granulare executate prin batere și vibropresare

Un alt procedeu de compactare în adâncime a terenurilor slabe, bazat tot pe tehnica vibrării și care a început să fie aplicat în practică în ultimul timp, este cel al ploturilor din materiale granulare executate prin vibropresare (fig. 4.17).

Pentru realizarea prin vibropresare a ploturilor, în locul tubului se folosește un vibromai de forma unui trunchi de piramidă sau con, cu ajutorul căruia se vibroștanțează un gol în teren, în care se introduce material granular ce se compactează tot cu ajutorul vibromaiului.

Datorită formei tronconice a vibromaiului, efectul de compactare laterală și în adâncime obținut în timpul introducerii sale în teren prin vibropresare se îmbunătățește simțitor în comparație cu cel caracteristic tehnologiei de execuție a coloanelor.

Pentru realizarea prin vibropresare atât a coloanelor cât și a ploturilor, în România se folosesc cu precădere agregatele de vibropresare AVP-1. În lipsa acestora se pot folosi și agregate improvizate, formate dintr-un excavator, o lumânare de ghidaj și un vibrator.

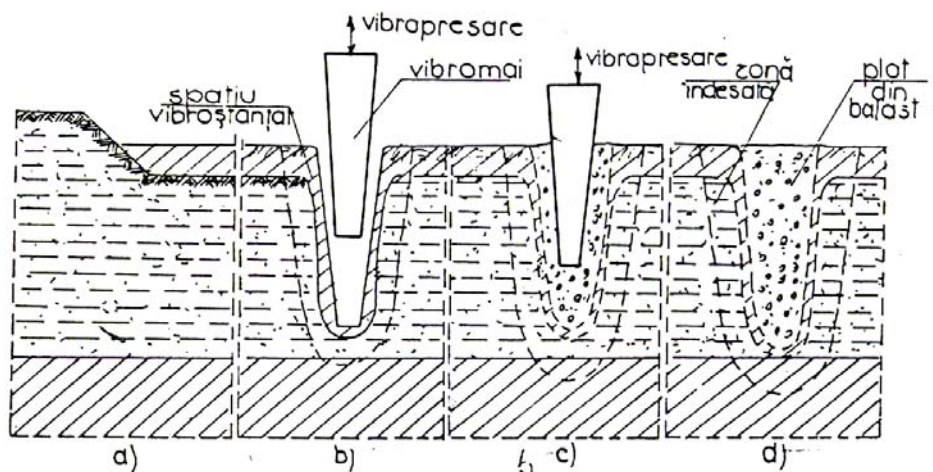


Fig.4.17. Fazele de execuție prin vibropresare a ploturilor din materiale granulare

4.1.3.3. Vibroîndesare de adâncime (vibroînțepare)

Acest procedeu de compactare s-a dovedit a fi eficient în cazul nisipurilor saturate.

Echipamentul de lucru constă dintr-o carcasă metalică alcătuită dintr-o tijă metalică cu lungimea de 6 ... 8 m pe care sunt prinse bare orizontale, având lungimi de 1/6 din lungimea tije și fiind dispuse spațial. La partea superioară tija este prevăzută cu o placă prin care se realizează prinderea rigidă de vibrator (fig. 4.18).

Executarea compactării prin vibroînțepare cuprinde următoarele faze tehnologice:

- introducerea prin vibrație a carcasi metalice în masa nisipului până la adâncimea de compactare necesară;
- menținerea carcasi la adâncimea introdusă și vibrarea ei în continuare timp de circa 2 min.;
- extragerea carcasi metalice cu o viteză de maxim 50 cm/min. și cu vibratorul în funcțiune.

Prin intermediul barelor orizontale ale carcasi, vibrațiile se transmit radial în masa nisipului, producând compactarea uniformă a acestuia pe toată adâncimea de compactare. Ca urmare a compactării în adâncime a nisipului la suprafață se creează o depresiune care se completează și se compactează prin procedee ale compactării de suprafață.

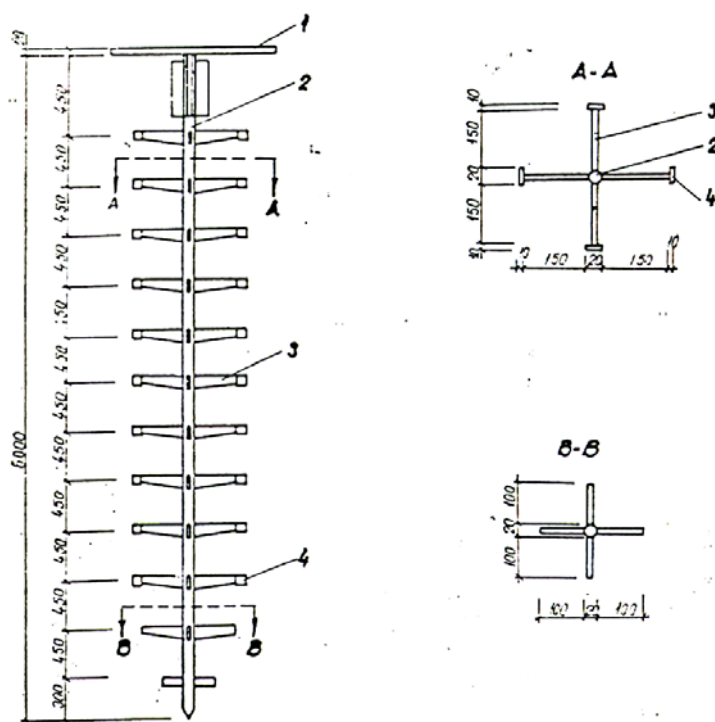


Fig.4.18. Dispozitiv de vibraînțepare: 1 - placă metalică, 2 - tijă metalică cu secțiune circulară, 3 - bare orizontale, 4 - aripișoare

La nisipuri saturate compactate prin vibraînțepare, vibrațiile care produc compactarea nisipului se transmit la distanță de până la 6 ori lungimea barelor orizontale.

4.1.3.4. Coloane din piatră spartă vibrată

Există trei metode principale de execuție a coloanelor din piatră spartă vibrată: metoda uscată de alimentare pe sus, metoda umedă și metoda uscată de alimentare pe jos. Pentru fiecare metodă în parte este descrisă în continuare execuția unei singure coloane. Cele trei metode folosesc un model asemănător de

vibrator de adâncime, constituit dintr-un ansamblu de greutate excentrică, care se rotește rapid într-o carcasă tubulară de oțel. Aranjarea generală a vibratorului de adâncime este prezentată în figura A.1. Vârful vibratorului este conic pentru a ușura penetrarea terenului în timp ce aripioarele verticale implică rotirea vibratorului pe durata penetrării.

Descrierile care urmează sunt date drept caracteristice. În practică pot fi observate mici diferențe în detalii.

a. Metoda uscată de alimentare pe sus

În pământurile granulare, această metodă este de regulă posibilă numai deasupra nivelului apei subterane. Întregul ansamblu este suspendat de mașinaria montată pe un utilaj de bază pe șenile și vibratorul este coborât pe pământ. Penetrarea materialului de umplutură și a materialului slab de sub acesta se realizează prin acțiunea combinată a greutății vibratorului, a vibrației cu frecvență înaltă și a aerului comprimat. Un compresor alimentează vibratorul de adâncime cu aer, care iese prin duzele situate în carcasa principală de oțel chiar deasupra capătului vibratorului. Schema generală este prezentată în figura 4.19.

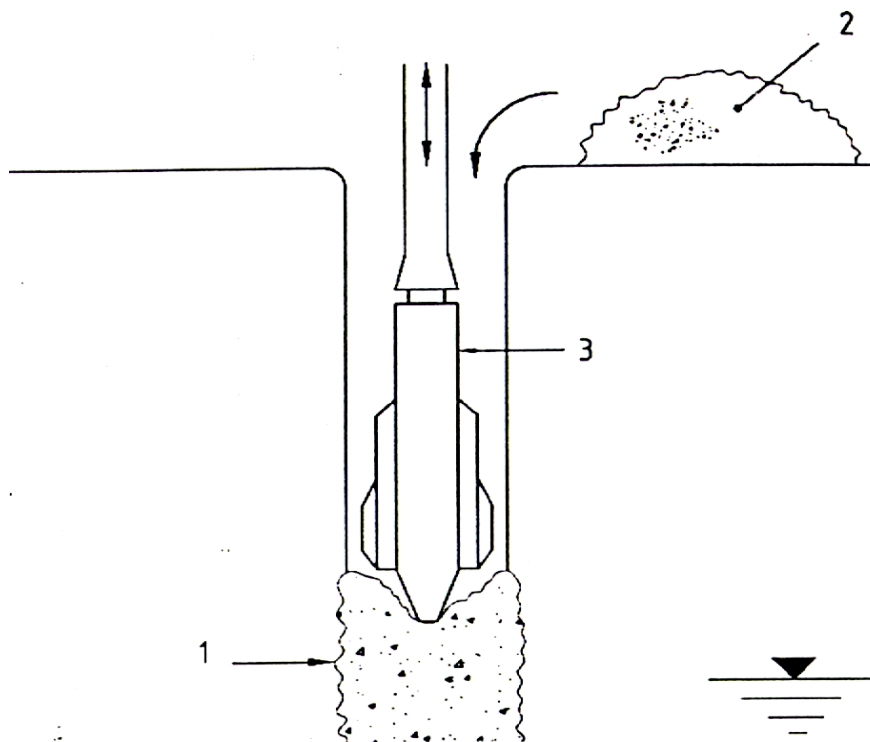


Fig.4.19. Metodă uscată de alimentare pe sus : 1 - coloană de piatră spartă în curs de realizare; 2 - cantitate de material pentru umplutură; 3 - vibrator

După atingerea adâncimii dorite, vibratorul este menținut pentru o perioadă scurtă de timp în pământ și apoi este extras. O încărcătură de material granular curat și inert este introdusă în foraj și apoi vibratorul este coborât din nou pentru a

compacta materialul granular și pentru a-l angrena în pământul înconjurător. Prin adăugarea unor cantități mici de pământ granular și prin compactarea fiecărei cantități până la un nivel ales de consum de energie se obține o coloană de piatră spartă compactă până la suprafața terenului. Granulometria caracteristică a materialului variază între 40 mm și 75 mm.

b. Metoda umedă

Metoda umedă este folosită acolo unde metoda uscată de alimentare de sus nu poate fi folosită datorită instabilității terenului. Vibratorul de adâncime este asemănător cu cel folosit pentru metodele uscate, dar este echipat cu jet de apă. Schema generală este prezentată în figura 4.20.

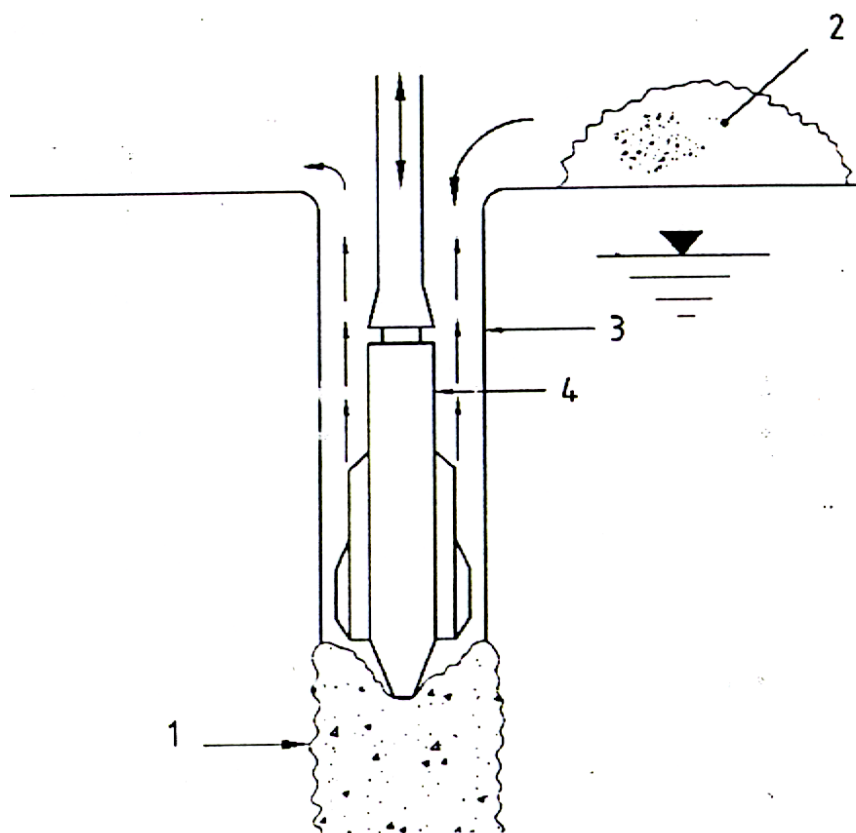


Fig.4.20. Metoda umedă: 1 - Coloană de piatră spartă; 2- cantitate de piatră spartă; 3 - jet de apă, 4 - vibrator

Vibratorul de adâncime este suspendat de o macara adaptată, apoi coborât pe pământ și jeturile de apă sunt deschise. Vibratorul penetrează repede pământul slab sub propria greutate ajutat de jeturile de apă și de vibrații. Vibratorul este retras parțial și din timp în timp total pentru a înlătura pământul slab care se adună în gaură și adiacent acestuia. Urmărind formarea unei găuri deschise vibratorul este menținut în pământ, iar jetul de apă redus în timp ce materialul granular este îngrămadit în jurul părții superioare a găurii vibratorului la nivelul terenului.

Materialul granular trece între vibrator și pământul înconjurător pentru a permite executarea coloanei din piatră în curse și pași de repenetrare scurți. Este importantă menținerea jetului de apă până când vibratorul ajunge la suprafața terenului. Vibratorul compactează umplutura granulară și o încheștează în teren. Ciclul este repetat până când este construită o coloană din piatră compactă până la suprafața terenului. În general, granulometria caracteristică a materialului granular este cuprinsă între 25 mm și 75 mm.

Metoda umedă prezintă probleme legate de alimentarea cu apă, de rigolele de scurgere, lagunele și depunere a apei uzate într-o manieră acceptată de autoritățile competente.

c. Metoda uscată de alimentare pe jos

Pentru că vibratorul rămâne în gaură pe durata execuției coloanei din piatră spartă, metoda poate fi folosită cu succes în condițiile de instabilitate ale forajului și poate fi folosită în locul metodei umede, în cele mai multe cazuri. Vibratorul de adâncime este echipat cu un tub de alimentare de mare capacitate fixat permanent de vibrator pe o parte, formând o combinație completă de vibrator cu aport de material granular.

Tubul de alimentare se îndoaie spre înăuntru vârfului vibratorului pentru a asigura o poziție centrală pentru alimentarea cu material granular.

Schema generală este descrisă în fig. 4.21.

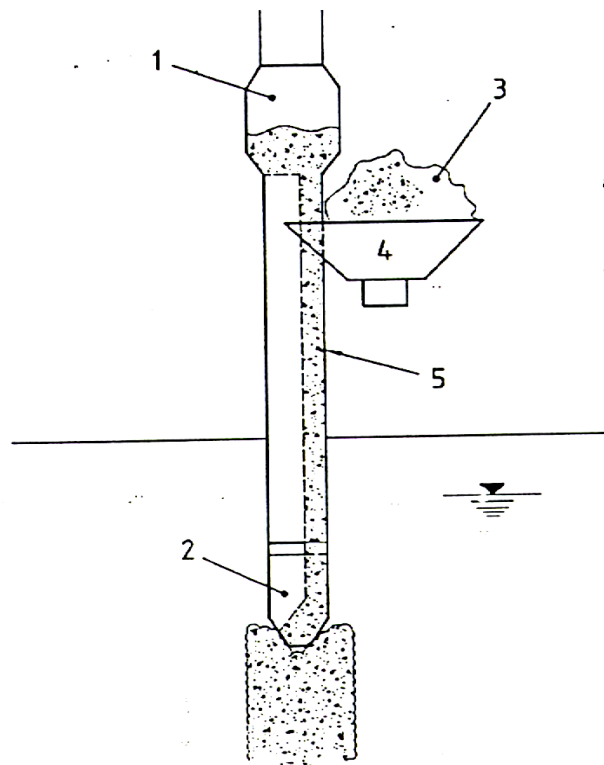


Fig.4.21. Metodă uscată de alimentare pe jos.

1 - cameră de presiune, 2 - vibrator, 3 - rezerva de piatră spartă,
4 - cărucior de alimentare cu piatră, 5 - rub de alimentare cu piatră

Ciclul de operațiuni pentru această metodă uscată completă este după cum urmează. Vibratorul este poziționat pe pământ în punctul unde se execută lucrările de îmbunătățire și întregul sistem este încărcat cu material granular. Cu materialul granular în tubul de alimentare acționând ca un dop la vârful vibratorului, asistat după cum este nevoie de aer comprimat și sub acțiunea combinată a vibrațiilor și a propriei greutate, folosind o forță suplimentară de tragere în jos dacă este necesar, vibratorul de adâncime penetrează terenul până la adâncimea dorită. Apoi este formată coloana din piatră spartă și compactată prin ridicarea vibratorului, care se menține ridicat o perioadă de timp mică, pentru a permite circulația materialului granular și apoi prin forțarea vibratorului în jos pe încărcătura de material granular se realizează compactarea și înclăștarea foarte bine a acestuia în pământul înconjurător.

Această procedură se repetă încărcând sistemul cu material granular după cum este nevoie până când se formează o coloană din piatră compactă până la suprafața terenului. Granulometria caracteristică a materialului granular este cuprinsă între 8 mm și 50 mm.

4.1.4. Vibroflotarea

Procedeul de consolidare în adâncime prin vibroflotare se bazează pe acțiunea combinată a vibrațiilor și a jetului de apă sub presiune. Pentru aceasta se folosește vibroflotorul care constă dintr-un tub cilindric cu diametru de aproape 0,5 m, în interiorul căruia se găsește un motor electric sau hidraulic care pune în mișcare un număr de discuri excentric plasate la capătul inferior, producând astfel vibrații cu frecvență de 50...60 Hz.

Modul de realizare a compactării prin vibroflotare și eficiența acesteia depind mult de natura terenului.

În pământuri necoezive vibroflotorul pătrunde în masa acestora prin vibrație și prin jetul de apă sub presiune care iese pe la baza sa (fig. 4.22 - 1 și 2). Pe timpul introducerii, jetul de apă menține peretele găurii, antrenează și ridică spre suprafață particulele fine, determinând pe cele mari să se reazeze într-o stare mai îndesată. La extragerea vibroflotorului din teren (fig. 4.22 a, 3) jetul de apă este trimis pe la partea superioară a acestuia. Pe timpul extragerii, după fiecare 30 cm, ridicarea este oprită 1...2 minute, timp în care vibrațiile orizontale ale vibroflotorului produc o bună compactare a terenului nisipos. Ca urmare a compactării din adâncime, la suprafața terenului se formează un crater care pe timpul extragerii se umple continuu cu material granular. Acesta pătrunde în adâncime datorită vibrațiilor și apei, rezultând în final pe întreaga adâncime de introducere a vibroflotorului, o zonă bine compactată, care este alcătuită din terenul nisipos natural și materialul granular de aport (de fapt un fel de coloană cu diametru mai mare).

În cazul pământurilor coezive, după introducerea prin vibrație până la cota dorită (fig. 4.5 b-1) vibroflotorul este extras iar gaura se umple pe circa 1,0 m cu material granular. Se reintroduce vibroflotorul în materialul granular din gaură, determinând refularea lui în masa terenului argilos din jur, concomitent adăugând noi cantități de material, până când coloana formată în jurul găurii nu mai primește material. Operațiile se repetă în continuare pentru fiecare tronson de 1,0 m, până când coloana din material granular ajunge la suprafață.

Este o metodă relativ bună, care a fost utilizată cu foarte bune rezultate la consolidarea fundațiilor instalațiilor de la Combinatul Petrochimic de la Năvodari,

unde s-au realizat câteva zeci de mii de coloane cu nisipul local existent pe plaja Mării Negre de la Năvodari – Constanța, într-un teren din categoria pământurilor necoezive.

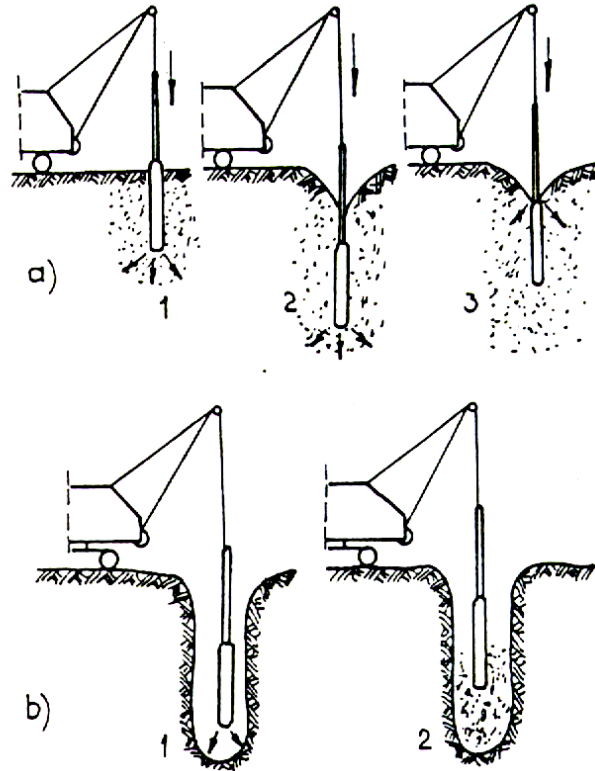


Fig. 4.22 Compactarea prin vibroflotare.
a) în pământ necoeziv, b) în pământ coeziv

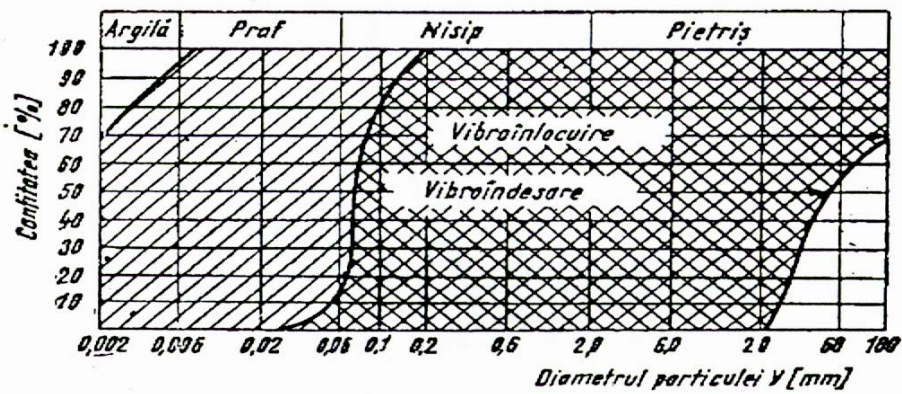


Fig.4.23. Compoziția granulometrică a pământurilor necoezive vibroîndesabile, respectiv vibroînlocuibile

Important este faptul că se realizează cu această instalație, atât o compactare, o îndesare în adâncime, cât și lateral coloanei de nisip pe o rază de 2 – 2,5 m.

Amplasarea punctelor de vibroflotare s-a efectuat într-o rețea triunghiulară (fig. 4.24).

Eficiența aplicării metodei de vibroflotare pe amplasamentul combinatului Petrochimic de la Năvodari pe domenii granulometrice este prezentată în fig. 4.24.

Metoda se utilizează numai în terenuri necoezive (nisipoase) cu o granulație între 0,06 și 150 mm.

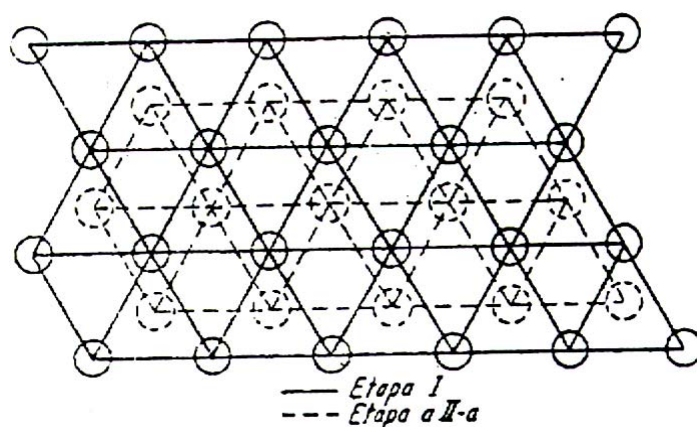


Fig.4.24. Amplasarea punctelor de vibroflotare în rețea triunghiulară

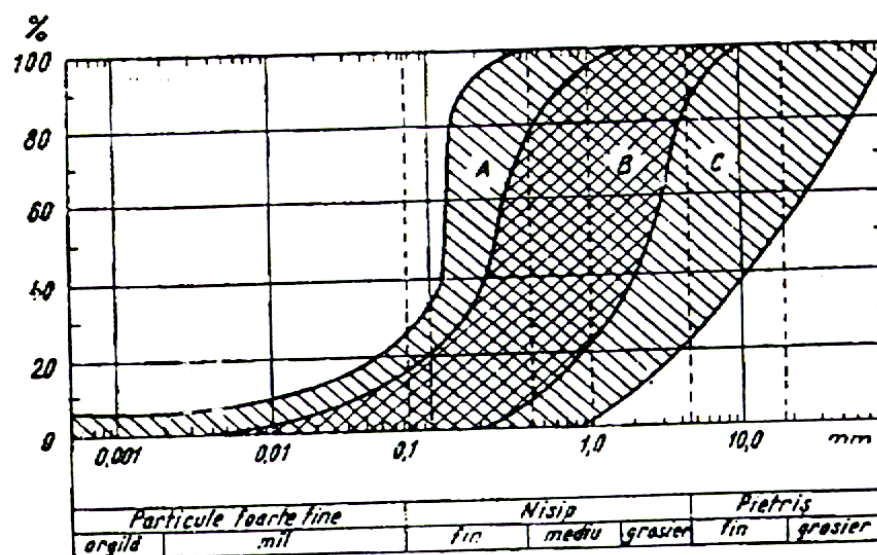


Fig.25. Eficientizarea vibroflotării funcție de granulozitatea terenului: A și C zone care nu se pot compacta corespunzător; B - zonă care se poate compacta cel mai bine

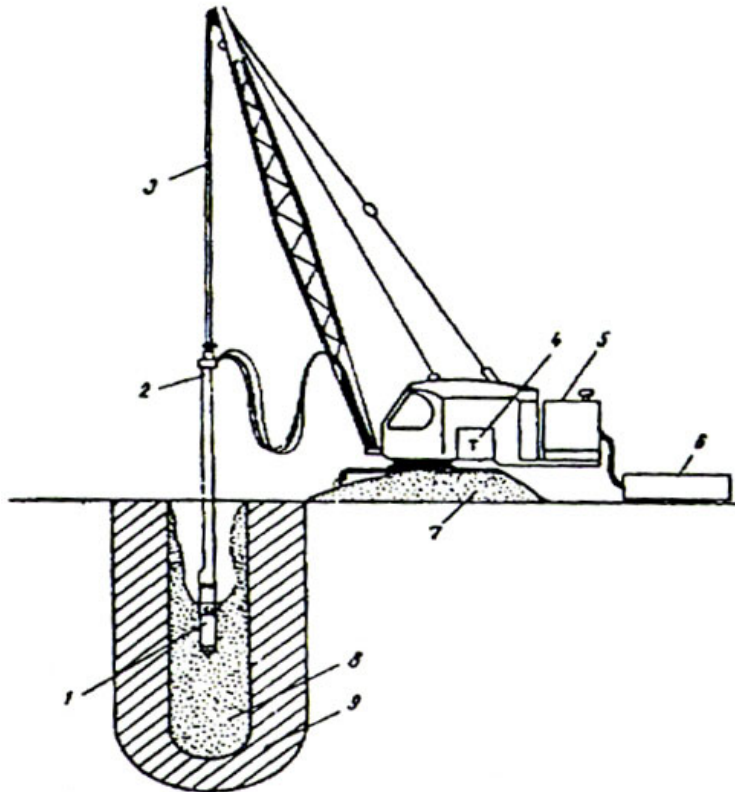


Fig.4.26. Ansamblu vibrator-coloane prelungire și excavator cu echipament de macara pentru susținere: 1 - vibroflotor; 2 - țeava de montaj; 3 - cablu de manevră a vibroflotorului; 4 - tablou de comandă; 5 - alimentarea cu energie; 6 - pompă de apă; 7 - material granular; 8 - cilindru de material compact adăugat la suprafață pentru compensarea pierderilor de volum prevăzute de mărirea densității solului compactat; 9 - material compactat prin introducerea vibroflotorului

4.2. Lucrări de vibroforare

O influență deosebită asupra productivității lucrărilor de vibroforare o are un complex întreg de factori cum sunt: amplitudinea și frecvența oscilațiilor, forțele de frecare și aderență între pereții echipamentelor utilizate la înfigerea pe verticală sau orizontală.

4.2.1. Vibroforaje verticale

Vibroforajele verticale se execută de regulă cu scopul de a preleva probe pe amplasamentele unor noi construcții.

Realizarea forajelor prin metoda vibrării constă în introducerea unei carotiere în teren, sub acțiunea forței perturbatoare oscilatorii sau a vibropercuțiilor precum și a greutății proprii a ansamblului carotieră – tije – vibrogenerator.

Astfel pentru realizarea vibroforajelor pe verticală cu recoltări de probe se folosesc carotiere special executate și tije de forare.

Dacă forarea se face în pământuri necoezive instalația de foraj se va completa cu țevi de tubaj, pentru tubarea pereților forajului.

Posibilitatea prelevării unor probe de pământ cu o structură pe cât posibil netulburată depinde în mod substanțial de construcția carotierelor.

O carotieră de forare, respectiv pentru prelevarea probelor prin vibrație constă dintr-o țevă cu lungime între 1 și 3 m și diametru între 90 și 220 mm.

Mișcarea relativă poate avea loc atunci când forțele de frecare și de aderență dintre pământul din carotieră și suprafața interioară a carotierei depășesc rezistențele care apar pe secțiunea transversală în timpul înfigerii. În funcție de raportul acestor forțe efectul de pilot poate să apară într-un grad mai mare sau mai mic.

Valoarea forțelor de frecare și de aderență dintre pământ și carotieră depinde de mulți factori. Unul dintre aceștia este sarcina geologică. Sub influența sarcinii geologice stratul de pământ este comprimat, cu deformația laterală împiedicată. După tăierea carotei de către cuțitul carotierei, aceasta are tendința de refulare laterală. Cum refularea este împiedicată de carotieră, pe pereții acesteia se va exercita o presiune, datorită căreia la deplasarea carotierei în teren apar forțe de frecare. Rezultă imediat că forțele de frecare cresc cu adâncimea. În plus, ele mai depind de comprimarea probei în sens transversal din cauza grosimii pereților carotierei. Se arată simplu că această comprimare depinde de raportul dintre suprafața secțiunii transversale mărginită de perimetrul interior al cuțitului carotierei și cea mărginită de perimetrul său exterior. Cu cât acest raport va fi mai mare cu atât comprimarea probei va fi mai mică și forțele de frecare mai mici. Realizarea unui raport mare se face folosind carotiera cu pereți subțiri. Desigur limita inferioară a grosimii pereților carotierei este determinată de asigurarea rezistenței de deformarea carotierei (fig. 4.26).

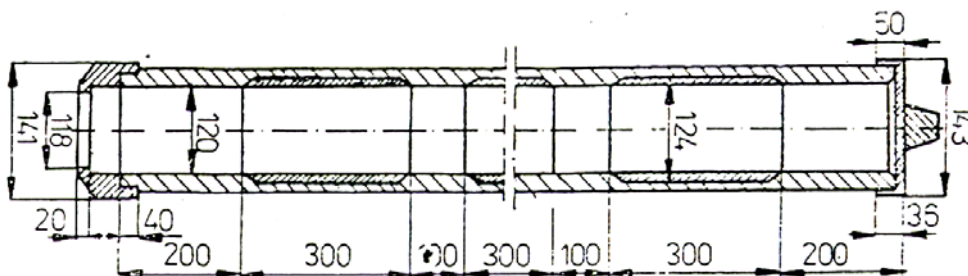


Fig.2.26. Carotieră cu șunțuri interioare, utilizate pentru recoltarea probelor netulburate

Micșorarea diametrului interior a carotierei, respectiv mărirea diametrului exterior al cuțitului față de diametrele corespunzătoare ale carotierei, sunt necesare pentru micșorarea forțelor de frecare dintre pereții carotierei și terenul forat, forțele de frecare constituie factorul de bază în înaintarea carotierei în teren și a pământului în carotieră.

Pe lângă efectul de reducere a forțelor de frecare pe care îl au ieșindurile pe diametrul interior al inelului de lucru ele contribuie și la susținerea pământului în carotieră la extragere.

Pentru prelevarea probelor cu structură netulburată din terenuri de natura celor amintite, s-a folosit și carotiera cu ștuțuri redată în fig. 4.27.

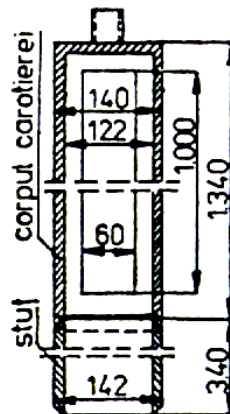


Fig.4.7. Carotieră cu fante și ștuț frontal demontabil utilizată pentru recoltarea probelor tulburate și netulburate

Pentru executarea forajelor și prelevarea probelor tulburate în nisipuri și balast sau pietriș se folosește carotiera din fig. 4.28 prevăzută cu clapete la partea inferioară.

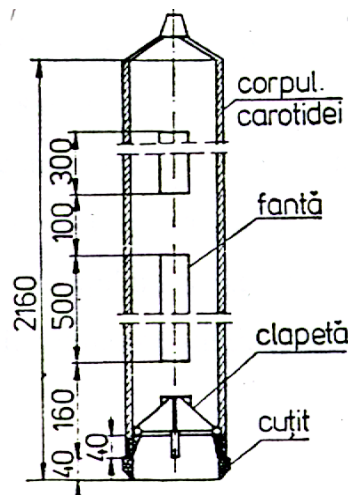


Fig. 4.28 Carotieră cu clapetele utilizate pentru recoltarea terenurilor necoezive

4.2.2. Vibroforaje orizontale

Forajele orizontale executate cu instalații cu acțiune vibrantă sunt specifice lucrărilor de subtraversare a căilor de comunicație.

Ca exemplificare se poate menționa subtraversarea cu două conducte de termoficare a unui terasament de cale ferată pentru care în fig. 4.29 este prezentată soluția clasică de subtraversare, cu săpătură și pod provizoriu, iar în fig. 4.30 schema de principiu a subtraversării prin vibroforare orizontală.

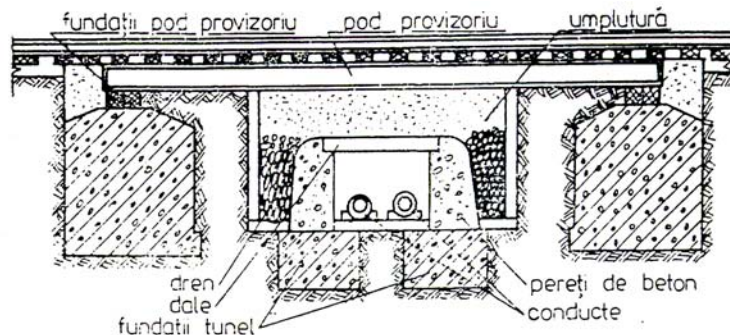


Fig. 4.29 Schema subtransversării în soluție clasică (cu săpătura)

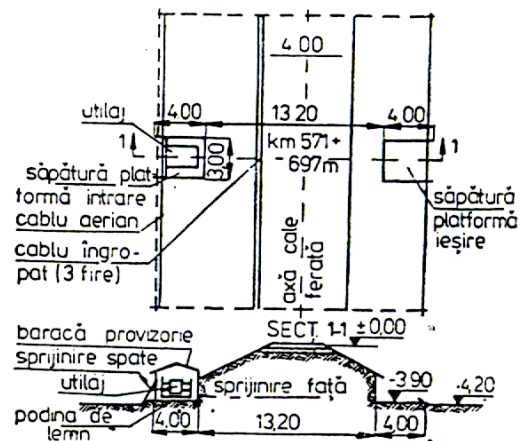


Fig. 4.30 Schema de principiu a subtraversării prin vibroforare

Soluția adoptată, de subtraversare prin vibroforare orizontală a constat în următoarele:

- pe ambele părți ale liniei de cale ferată s-au executat gropi în care s-au realizat platforme de lucru;
- pe una din platforme s-a instalat utilajul de vibrare, iar cealaltă platformă a servit pentru pozarea conductelor;
- s-a preconizat ca poziția axelor conductelor față de verticală să fie cuprinse între 3,10-3,20 m față de nivelul inferior al șinei căii;
- pentru a permite să se lucreze în condiții meteorologice diferite, deasupra utilajului s-a executat un acoperiș provizoriu;
- lungimea de subtraversare s-a stabilit la 13,20 m.

În vederea realizării subtraversării au fost necesare următoarele lucrări (fig.4.30):

- trasarea axelor longitudinale ale conductelor și fixarea cotelor de intrare și ieșire;
- nivelul terenului;
- executarea podinei din lemn pentru platforma de lucru la intrare, fixarea instalației de subtraversare și executarea de sprijiniri.

Fazele de lucru pentru o curbă de vibroforare sunt:

Faza I a constat din fixarea la utilaj a echipamentului de lucru;

Faza II. Utilajul dispunând de două motoare electrice – unul pentru angrenarea grupului hidraulic și celălalt pentru acționarea generatorului de vibrații s-a cuplat la tabloul de comandă. Ca urmare a acestei acționări echipamentul de lucru sub efectul vibrațiilor a început să se înfigă în teren. În acest timp carotiera care se găsea montată la capătul primei tije, s-a umplut cu pământ. Înaintarea a continuat până s-a epuizat o lungime de tije ceea ce echivalează cu umplerea completă a carotierei cu pământ.

Faza III. Când se ajunge în poziția finală de pătrundere în teren a echipamentului (o lungime de tijă) se opresc motoarele electrice.

Faza IV. După ce se elimină pământul din carotieră se cuplează motorul și se introduce din nou echipamentul de lucru în teren.

Pentru realizarea vibroforării s-a folosit instalația de vibroforare pe orizontală (IFO 2) (fig. 4.31).

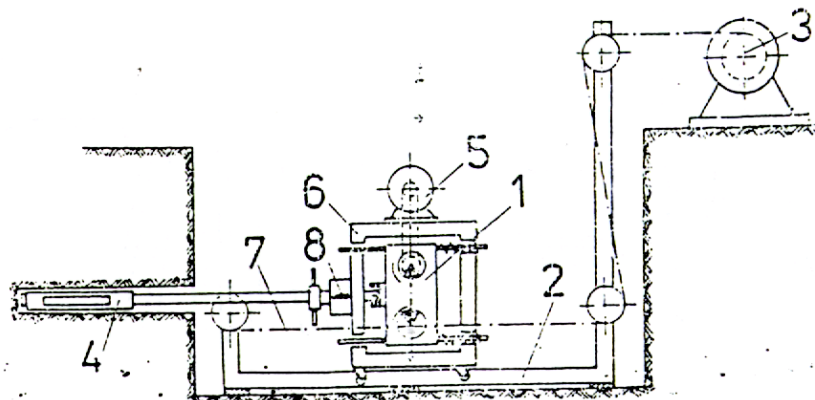


Fig.4.31. Schema instalației IFO - 2 în poziție de lucru: 1 - generator vibrații, 2- cadru, 3 - trolie, 4 - carotieră, 5 - motor electric, 6 - cadru generator vibrații, 7 - cablu de presare, 8 - cap de prindere

4.3. Lucrări de execuție a fundațiilor pe piloți și coloane

4.3.1. Considerații privind folosirea soluției de fundare pe piloți sau coloane

În cazul în care terenul bun de fundare se găsește la adâncime mare, fundarea de suprafață devine neeconomică, iar uneori necorespunzătoare chiar și din punct de vedere tehnic. În astfel de situații se recomandă fundarea indirectă. Unul dintre sistemele folosite frecvent în astfel de situații îl reprezintă fundarea pe piloți.

Elementele principale ale unei fundații pe piloți sunt:

- piloții;
- radierul de rigidizare.

Piloții sunt elemente structurale de fundare în adâncime caracterizate printr-un raport mare, de obicei peste 15 între lungimea pilotului și latura sau diametrul secțiunii transversale.

Radierul se prezintă sub forma unui bloc masiv de placă sau grindă de b.a, având rolul de a solidariza capetele piloților și totodată de a transmite acestora încărcările construcției.

După poziția radierului față de nivelul terenului se disting:

- fundații cu radier jos la care radierul se găsește total sau parțial îngropat în teren (fig. 4.32);

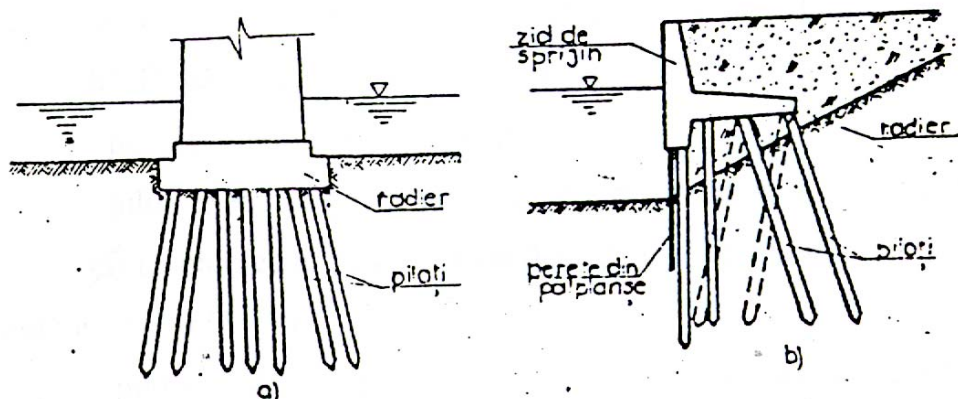


Fig.4.32. Fundații pe piloți; a - radier jos, b - radier înalt

- fundații cu radier înalt la care talpa radierului se găsește deasupra nivelului terenului (fig. 4.33).

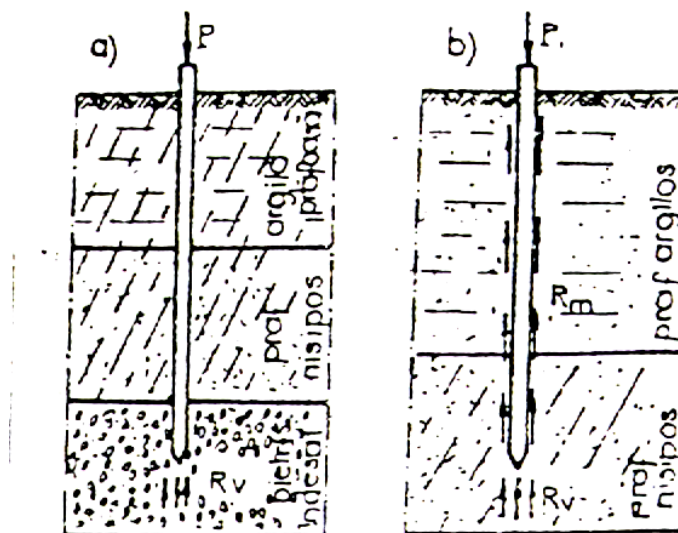


Fig.4.33. Tipuri de piloți: a - purtători pe vârf, b - flotantți; vârful pilotului

După modul de transmitere a încărcărilor axiale de la piloți la teren se deosebesc:

- piloți purtători pe vârf atunci când stratul în care se încastrează vârful pilonului este practic incompresibil (pietriș, nisip îndesat, etc.). Capacitatea portantă a pilotului se datorează rezistenței stratului în care a pătruns;
- piloți flotanți, care străbat straturi compresibile, iar capacitatea portantă se datorează forțelor de frecare pe suprafața laterală a pilotului.

După modul de execuție se deosebesc:

- piloți prefabricați introduși prin batere;
- piloți executați pe loc prin turnarea betonului în găuri de foraj.

După efectul pe care procedeul de execuție îl are asupra terenului din jur:

- piloți de îndesare realizați prin înfigere sau realizarea găurii, fără evacuarea pământului dislocat;
- piloți de dislocare pentru care se evacuează un volum de pământ egal cu volumul pilotului.

4.3.2. Piloți prefabricați

Piloții prefabricați se confecționează în atelier sau pe șantier și pot fi:

- din lemn;
- din metal;
- din beton armat.

Piloții din lemn se folosesc în general la lucrările provizorii.

În țări mai dezvoltate piloții din lemn se utilizează în lucrări cu caracter definitiv. În țara noastră s-au folosit și la fondarea monumentelor din patrimoniu.

Sub nivelul apei subterane piloții din lemn au durată nelimitată. La variații de umiditate se recomandă impregnarea piloților cu substanțe protectoare.

Piloții metalici sunt mai puțin folosiți din cauza consumului mare de oțel.

Au rezistență sporită la manipulare și batere, posibilitate de prelungire sau scurtare, comportarea bună la solicitări orizontale și smulgere.

Secțiunea transversală este de cele mai multe ori circulară de forma unor profile H sau diverse profile metalice (piloți casetați).

Piloții din beton armat au următoarele avantaje:

- rezistență sporită în medii umede sau agresive;
- se execută de formă, lungime și secțiune diferită;
- capacitate portantă mare.

Dezavantajele piloților prefabricați din beton armat constau în:

- consum mare de oțel;
- greutate mare și manevrare greoaie.

Lungimea piloților este cuprinsă între 6 – 25 m iar latura de 20-45 cm.

Armarea longitudinală se face cu 4-8 bare cu diametrul minim de 12 mm iar armătura transversală cu fretă sau etrier.

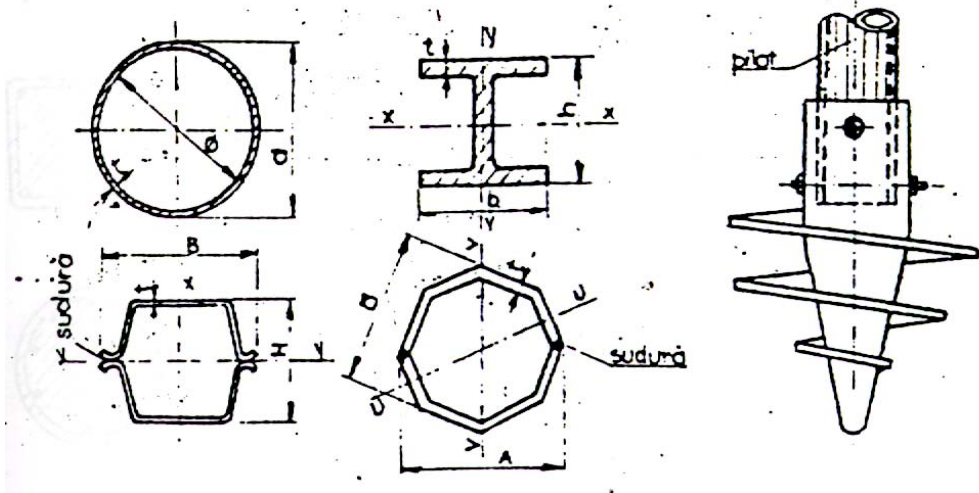


Fig.4.34. Piloți metalici, secțiuni orizontale

Capul pilotului se armeză suplimentar cu bare de 6 mm, cu scopul preluării eforturilor sporite apărute în timpul baterii.

Vârful pilotului se protejează prin montarea unui dorn metalic, de care se sudează barele longitudinale, sau prin montarea unui sabot din fontă.

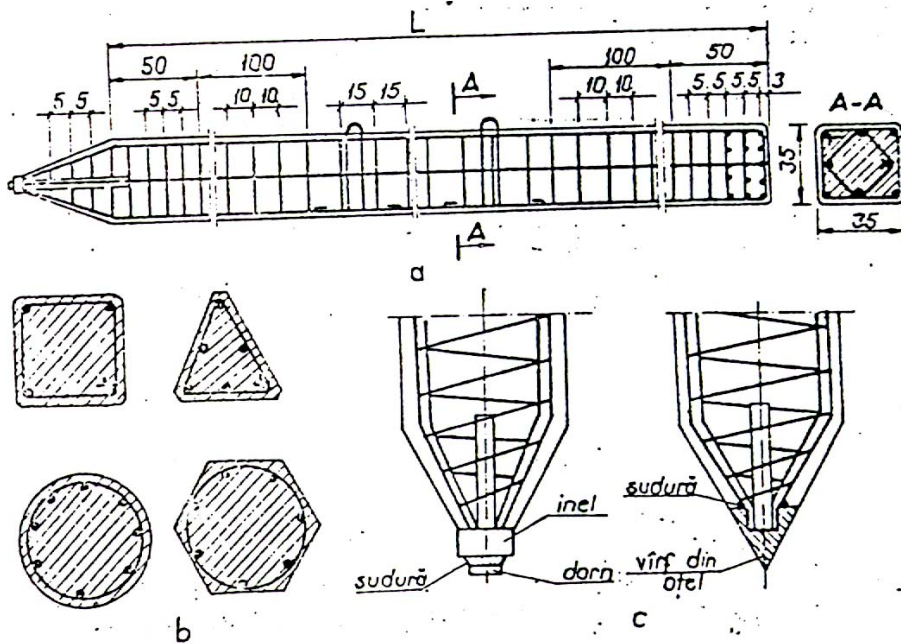


Fig.4.35. Pilot de beton armat; a- armarea pilotului, b - secțiuni transversale, c- detalii de vîrf. Capul pilotului se armeză cu trei plase

Pentru a putea fi manipulat în pilot se montează cârlige de manevră la distanțe stabilite prin calcul, ținând cont de greutatea proprie, astfel ca momentele încovoietoare pe reazeme (cârlige) să fie egale cu cel de câmp.

4.3.3. Metode și tehnologii de înfigere a piloților prefabricați

Procedeele de bază pentru înfigerea în pământ a piloților prefabricați sunt: baterea, vibrarea, vibropresarea, înșurubarea.

4.3.3.1. Înfigerea prin batere

Baterea piloților se realizează prin loviturile succesive aplicate de o piesă grea denumită berbec.

Cel mai simplu berbec este un mai din lemn de stejar, cu mânere, cântărind 30...60 kg și manevrat de 2...4 oameni. Acesta se poate utiliza la înfigerea piloților scurți de lemn (fig. 4.36).

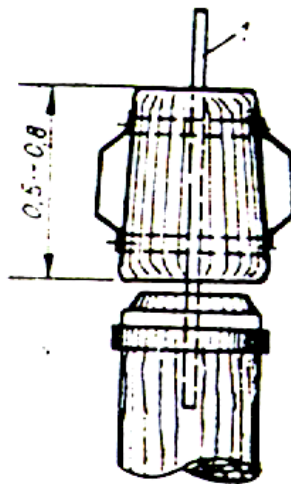


Fig.4.36. Berbec manual; 1 - dorn de ghidaj

Pentru celelalte categorii de piloți, înfigerea necesită berbeci la care ridicarea și ghidarea se fac cu ajutorul unor instalații speciale, denumite sonete.

Sonete pentru înfigerea piloților. După felul berbecilor sonetele se împart în: sonete cu cădere liberă, sonete mecanice.

Sonetele cu cădere liberă folosesc berbeci cu cădere liberă. Aceștia sunt greutăți de fontă cântărind 5...30 kN care trebuie ridicate la o anumită înălțime deasupra capului pilotului, de unde sunt lăsate să cadă liber.

Cele mai simple sunt sonetele din lemn, alcătuite din două grinzi verticale ecarisate, denumite lumânări, susținute de un sistem de contrafișe în două planuri (fig. 4.37). Între lumânări (care servesc la ghidarea berbecului și a pilotului) este fixat la partea superioară un scripete pentru cablul de manevrare a berbecului, acționat de un troliu.

Sonetele metalice au o alcătuire asemănătoare, grinzile de lemn fiind înlocuite prin profile metalice sau țevi.

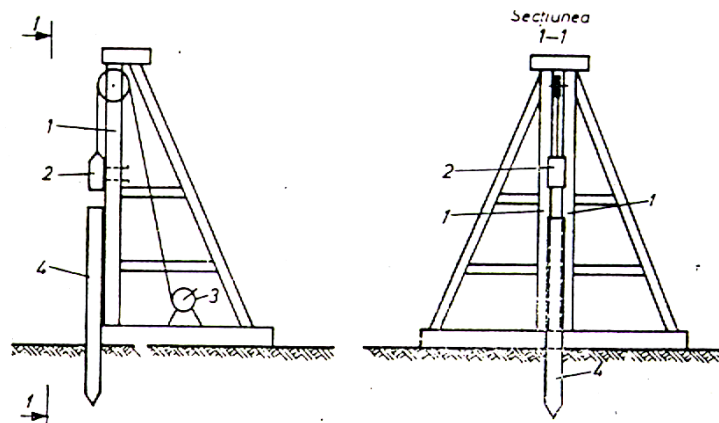


Fig.4.37. Sonetă cu cădere liberă cu schelet din grinzi de lemn:
1 - lumânare, 2- berbec, 3 - troliu, 4 - pilot

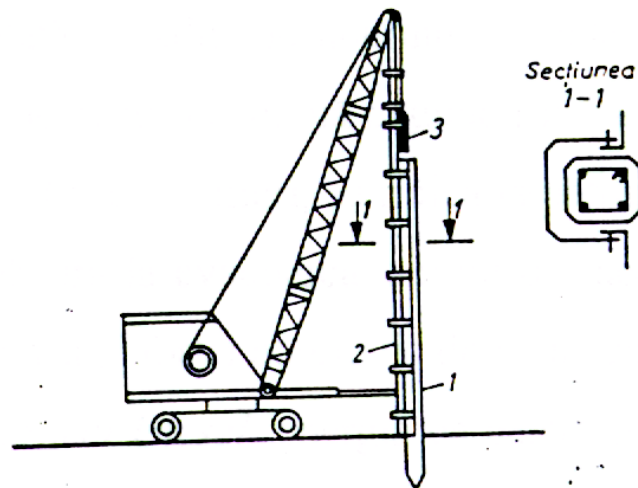


Fig.4.38. Excavator adaptat cu sonetă cu cădere liberă: 1 - pilot, 2- ghidaj, 3 -berbec

Un mod din ce în ce mai răspândit de improvizare a unei sonete cu cădere liberă îl constituie echiparea ca sonetă a unor utilaje cum sunt excavatoarele, draglinele, macaralele (fig. 4.39). cu acestea se pot înfige piloți până la 16 m lungime și 35 x 35 cm secțiune.

Cu ajutorul sonetelor cu cădere liberă se pot da până la 10...20 lovituri pe minut.

Sonetele cu aburi sunt echipate cu berbeci cu aburi. Sonetele servesc numai la susținerea și ghidarea berbecului, acesta fiind ridicat cu ajutorul forței aburilor. Berbecii cu aburi sunt de două feluri: cu simplă acțiune și cu dublă acțiune.

Principiul de funcționare a berbecului cu simplă acțiune este următorul (fig. 4.39). Aburul sau aerul comprimat pătrunde printr-o conductă într-un piston și apoi

în spațiul dintre piston și cilindru, determinând ridicarea acestuia la înălțimea H . Prin ridicare, acest spațiu ajunge să comunice cu orificiile prin care este evacuat aburul (aerul comprimat); astfel se evită ca baza cilindrului să lovească pistonul și totodată este provocată căderea prin greutate proprie a cilindrului. De obicei, admisia și evacuarea aburului sunt comandate manual. În acest caz, se pot da 20...30 lovituri pe minut.

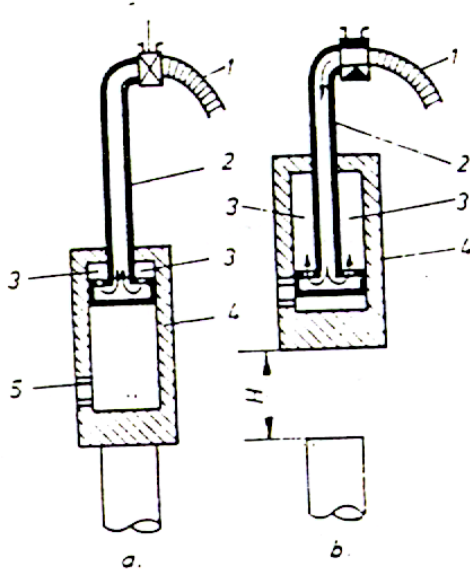


Fig.4.39. Berbec cu aburi cu simplă acțiune: a - la evacuarea aburului, b - la admisia aburului. 1 - conductă, 2 - piston, 3 - camera cilindrului, 4 - cilindru, 5 - orificii de evacuare a aburului

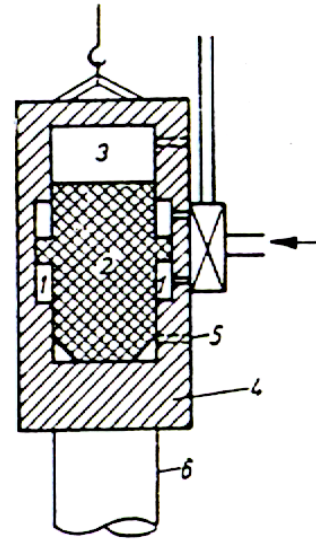


Fig.4.40. Berbec cu aburi cu dublă acțiune: 1 - camera inferioară a cilindrului, 2 - piston, 3 - camera superioară a cilindrului, 4 - cilindru, 5 - orificii de evacuare, 6 - pilot

La un berbec cu dublă acțiune (fig. 4.40) aburul (sau aerul comprimat) pătrunde în spațiul dintre piston și cilindru, determinând ridicarea pistonului. Apoi, în timp ce aburul este admis în spațiul superior, aburul dintre spațiul inferior este eliminat. Pistonul cade atât sub forța aburului cât și sub efectul greutății proprii (de unde și denumirea de dublă acțiune), lovind asupra cilindrului fixat pe pilot. Frecvența loviturilor la berbecul cu dublă acțiune este de 90...300 lovituri/minut, operațiunile fiind automatizate.

În concluzie, la berbecul cu simplă acțiune, pistonul stă pe loc, iar cilindrul este ridicat odată cu admisia aburului și cade liber la evacuarea aburului, în timp ce la berbecul cu dublă acțiune rolul celor două piese se inversează: pistonul, prevăzut cu umeri, se ridică la pătrunderea aburului în camera inferioară și coboară la evacuarea aerului din această cameră, atât datorită greutății proprii, cât și forței aburului admis în camera superioară.

La sonetele cu berbeci Diesel, energia de batere se dezvoltă chiar în berbec prin consumarea unui combustibil greu. Berbecii Diesel prezintă avantajul că elimină instalația de producere a aburului, conductele, etc., în schimb cer personal specializat de tehnicitate mai ridicată. La noi se produc berbeci Diesel capabili să înfigă piloți de lemn sau beton armat cu masa sub 2 t.

În anexa III sunt date caracteristicile unor sonete cu berbeci Diesel aflate în dotarea întreprinderilor din țara noastră.

Executarea înfigerii prin batere. În vederea înfigerii capul pilotului se protejează printr-un capișon (fig. 4.41) alcătuit dintr-o carcasă metalică în formă de H, care se reazemă pe capul pilotului prin intermediul unui strat amortizor alcătuit dintr-o piesă de lemn de esență moale, dispusă cu fibrele orizontale sau un strat de rumeguș și care primește loviturile berbecului prin intermediul unei piese de lemn de esență tare cu fibrele dispuse vertical. În fig. 4.41 se arată o soluție mai modernă.

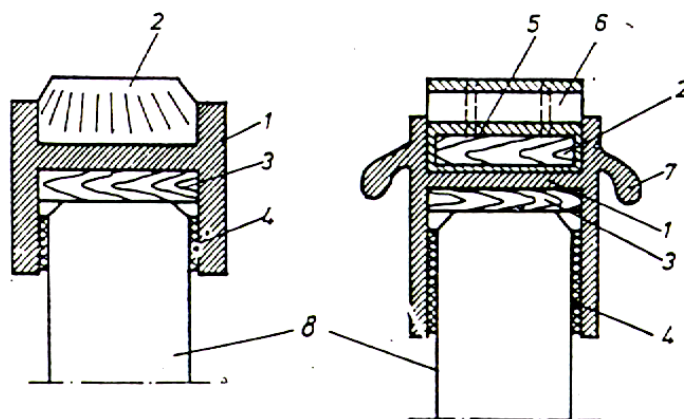


Fig.4.41. Detalii de capișon: 1 - cască metalică, 2 - lemn de esență tare, 3 - lemn de esență moale, 4 - pâslă, 5 - plăci metalice, 6 - șaibă din material plastic, 7 - urechi, 8 - pilot

Principalele faze ale înfigerii unui pilot cu sonetă de tipo Delmag echipată cu un berbec Diesel sunt:

- ridicarea pilotului de la sol pentru a fi adus în poziția verticală pe punctul de înfigere, cu ajutorul unui cablu acționat de troliul sonetei (fig. 4.42.a);
- pilotul adus în poziție verticală deasupra țărșului care marchează locul de înfigere este rotit cu ajutorul unei furci cu două brațe și așezat cu o față paralelă cu glisierile lumânării, apoi este lăsat să coboare cu vârful pe punct și să pătrundă prin greutate proprie în pământ, capișonul și berbecul sunt coborâte pe capul pilotului (fig. 4.42 b).
- înfigerea propriu-zisă cu ajutorul unui piston acționat de un motor Diesel care exercită 40...60 lovituri/minut (fig. 4.42 c).

Determinarea condițiilor de batere. Se consideră greutatea berbecului Q și înălțimea de cădere H . Lucrul mecanic $Q \cdot H$ produs prin căderea berbecului se consumă pe trei căi:

- lucrul mecanic consumat pentru înfigerea pilotului în pământ egal cu P_e , unde P este rezistența pe care pământul o opune la pătrunderea pilotului iar e – adâncimea de înfigere a pilotului sub efectul loviturii;
- lucrul mecanic produs prin deformațiile elastice ale berbecului și pilotului egal cu Qh unde h reprezintă revenirea elastică (reculul) berbecului după contactul cu capul pilotului;
- lucrul mecanic consumat prin strivirea capului pilotului, prin zgomot, căldură etc. Egal cu αQH :

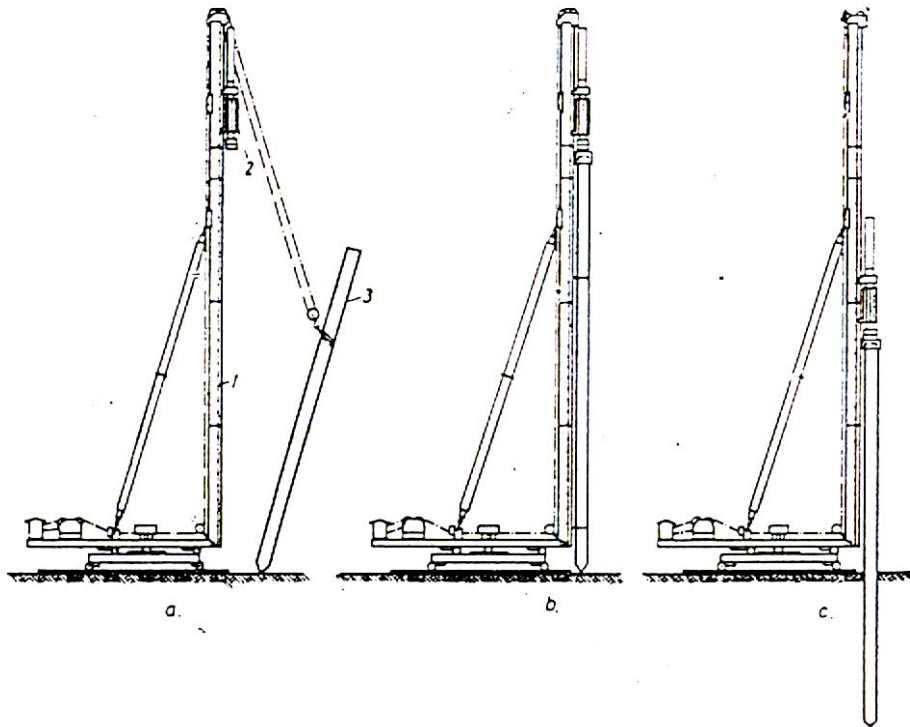


Fig. 4.42. Înfigerea unui pilot prefabricat cu o sonetă Delmag.
1. - soneta mecanică, 2. - berbec Diesel, 3. - pilot

Ecuția de echilibru energetic poate fi scrisă sub forma:

$$QH = Pe + Qh + aQH \quad (4.2)$$

Asimilând ciocnirea dintre berbec și pilot ca o ciocnire între două corpuri imperfect elastice, libere, coeficientul α are expresia:

$$a = \frac{1 - c^2}{1 + \frac{Q}{q}} \quad (4.3)$$

unde c reprezintă coeficientul de elasticitate la ciocnire, $0 < c < 1$, iar q este greutatea pilotului, inclusiv piesele care se pun pe capul lui.

Baterea este cu atât mai eficientă cu cât valoarea coeficientului α este mai mică. Aceasta înseamnă un raport Q/q mare.

Pe de altă parte, energia cinetică a berbecului la sfârșitul unei curse este:

$$QH = \frac{Qv^2}{2g} \quad (4.4)$$

fiind proporțională cu pătratul vitezei de cădere. Pentru micșorarea termenului αQH trebuie ca viteza de cădere să fie redusă, deci înălțimea de cădere să fie mai mică.

Pe baza acestor considerații se pot formula următoarele recomandări privind condițiile de batere:

- frecvență de lovituri mare, pentru a nu lăsa pământul din jurul pilotului, a cărui structură este tulburată în urma baterii, să se refacă în intervalul dintre lovituri. Frecvența mare a loviturilor face ca rezistența pe care pământul o opune pilotului să fie mai mică;
- o greutate mare a berbecului, cerută de necesitatea micșorării coeficientului α din 4.2. Totuși o greutate prea mare, ar duce la o deteriorare rapidă prin batere a capului pilotului. Practic, se recomandă $Q = (2...2,5) q$ la piloți de lemn și $Q = q$ la piloți de beton armat.
- Pentru piloți de beton armat având o greutate sub 20 kN, greutatea berbecului poate să ajungă până la 1,5 ori greutatea pilotului, iar pentru cei a căror greutate depășește 40 kN greutatea berbecului poate scădea până la 0,75 din greutatea pilotului.
- înălțimea de cădere redusă a berbecului; la sonete cu cădere liberă se recomandă ca lucrul mecanic pentru fiecare lovitură să nu depășească 20 kNm pentru piloții din beton armat sau precomprimat. Compresarea greutatea mici a berbecului printr-o înălțime mare de cădere duce la spargerea capului pilotului și trebuie evitată. La berbecii cu abur, H se ia de 0,6...0,8 m.

Respectarea acestor condiții asigură o batere eficientă.

La alegerea utilajului de batere trebuie să se aibă în vedere și posibilitățile de montare și deplasare, cerință primordială la șantierele dispersate pe distanțe mari cum sunt cele de drumuri și căi ferate.

4.3.3.2. Înfigerea prin vibrare

În vederea înfigerii prin vibrare, pe capul pilotului se fixează niste cutii vibratoare (denumite în diferite locuri și berbeci vibratorii, vibrosonete, etc. fig. 4.43). vibrațiile se produc prin învârtirea în sensuri opuse a unor mase cu excentric aflate înăuntrul acestor cutii. Transmise prin intermediul pilotului la teren, vibrațiile duc la reducerea frecării pe suprafața laterală, determinând înfigerea sub greutatea lui și cea a vibratorului.

Procedeul este eficace în pământuri nisipoase sau în pământuri argiloase-prăfoase, de consistență redusă. La argile de consistență ridicată sau la pământuri necoezive grosiere, înfigerea prin vibrare nu este eficace.

Principala caracteristică de catalog a vibratoarelor pentru înfigerea piloților este forța perturbatoare, prin care se înțelege rezultanta pe direcția verticală a forțelor centrifuge ale maselor cu excentric în rotație.

În anexa III sunt date caracteristicile unor vibratoare utilizate în țara noastră la înfigerea sau extragerea piloților și palplanselor.

Principalele faze ale înfigerii prin vibrare a unui pilot cu ajutorul vibratorului VUB-1, produs de MTTc sunt:

- prinderea de pilot a unei centuri agățate la vibrator (fig. 4.44 a);
- pilotul este ridicat și adus în amplasament (fig. 4.44 b);
- așezarea în poziție verticală a pilotului pe locul de înfigere (fig. 4.44 c);
- între pilot și vibrator este interpusă o mandrină care, lăsată să coboare brusc pe capul pilotului, asigură prinderea fermă a acestuia (fig. 4.44 d);
- înfigerea propriu-zisă prin vibrare a pilotului (fig. 4.44 e).

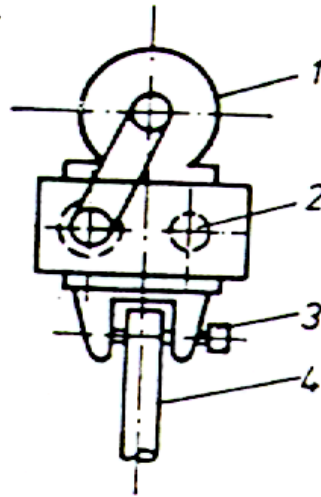


Fig.4.34. Vibrator pentru înfrângerea piloților: 1 - motor electric, 2 - discuri cu excentric, 3 - dispozitiv de prindere a vibratorului pe capul pilotului, 4 - pilot

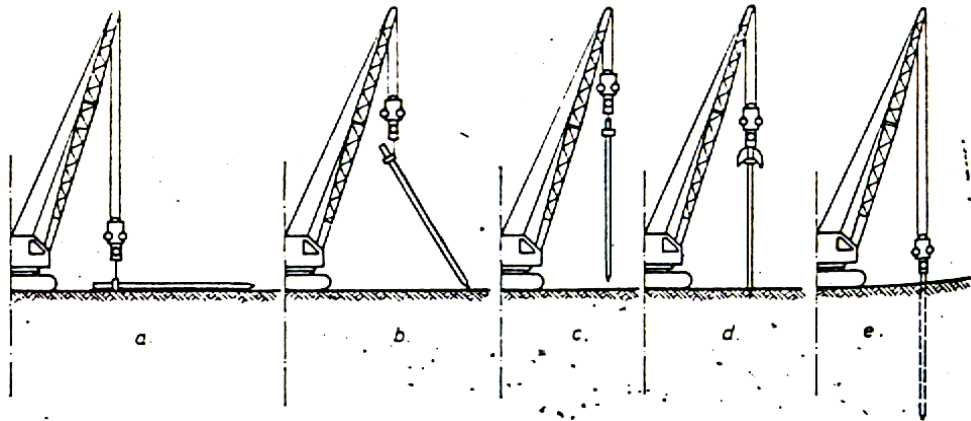


Fig.4.44. Înfigerea unui pilot cu ajutorul vibratorului VUB - 1

După atingerea cotei prescrise, mandrina este desfăcută de pe capul pilotului și ridicată, împreună cu vibratorul.

4.3.3.3. Înfigerea prin subspălare

Subspălarea (sau afuierea) înseamnă desfacerea și antrenarea pământului de sub vârful pilotului cu ajutorul unui jet puternic de apă trimis prin corpul pilotului (dacă se prevede de la turnare o țeavă în acest scop) sau prin țevi speciale (lănci) prinse de fețele laterale ale pilotului prin urechi. Țevile au diametrul de 40...45 mm și se termină la vârf cu un vârf îngust prin care apa iese cu presiune foarte mare (fig. 4.45).

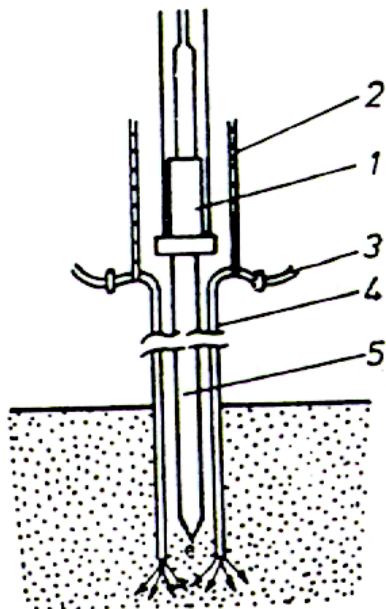


Fig.4.45. Înfigerea pilotului prin subspălare: 1 - berbec, 2 - cablu, 3- conductă, 4 - țevă pentru subspălare, 5 - pilot

Pilotul se așează pe amplasament, ghidat de lumânările sonetei, iar lăncile sunt lăsate cu 0,50 m deasupra terenului. Odată cu lansarea jetului de apă, pământul este angrenat, permițând înaintarea atât a țevilor cât și a pilotului. În cursul înfigerii, lăncile se găsesc cu circa 0,25 mm sub vârful pilotului. Înfigerea sub greutatea proprie așom subspălare fiind însoțită de o puternică afânare a pământului trebuie oprită cu 1...2 m deasupra cotei până la care urmează a fi introdus pilotul, pe ultima parte utilizându-se baterea sau vibrarea. Domeniul optim de folosite a acestui procedeu îl constituie piloții purtători pe vârf, deoarece în acest caz afânarea prin efectul jetului de apă a straturilor de deasupra și implicit reducerea frecării între suprafața laterală a pilotului și aceste straturi nu au influență asupra capacității portante a pilotului.

4.3.3.4. Înfigerea prin presare

Drept exemplu de utilizare a presării la înfigerea piloților se prezintă procedeul Mega, aplicat deseori și în țara noastră la lucrările de subzidire.

Procedeul constă din înfigerea unor piloți de beton armat formați din tronsoane scurte. Primul tronson este prevăzut cu vârf, celelalte au formă prismatică. Înfigerea se face cu o presă hidraulică (fig. 4.46). Înainte de aplicarea metodei se verifică dacă elementul de construcție în care se proptește presa (bloc de fundație, talpă armată) poate prelua reacțiunea respectivă.

Prin piloți Mega, încărcările fundației sunt transmise în adâncime, la un strat capabil să se suporte. Fiind alcătuiți din tronsoane nelegate, piloții Mega nu pot prelua solicitări vizuale.

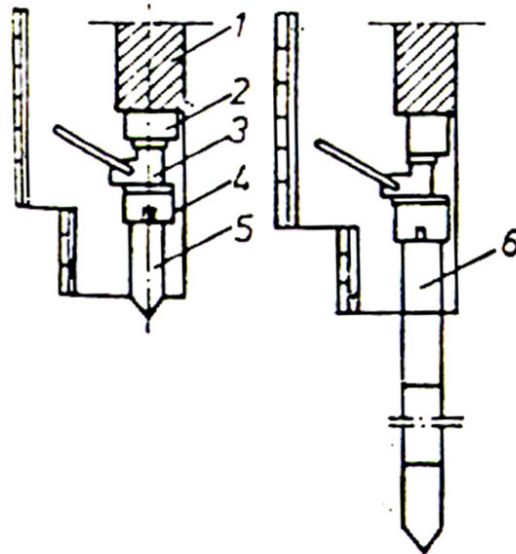


Fig. 4.46. Procedeul Mega:

1- fundație existentă, 2-placa de repartiție a presiunii de la presă la fundație, 3 – presă hidraulică, 4- tronson de capăt, 5-tronson de varf, 6-tronson curent

4.3.4. Execuția prin vibropresare a piloților turnați pe loc

Pentru realizarea piloților se folosește un dispozitiv special construit.

Dispozitivul pentru realizarea piloților (după ce a fost realizat în diverse variante, reținându-se cea mai extinsă) este alcătuit dintr-o țevă metalică (1) cu diametrul exterior 325 mm sau 419 mm (fig. 4.47) având grosimea peretelui de 8 mm, respectiv 9,5 mm, lungimea dispozitivului fiind funcție de lungimea lumânării de ghidaj. La partea inferioară dispozitivul este prevăzut cu două clapete cioc de rață (2) care sunt prinse articulat de tub prin intermediul unor balamale (3) și limitatoare de deschidere a clapetelor (4).

Atât balamalele cât și limitatoarele de deschidere permit apropierea clapetelor care formează la partea inferioară a dispozitivului un vârf, respectiv deschiderea acestor clapete care datorită limitatoarelor de deschidere au generatoare în prelungire cu generatoarea țevii metalice. La cca. 1500 mm distanță de partea inferioară a veții metalice, în interiorul acesteia, se găsesc prinse articulat două clapete de formă semicirculară (5) a căror închidere și deschidere este limitată de niște distanțiere (6) și (7), care permit o deschidere a clapetelor suficientă pentru trecerea betonului.

Funcționarea acestor clapete este simplă, astfel că la turnare ele se deschid sub greutatea proprie a betonului turnat, iar în procesul de presare pentru crearea bulbului, se închid nepermițând ridicarea betonului în tub.

Țeava metalică este prevăzută la partea superioară cu o flanșă (8) prinsă prin sudură, planșă ce permite prinderea cu baloane a dispozitivului de executare a piloților turnați de loc de generatorul de vibrații.

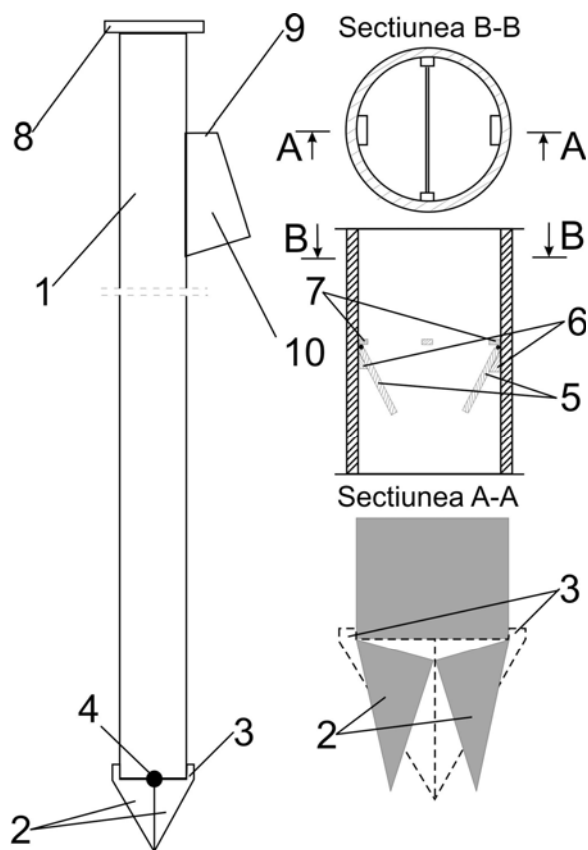


Fig.4.47. Dispozitiv de realizat piloți

Introducerea betonului se face prin intermediul unei fereștruci (9) de 200 și 300 mm, practică la circa 400 mm sub flanșa de prindere, m fiind prevăzută cu o pâlnie de turnare (10).

După ce dispozitivul pentru realizarea pilotului a fost introdus în teren până la cota prescrisă în proiect se trece la turnarea pilotului [34, 54] operație care se execută în mai multe faze redată în fig. .4.48 căror redare este prezentată în continuare.

Se introduce o anumită cantitate de beton în dispozitiv până la circa o treime din înălțimea acestuia și se extrage cu circa 1,20-1,30 m în prezența vibrării, efect care facilitează deschiderea clapetelor și scurgerea betonului în gaura de foraj.

Se trece apoi la procesul de vibropresare respectiv vibrare. Clapetele semicirculare plasate în interiorul tubului se închid iar masa de beton prinsă sub ele este vibrată și presată în teren creându-se astfel la partea inferioară un bulb datorită refulării betonului.

După epuizarea primei faze (fig. 4.48) menționată mai sus se trece în continuare la umplerea țevii metalice pe două treimi din înălțime, ridicarea dispozitivului prin vibrare cu cca. 1,70-2,00 m și reluarea procesului de vibropresare, oprindu-se țeava cu cca. 50 cm mai sus față de cota inițială.

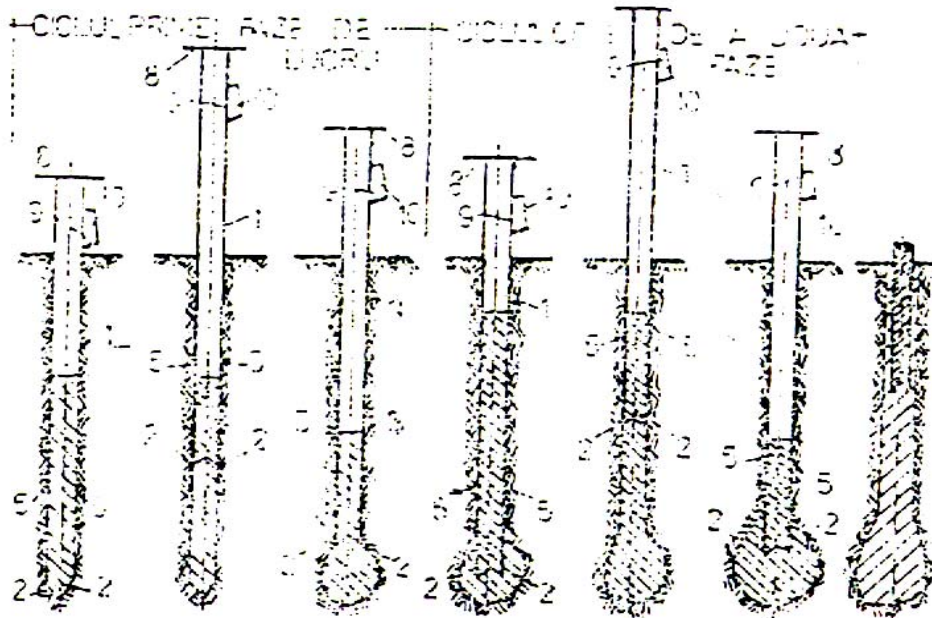


Fig.4.48. Fazele de lucru pentru realizarea piloților.

Fig.4.48. Fazele de lucru pentru realizarea piloților

Efectul acestei noi vibropresări, respectiv vibrări, se materializează prin mărirea bulbului inițial creat.

Tot prin efectul de vibropresare se pot realiza mai sus de bulbul creat inițial la vârful pilotului, proeminențe accentuate pe manta, la diferite nivele ale pilotului.

După epuizarea numărului de vibropresări impuse se umple țeava metalică complet cu beton și se trece la extragerea dispozitivului prin vibrație, după care utilajul se deplasează într-o nouă poziție unde fazele sunt reluate.

Partea superioară a pilotului proaspăt turnat se armează pe o lungime de 1,6 - 2,0 m cu ajutorul carcusei fretate introdusă în masa betonului prin rotire și presare manuală, ușurând această operație prin folosirea unui pervibrator.

De remarcat faptul că s-au realizat piloți cu bulb la partea inferioară și cu proeminențe accentuate la diferite nivele ale pilotului, prin realizarea vibropresării mai sus de bulbul pilotului creat inițial prin epuizarea fazei 2 de lucru.

Controlul execuției corecte a piloților turnați pe loc se realizează prin urmărirea următorilor parametri:

- continuitatea pilotului;
- calitatea betonului înainte de turnare;
- calitatea betonului după terminare.

Controlul continuității betonului se poate realiza prin măsurarea cantității de beton introdus în operă pentru fiecare pilot în parte, operație ce se realizează de către șeful de echipă. Cunoscându-se volumul găurii de foraj în tub se va introduce

o cantitate de beton mai mare decât acest volum cu cca. 20%, având în vedere faptul că betonul va fi compactat prin vibrare.

Continuitatea betonului în pilot a fost verificată și prin dezveliri parțiale sau totale ale piloților, operații care au demonstrat că continuitatea pilotului se realizează întotdeauna și în orice condiții.

4.3.4.1. Tehnologia de execuție a piloților turnați pe loc, armați total

Pentru realizarea piloților armați total se folosește agregatul VVPS 20/11 sau agregatul de vibropresare AVP-1, care servesc la introducerea echipamentului (tubul de inventar) pentru realizarea piloților în teren, la formarea bulbului și în final la extragerea tubului de inventar [24, 32].

Dirijarea întregului agregat se face centralizat, din cabina de comandă a mecanicului utilajului.

Pentru realizarea piloților turnați la fața locului, executați din beton armat, cu armătură pe toată lungimea [32], s-a proiectat și executat un echipament care permite execuția acestora cu lungimi diferite. În principiu, echipamentul se compune din:

- capul de legătură prevăzut cu o fereastră de alimentare și clapetă de presare;
- tronsonul de bază cu vârf "cioc de rață";
- tronsoane prelungitoare pentru lungimi mai mari.

În principiu echipamentul are tronsonul de bază format dintr-un tub cu diametru de 420 mm și lungime de 6 m (sau mai mare funcție de gabaritul vibroagregatului și anume pentru AVP-1 putând fi de 8m). La partea inferioară tubul de bază are aceleași clapete cioc de rață. Clapetele se pot închide sau deschide cu ajutorul unor balamale prevăzute cu limitator, astfel încât în momentul deschiderii maxime acestea au generatoarea în prelungirea generatoarei tubului.

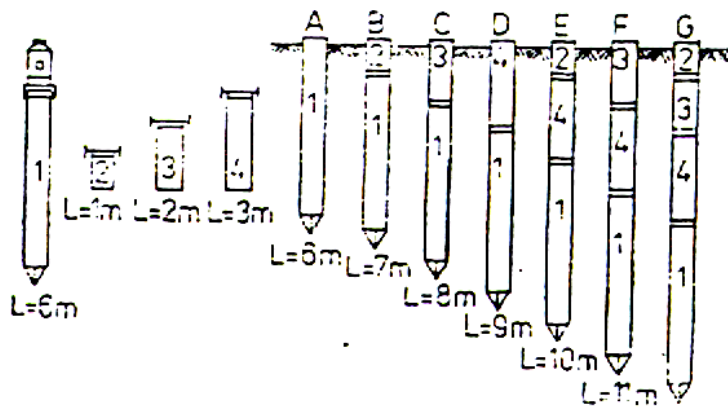


Fig.4.49. Schema de montaj a tronsoanelor pentru obținerea piloților.
 \varnothing 420 de diferite lungimi $L = 7 - 12$ m

Tronsoanele prelungibile, de diferite dimensiuni (fig. 4.49) sunt prevăzute cu sisteme de îmbinare la ambele capete, pentru atașare la tubul de bază sau la capul de legătură.

Capul de legătură este tot un tub de același diametru, prevăzut cu o fereastră de alimentare și clapetă de etanșare a ferestrei, pentru a putea opri refularea betonului la realizarea bulbului precum și cu posibilitate de îmbinare la tuburi și vibroagregat.

Tubul se poate prelungi prin îmbinarea tronsoanelor în diferite combinații, funcție de lungimile pe care trebuie să le aibă pilotul, care poate să se realizeze chiar la lungimile tubului de bază, cu bulb sau fără bulb.

Pentru execuția piloților se folosește beton de clasă C12/15 cu un dozaj de 350 kg ciment la m^3 și armături din oțel Ob38 sub formă de carcasă cilindrică de regulă formată din 6 bare $\phi 14$ longitudinale, solidarizate cu o fretă $\phi 6$ cu pas de 8 cm și distanțieri pentru contur.

Cu ajutorul echipamentului cu diametru de 420 mm se pot executa piloți armați pe toată lungimea, cu sau fără bulb, după tehnologia prezentată mai jos.

După introducerea tubului de bază în teren (poziția 1 din fig. 4.50) se detașează capul de legătură și se introduce un tronson prelungitor (poziția 2) care se îmbină cu cel de bază aflat în teren. Se montează capul de legătură și se înfig ambele tronsoane în teren (poziția 3). Se desface capul de legătură, se introduce o mică porție de beton la vârful, carcasa de armătură și apoi se umple tubul cu beton până la suprafață (poziția 4).

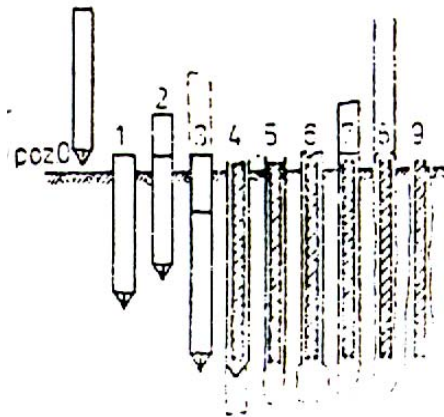


Fig.4.50. Tehnologia de execuție a piloților turnați la fața locului cu lungimi $L = 7 - 12$ m, armați pe toată lungimea cu bulb

După montarea capului de legătură, sub efectul vibrațiilor se extrag tuburile, realizându-se astfel pilotul din beton armat fără bulb. În cazul când se dorește realizarea bulbului, tubul se extrage numai circa 1 m, se completează cu beton prin intermediul ferestrei tubului de legătură, se închide această fereastră și se reia procesul de vibropresare.

CAPITOLUL 5. CONDIȚIA DE FUNCȚIONARE ÎN REGIM DE REZONANȚĂ STABILIZAT A VIBROÎNFIGĂTORULUI MODELAT MECANIC DE SISTEME VIBRATOARE CU DOUĂ MASE

Creșterea capacităților de producție la consumuri minime de energie precum și creșterea durabilității în exploatare se obțin cu mașini care să lucreze în regim de rezonanță stabilizat, cu vibrații intensive la forțe de inerție mici ale vibrogeneratorului. Se menționează în mod expres că raportul dintre masa vibrogeneratorului împreună cu sistemul elastic de legătură și placa de fixare pe capul pilonului m_1 și m_2 , masa pilonului $\frac{m_1}{m_2} = \frac{1}{5} \dots \frac{1}{13}$ după autorii [14, 15, 16]

Placa de fixare a vibrogeneratorului este poziționată pe capul pilonului și reprezintă împreună cu pilonul cadrul de contravibrație (fig. 5.1).

Condiția de funcționare în regim de rezonanță stabil este ca dimensionarea sistemului de acționare al vibrogeneratorului să se facă respectând valoarea raportului $\frac{m_1}{m_2} = \frac{1}{5} \dots \frac{1}{13}$ (rezultatele statistice în construcția maselor vibrante de rezonanță după [16]). Concomitent trebuie luate măsuri severe de izolare a electromotorului care acționează vibroînfigătoarele.

Studiul tehnico – aplicativ, care urmează, se va referi la câteva scheme constructive de principiu cu modelele mecanice corespunzătoare, elaborate de autor în concordanță cu o nouă metodă de producere și transmitere a vibrațiilor precum și la anumite reglaje care se impun mașinii cu acțiune vibrantă pentru obținerea unui regim de funcționare stabil.

Pentru stabilirea condiției de funcționare în regim de rezonanță stabil al mașinilor cu acțiune vibrantă cu două mase, se adoptă schemele constructive de principiu și modelele mecanice reprezentate în fig. 5.1, în care masa m_1 modelează vibrogeneratorul (generatorul de vibrații) care produce o forță excitatoare armonică $F(t) = F_0 \sin \omega t$ sau $F'(t) = F_0 \cos \omega t$, dirijată pe orizontală, masa m_2 modelează organul de lucru împreună cu mediul de prelucrat de tip pilot sau palplansă. Arcurile de legătură și de înmagazinare care cuplează masele m_1 și m_2 sunt reprezentate prin constantele totale echivalente C_1 , respectiv C_2 .

Pentru poziția de echilibru a sistemului considerat, există un joc δ între placa vibrogeneratorului și arcurile de transmitere și înmagazinare C_2 , sau ca întindere δ_0 a arcurilor de legătură C_1 , iar în momentul începerii contactului dintre placa vibrogeneratorului cu arcul din cauciuc, ambele arcuri C_1 și C_2 vor fi comprimate cu mărimea:

$$\delta = \frac{C_2 - C_1}{C_2} \delta_0$$

Montarea cu prestrângere a sistemului elastic de legătură dintre vibrogenerator și organul de lucru se impune ca o necesitate pentru noul sistem adoptat în scopul evitării apariției unor fenomene foarte dăunătoare din punct de

vedere constructiv și igienico-sanitar. Dintre acestea se menționează șocurile pe diferite direcții care afectează negativ durabilitatea întregii mașini vibrante, stabilitatea în funcționare precum și zgomotul foarte mare produs de jocurile ce apar în timpul funcționării.

În timpul funcționării mașinii vibrante (figura 5.1) forța de prestrângere (F_p), în cazul vibrațiilor libere, echilibrează forța de inerție și forța de readucere elastică la deplasarea masei m_1 către dreapta, iar pentru deplasarea masei m_2 în același sens, forța de prestrângere echilibrează numai diferența dintre forța de readucere elastică și forța de inerție.

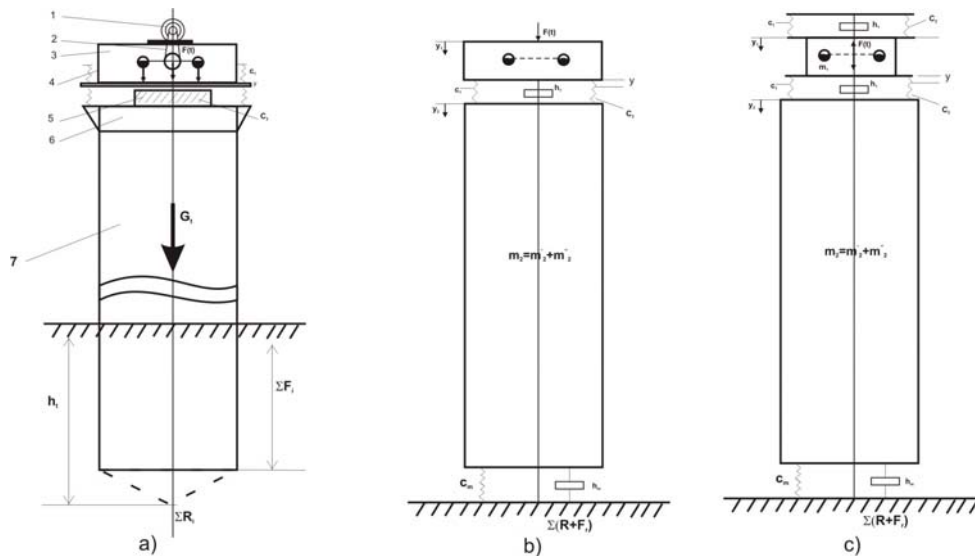


Fig. 5.1. Reprezintă schema constructivă și de principiu (a) și modelele dinamice (b și c) a vibroînfigătorului de rezonanță conceput de autor, cu două mase și caracteristică neliniară, în care: 1 - electromotor, 2 - transmisie, 3 - vibrogenerator care include și sincronizatorul de turație și arborii cu excentrice, 4 - sistemul elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor, prerechi pe fiecare tijă specială, care asigură prestrângerea și jocul în sistemul elastic, 5 - arc din cauciuc, care asigură transmiterea vibrațiilor și înmagazinarea - redarea energiei sistemului vibrator, 6 - placa de lucru a vibrogeneratorului, care este rigidizată printr-un sistem de prindere mecanic, elastic, hidrolic, electromecanic, etc. pe capul pilonului 7, c_1 și c_2 - constantele totale echivalente ale sistemului elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor, y_1 și y_2 - deplasările maselor m_1 și m_2 ale sistemului vibrator, h_1 - amortizările din sistem, $\Sigma(R_1+F_1)$ reprezintă rezistența totală la pătrunderea pilonului în teren.

În cazul vibrațiilor forțate, la aceeași deplasare a masei m_1 , forța de prestrângere împreună cu forța excitatoare echilibrează forța de inerție și forța de readucere elastică, iar pentru masa m_2 , echilibrul se face asemănător cazului vibrațiilor libere.

Echilibrul forțelor în cele două etape considerate ($y < 0$ și $y \geq 0$) este conținut în ecuațiile diferențiale de mișcare (5.1), (5.2), (5.3), (5.4).

Cu privire la mărimea efectivă a forței de prestrângere în lucrare [14], se menționează că intră cu calculul de dimensionare a sistemului elastic și că poartă o valoare bine determinată, stabilită în funcție de intensitatea maximă a amplitudinii de rezonanță a vibrogeneratorului.

Săgeata statică efectivă sub efectul forței de prestrângere va trebui să fie mai mare decât valoarea maximă posibilă a amplitudinii de rezonanță și ea se stabilește la proiectare în funcție de o serie de factori (natura și consistența betonului supus compactării, productivitate, amplitudine, frecvență, rezonanță, etc.).

În timpul procesului de lucru, placa vibrogeneratorului poate să se afle în contact cu arcul C_2 ($y < 0$), precum și despărțit de el ($y \geq 0$).

Pentru cele două etape considerate, forma vibrațiilor libere este:

$$\left. \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 = -(c_1 + c_2)(y_1 - y_2) + F_p \\ m_2 \ddot{y}_2 = (c_1 + c_2)(y_1 - y_2) - F_p \end{array} \right\} ; y < 0 \quad (5.1)$$

$$\left. \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 = -c_1(y_1 - y_2) + F_p \\ m_2 \ddot{y}_2 = c_2(y_1 - y_2) - F_p \end{array} \right\} \quad (5.2)$$

iar forma vibrațiilor forțate, pentru aceleași etape, va fi:

$$\left. \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 = -(c_1 + c_2)(y_1 - y_2) + F_p + F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{y}_2 = (c_1 + c_2)(y_1 - y_2) - F_p \end{array} \right\} ; y < 0 \quad (5.3)$$

$$\left. \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 = -c_1(y_1 - y_2) + F_p + F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{y}_2 = c_2(y_1 - y_2) - F_p \end{array} \right\} ; y \geq 0 \quad (5.4)$$

Pentru stabilirea unei relații matematice între diferiții parametri ai sistemelor considerate, se utilizează metoda autorului [11], care luând în considerație forma vibrațiilor libere (5.1) și (5.2), ajung la o relație analitică, pentru sisteme cu două mase, care satisfăcută, asigură funcționarea mașinii în regim de rezonanță.

De remarcat că la scrierea ecuațiilor diferențiale (5.1...5.4), nu au fost luate în considerație rezistențele neelastice (frecarea cu aerul, frecarea în lagăre, cuplaje, etc.) de care se va ține seama la cercetarea vibrațiilor de rezonanță.

Făcând suma între ecuațiile diferențiale de mișcare (5.1) și (5.2), precum și între (5.3) și (5.4) se vor obține ecuațiile echivalente:

$$m_1 \ddot{y}_1 + m_2 \ddot{y}_2 = 0 \quad , \text{ pentru orice } y \quad (5.5)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + m_2 \ddot{y}_2 = F_0 \sin \omega t \quad , \text{ pentru orice } y \quad (5.6)$$

În cazul vibrațiilor libere, ecuația diferențială (5.5) stabilește numai distanța dintre vibrogenerator și organul de lucru care se deplasează, iar (5.6) reprezintă mișcarea centrului de masă a sistemului adoptat.

Din schema de calcul, figura 5.1, rezultă că deplasarea relativă 'y', reprezintă diferența deplasărilor absolute y_1 și y_2 a vibrogeneratorului, respectiv a organului de lucru (pilonul), împreună cu placa și sistemul de fixare.

$$y = y_1 - y_2 \quad (5.7)$$

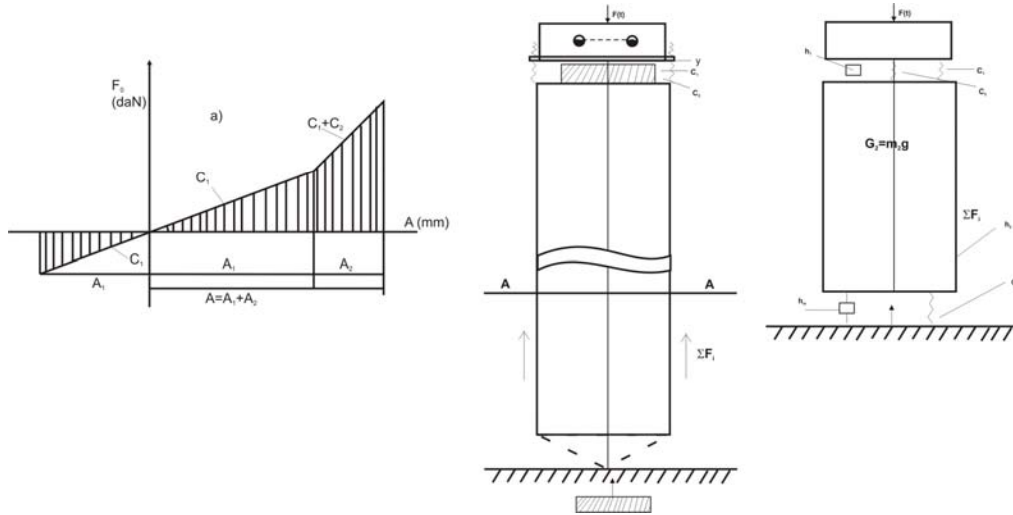


Fig. 5.2.a) Graficul curbei de rezonanță cu caracteristică neliniară nesimetrică față de origine.
5.2 b) și c) Schema constructivă de principiu și modelul dinamic al vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase, cu luarea în considerație a forțelor active și de rezistență, care apar în timpul procesului de înfigere a pilonului.

Făcând diferența între ecuațiile sistemelor (5.1) și (5.2) și împărțind prin m_1 și respectiv m_2 , pentru cele două etape considerate, se obține:

$$y_1'' - y_2'' = \left[-\frac{c_1 + c_2}{m_1} + \frac{c_1 + c_2}{m_2} \right] (y_1 - y_2) + \frac{F_p}{m_1} + \frac{F_p}{m_2} ; \quad y < 0 \quad (5.8)$$

$$y_1'' - y_2'' = \left[-\frac{c_1}{m_1} - \frac{c_2}{m_2} \right] (y_1 - y_2) + \frac{F_p}{m_1} + \frac{F_p}{m_2} ; \quad y \geq 0 \quad (5.9)$$

sau ținând cont de relația (5.7), avem:

$$y_1'' + \left(\frac{c_1 + c_2}{m_1} + \frac{c_1 + c_2}{m_2} \right) y - \frac{F_p}{m_1} + \frac{F_p}{m_2} = 0 \quad y < 0 \quad (5.10)$$

$$y'' + \left(\frac{c_1}{m_1} - \frac{c_2}{m_2} \right) y - \frac{F_p}{m_1} + \frac{F_p}{m_2} = 0 ; \quad y \geq 0 \quad (5.11)$$

Vibrațiile mașinii vibrante de rezonanță cu două mase (fig. 5.1) sunt obținute în ecuațiile diferențiale de mișcare (5.8) și (5.9), pentru cazul când placa vibrogeneratorului se găsește în contact cu arcul din cauciuc, respectiv separat de acesta.

Pentru determinarea pulsațiilor sistemului în vibrație liberă, se consideră că jocul dintre suprafața de lucru a vibrogeneratorului și arcul din cauciuc este egal cu zero, de asemenea și forța de prestrângere (F_p), în consecință, sistemele de ecuații diferențiale (5.1) și (5.2), devin:

$$\left. \begin{aligned} m_1 y_1'' + (c_1 + c_2)(y_1 - y_2) &= 0 \\ m_2 y_2'' - (c_1 + c_2)(y_1 - y_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

$$\left. \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 + c_1(y_1 - y_2) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - c_1(y_1 - y_2) = 0 \end{array} \right\} \quad (5.13)$$

Se consideră soluții de forma:

$$\left. \begin{array}{l} y_1 = A_1 \sin(pt + \varphi) \\ y_2 = A_2 \sin(pt + \varphi) \end{array} \right\} \quad (5.14)$$

care prin derivare dau:

$$\left. \begin{array}{l} \ddot{y}_1 = -A_1 p^2 \sin(pt + \varphi) \\ \ddot{y}_2 = -A_2 p^2 \sin(pt + \varphi) \end{array} \right\} \quad (5.15)$$

Înlocuind relațiile (5.14) și (5.15), în sistemul de ecuații diferențiale (5.12) și ordonând termenii, se obține:

$$\left. \begin{array}{l} A_1(c_1 + c_2 - m_1 p^2) - A_2(c_1 + c_2) = 0 \\ -A_1(c_1 + c_2) + A_2(c_1 + c_2 - m_2 p^2) = 0 \end{array} \right\} \quad (5.16)$$

În sistemul (5.16) se consideră ca necunoscute amplitudinile A_1 și A_2 care se vor determina în funcție de valorile găsite pentru pulsații și constantele elastice.

Pentru compatibilitatea sistemului (5.16) este necesar ca determinantul format cu ajutorul coeficienților necunoscutelor A_1 și A_2 să fie egal cu zero, adică:

$$\Delta = \begin{vmatrix} c_1 + c_2 - m_1 p^2 & -(c_1 + c_2) \\ -(c_1 + c_2) & c_1 + c_2 - m_2 p^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (5.17)$$

Dezvoltând determinantul, se obține o ecuație a pulsațiilor de gradul doi în p^2 sub forma:

$$p^4 - p^2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} (c_1 + c_2) = 0 \quad (5.18)$$

care are o soluție banală și una de forma:

$$p_1 = p_2 = \sqrt{(c_1 + c_2) \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}} \quad (5.19)$$

Procedând în mod analog, se obține pulsația sistemului (5.13), sub forma:

$$p_1 = \sqrt{c_1 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}} \quad (5.20)$$

Adică fiecare din sistemele vibrante modelate de relațiile (5.12) și (5.13), au câte o pulsație proprie și deci fiecare se poate descompune în două sisteme cu o singură masă izolată între ele printr-un nod.

Se consideră că durata mișcării sistemului, pe fiecare dintre cele două etape este:

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{\Pi}{p_2}, & \text{pentru } y < 0 \\ t_1 &= \frac{\Pi}{p_1}, & \text{pentru } y \geq 0 \end{aligned} \quad (5.21)$$

Practic la trecerea prin rezonanță a sistemului neliniar, amplitudinile maxime posibile (punctul F pe figura 5.3) se realizează în mod obișnuit, deoarece se produce o trecere a vibrației pe porțiunea de jos a curbei de rezonanță cu mult înainte datorită unor impulsuri întâmplătoare de neînlăturat.

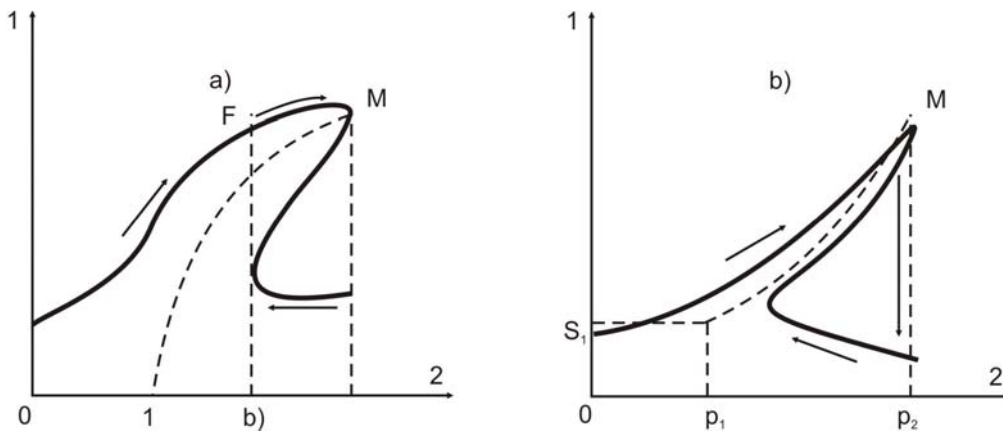


Fig. 5.3. Variația amplitudinilor în funcție de pulsațiile maselor și a frecvenței pulsațiilor forței excitatoare, cu luarea în considerare a amortizărilor din sistem, pentru arcuri moi (a) și tari (b).

În capitolul 6 se prezintă considerațiile teoretice și soluțiile practice aplicative rezultate din calculele efectuate de autor pentru doi arbori prevăzuți cu greutatea excentrice, care se rotesc cu aceeași turație, acționați cu o forță excitatoare:

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

sau

$$F(t) = F_0 \cos \omega t$$

Utilizarea elementelor neliniare în sistemele elastice micșorează considerabil pericolul regimurilor stricte de rezonanță.

În consecință autorul [11, 12, 14, 16] a adoptat pentru transmiterea vibrațiilor de la vibrogenerator la organul de lucru al mașinii vibrante de rezonanță un sistem elastic cu o caracteristică 'frântă', nesimetrică (fig. 5.2, a) care este o caracteristică neliniară la care se aplică aceeași metodă de rezolvare ca și pentru sistemele cu caracteristici parabolice [1, 2, 4, 27].

În figura 5.2, a, este arătată curba de rezonanță pentru sistemul cu caracteristică 'frântă', nesimetrică față de origine.

Pe această diagramă s-a notat cu P_1 , pulsația corespunzătoare elasticității sistemului pe prima porțiune înainte de dispariția jocului δ_1 și cu P_2 , pulsația corespunzătoare elasticității sistemului pe cea de-a doua porțiune (jocul $\delta_1=0$), adică de la începerea contractului până la deformația maximă admisibilă a arcului de cauciuc (deformație maximă $\delta_2=0,20h$).

Deci, perioada sistemului considerat în vibrație liberă, va fi:

$$T_{01} = \frac{\pi}{P_1} + \frac{\pi}{P_2} \quad (5.22)$$

iar perioada de oscilație a forței excitatoare este:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (5.23)$$

După cum este cunoscut din teoria vibrațiilor rezonanța este un fenomen care apare ori de câte ori perioada de oscilație liberă a sistemului este egală cu perioada de oscilație a forței excitatoare. Deci, egalând relațiile (5.22) și 5.23) se obține:

$$\frac{\pi}{P_1} + \frac{\pi}{P_2} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (5.24)$$

sau:

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = 2 \quad (5.25)$$

în care:

$$r_i = \frac{P_i}{\omega}$$

Valorile constantelor r_1 și r_2 , vor fi:

$$r_1 = \sqrt{\frac{c_1}{m_1^2} \frac{m_1 + m_2}{\omega^2 m_2}}; \quad r_2 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1^2} \frac{m_1 + m_2}{\omega^2 m_2}} \quad (5.26)$$

Alegând în mod corespunzător valorice invariabililor m_1 , m_2 , c_1 , și c_2 , precum și valoarea pulsației forței excitatoare, se poate respecta relația analitică de rezonanță (5.25).

Astfel, dacă parametrii sistemului considerat satisfac relația (5.25), iar jocul în sistem este nul, atunci cele două perioade (T_{01} și T) coincid și sistemul va funcționa în regim de rezonanță.

Desigur că în realitate, la rezonanță nu se produce o amplitudine infinită (fig. 5.2.). Proprietățile de amortizare ale sistemului reduc valoarea acestei amplitudini. Dacă mărimea amplitudinii depășește capacitatea de rezistență a elementului elastic, acesta se va rupe. Din acest motiv și nu din altul calculele de dimensionare a mașinilor vibrante de rezonanță din figura 5.1 se fac utilizând

valoarea amplitudinilor de rezonanță stabilită în funcție de natura mediului de lucru și de jocul dintre placa de lucru a vibrogeneratorului și arcul din cauciuc.

De remarcat că mărirea p_2 nu se supune determinării precise, deoarece m_1 și c_2 nu pot fi stabilite corect.

Aceasta înseamnă că valoarea reală a lui p_2 va fi puțin diferită față de cea rezultată din calcul.

Revenind la sistemele de ecuații diferențiale (5.10) și (5.11) se constată o identitate între coeficienții variabilei y și forma pulsațiilor, folosite la stabilirea condiției de funcționare a mașinii cu acțiune vibrantă în regim de rezonanță, date de relațiile (5.19) și (5.20), fapt care confirmă justetea soluțiilor adoptate.

Dacă în relațiile (5.10) și (5.11) se notează:

$$f = \frac{F_p}{m_1} \cdot \frac{F_p}{m_2}$$

ele devin:

$$y + p_2^2 y - f = 0, \quad \text{pentru } y < 0 \quad (5.27)$$

$$y + p_1^2 y - f = 0, \quad \text{pentru } y \geq 0 \quad (5.28)$$

sau

$$y + p_2^2 y - p_1^2 \delta = 0, \quad \text{pentru } y < 0 \quad (5.29)$$

$$y + p_1^2 y - p_1^2 \delta = 0, \quad \text{pentru } y \geq 0 \quad (5.30)$$

unde:

$$f = k_1 \delta \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} = p_1^2 \delta$$

Pentru calculul timpului t în cele două etape parcurse de vibrogenerator pornind de la zero, se utilizează condițiile temporale și spațiale, de forma:

$$t = 0; \quad y = y_0 = 0; \quad y' = y'_0 = -v, \quad \text{pentru } y < 0 \quad (5.31)$$

$$y = y_0 = 0; \quad y' = y'_0 = v, \quad \text{pentru } y \geq 0 \quad (5.32)$$

În relațiile (5.31) și (5.32), ' v ' reprezintă valoarea absolută a vitezei vibrogeneratorului în raport cu organul de lucru al mașinii cu acțiune vibrantă, la începutul fiecărei etape de mișcare.

Utilizând relațiile (5.19), (5.20) și (5.29...5.32) se determină valoarea vitezelor absolute ale vibrogeneratorului, în cele două etape considerate, după cum urmează:

$$y = \frac{p_1^2}{p_2} \delta \sin p_2 t - v \cos p_2 t \quad \text{pentru } y < 0 \quad (5.33)$$

și

$$y' = p_1 \delta \sin p_1 t = +v \cos p_1 t \quad \text{pentru } y \geq 0 \quad (5.34)$$

Durata mișcării vibrogeneratorului în contact cu arcurile de cauciuc se va nota cu $2t_2$ iar durata mișcării, separat de arcurile din cauciuc se va nota cu $2t_1$. În timpul t_1 și t_2 , viteza de mișcare a vibrogeneratorului în raport cu organul de lucru va fi egală cu zero. Cu această considerație, din ecuațiile (5.33) și (5.34), se determină timprii:

$$t_1 = \frac{\pi}{2p_1} + \frac{1}{p_1} \arctan v \quad (5.35)$$

$$t_2 = \frac{\pi}{2p_2} - \frac{1}{p_2} \arctan \frac{p_1}{p_2} v \quad (5.36)$$

unde:

$$v = \frac{\delta p_1}{v} \quad (5.37)$$

În aceste condiții perioada vibrațiilor libere se compune din:

$$T_0 = 2(t_1 + t_2) = T_{01} + T_s \quad (5.38)$$

în care:

$$T_{01} = \frac{\pi}{p_1} + \frac{\pi}{p_2}, \quad \text{este perioada vibrațiilor libere pentru joc nul}$$

$$T_s = \frac{2}{p_1} \arctan v - \frac{2}{p_2} \arctan \frac{p_1}{p_2} v, \quad \text{mărima perioadei datorită jocului}$$

Din relațiile scrise, rezultă că pentru o alegere corespunzătoare a mărimii f , T_0 se apropie foarte mult de T , facilitând apariția unor vibrații de rezonanță intensive, atât pentru vibrogenerator cât și pentru organul de lucru.

Analizând dependența parametrilor funcționali ai schemelor constructive de principiu adoptate (figura 5.1) se poate extinde, dacă se admite că în sistem jocul este mai mare sau mai mic decât zero. Astfel, dacă $\delta > 0$, noua perioadă de oscilație a sistemului de vibrație liberă T_0 va fi mai mare decât T_{01} , iar dacă $\delta < 0$, perioada T_0 va fi mai mică decât T_{01} . În aceste condiții, noua perioadă de oscilație a sistemului considerat în vibrație liberă, se poate scrie astfel:

$$T_0 = T_{01} \pm T_s \quad (5.39)$$

Deci, prin mărirea jocului, perioada crește, iar prin mărirea prestrângerii arcurilor ea se micșorează. Această dependență ne permite să afirmăm că în cazul sistemului cu vibrații forțate mărirea jocului duce la mărirea amplitudinii vibrațiilor vibrogeneratorului și ale organului de lucru, dacă la joc nul perioada T_{01} este mai mică decât perioada de oscilație T a forței excitatoare.

$$T_{01} = \frac{\Pi}{p_1} + \frac{\Pi}{p_2} < \frac{2\Pi}{\omega}, \text{ sau } \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} < r_2 \quad (5.40)$$

Deosebit de important în funcționarea mărimilor vibrante de rezonanță propuse (figura 5.1) este cazul când $f = 0$, care reprezintă o soluție de echilibru a sistemului considerat, iar jocul dintre placa de lucru a vibrogeneratorului și arcul din cauciuc este egal cu zero. Legat de această situație se menționează că în calculele de dimensionare jocul se consideră nul, fapt care conduce ca eventualele abateri să poată fi eliminate printr-o reglare corespunzătoare a sistemului de producere și transmitere a vibrațiilor la începutul procesului de lucru.

Luând în considerație influența forței de prestrângere (5.29) și (5.30), valori diferite de cea ale jocului și folosind egalitatea dintre relațiile (5.30) și (5.39) se obține o nouă condiție analitică de funcționare a mașinii cu acțiune vibrantă în regim de rezonanță, de forma:

$$\frac{2\Pi}{\omega} = \frac{\Pi}{p_1} + \frac{\Pi}{p_2} + \frac{2}{p_1} \arctan v - \frac{2}{p_2} \arctan \frac{p_1}{p_2} v \quad (5.41)$$

Utilizând soluțiile ecuațiilor diferențiale (5.29) și (5.30), se obține relația deplasării maxime (A_c) a vibrogeneratorului în contact cu arcurile de cauciuc, precum și relația deplasării maxime (A_s) separat de arcurile din cauciuc:

$$A_c = \frac{p_1}{p_2} \left[-\frac{p_1}{p_2} v + \sqrt{1 + v^2} \frac{p_1^2}{p_2^2} \right] \frac{\delta}{v} \quad (5.42)$$

$$A_s = \left[v + \sqrt{1 + v^2} \right] \frac{\delta}{v} \quad (5.43)$$

În figura 5.3 este prezentată variația amplitudinilor în funcție de pulsațiile maselor și a frecvenței de oscilație a forței perturbatoare cu luarea în considerație a amortizorilor din sistem pentru arcuri tari (b) și pentru arcuri moi (a).

În figura 5.4 a) este prezentată schema constructivă de principiu și modelul dinamic al vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase cu caracteristică elastică nesimetrică față de origine, în care valoarea maximă rezultantă este suma $A_1 + A_2$, iar amplitudinea forței excitatoare are valoarea maximă. Mișcarea de la electromotorul 1, prin intermediul transmisiei 2 ajunge la vibrogeneratorul 3 echipat cu sincronizator de turație pe arborii căruia se montează greutatea excentrică și care transmit vibrațiile pilotului prin intermediul sistemului de arcuri elicoidale, montate perechi pe fiecare tijă, și a arcurilor din cauciuc 5, plasei de lucru 6, fixată rigid pe capul pilotului 7.

În figura 5.4 b) este prezentată schema constructivă de principiu și modelul dinamic al vibroînfigătorului de rezonanță universal prevăzut cu sistem elastic dublu cu caracteristică neliniară simetrică, dotat cu echipament de înfigere cât și de extragere a piloților și palplanșelor, în care: 1 – planșa superioară pe care se montează sistemele elastice 2 și 4, care este cuplată la vibrogeneratorul 3, care, la rândul său este cuplat la placa de lucru 8, prin sistemele elastice 5 și 6. Placa

inferioară 8 face corp comun cu sistemul de fixare a plăcii de lucru inferioare a vibrogeneratorului pe capul pilotului 10. Legătura între placa superioară 1 și placa inferioară 8 se face cu ajutorul tijelor 7, demontabile și rabatabile. În cazul funcționării vibrogeneratorului fără racordarea cu placa superioară se realizează numai procesul de înfigere. Deci, placa superioară 1 împreună cu sistemul elastic 2 și tijele 4, precum și cu tijele 7 sunt detașate de la placa 8 și se realizează înfigerea pilotului.

Tot în figura 5.4 b) caracteristica elastică a întregului sistem este de tip "FRÂNTĂ", cu acțiune simetrică. În cazul extragerii piloților sau palplanșelor se detașează sau se blochează sistemele elastice 5 și 6, care cuplează vibrogeneratorul, ceea ce face ca amplitudinea rezultată A_0 să fie dirijată în sensul extragerii pilotului sau palplanșei.

Sistemul elastic neliniar simetric prezintă avantaje economice deosebite în procesul de lucru deoarece produce vibrații cu intensitate și amplitudini mari în ambele sensuri ale direcției verticale, fără a fi nevoie de operații de montare - demontare suplimentare ale sistemului elastic 5 și 6.

Manipularea plăcii superioare 1 de montare și demontare de la placa superioară 8 se face cu ajutorul unei mașini de ridicat, componentă a sistemului de mașini necesare proceselor de înfigere sau de extracție a piloților și palplanșelor.

Condiția de realizare a proceselor de înfigere - extragere a piloților și palplanșelor este cu $L_{ef} > L_R$, adică lucrul mecanic efectiv dezvoltat de ansamblul vibroînfigător să fie mai mare decât lucrul mecanic rezistent rezultat din calculele preliminare pentru anumite condiții de lucru și de calitate a terenului.

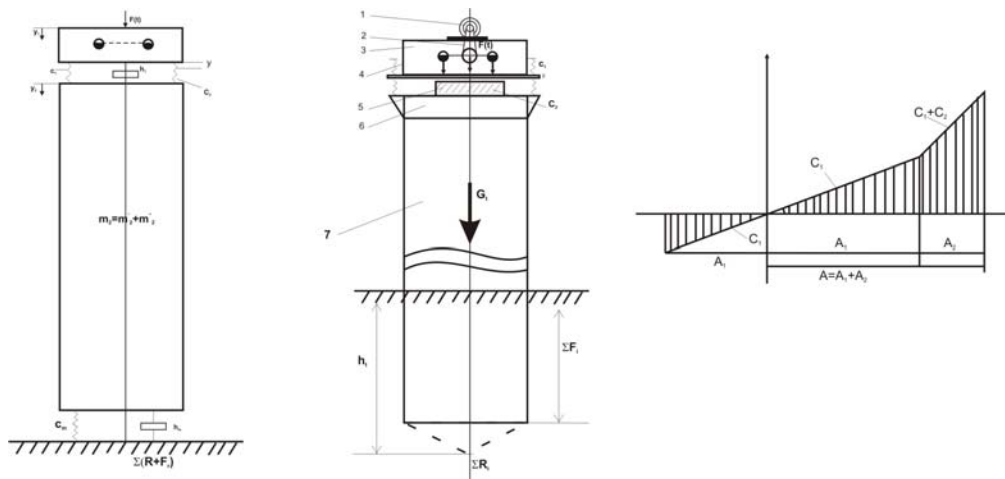


Fig. 5.4.a) Reprezintă schema constructivă de principiu și modelul dinamic al vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase cu caracteristică elastică nesimetrică față de origine, în care: 1 - electromotorul, 2 - transmisia, 3 - vibrogeneratorul echipat cu sincronizator de turaj și arbori de excentrice, 4 - sistemul elastic de cuplare a vibrogeneratorului și de transmitere a vibrațiilor, 5 - arcul de cauciuc de înmagazinare - redare a energiei, 6 - placa de lucru a vibrogeneratorului fixată rigid pe capul pilotului 7

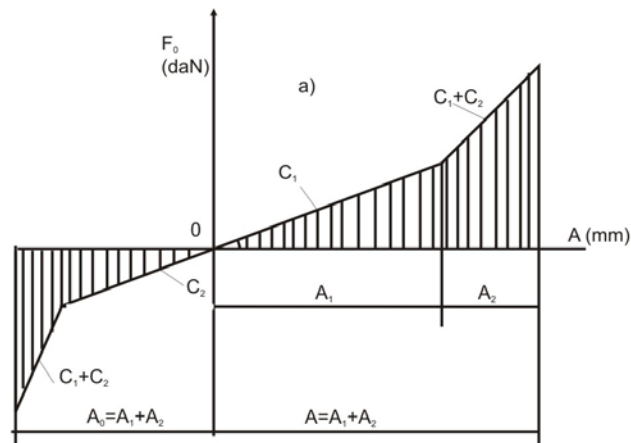
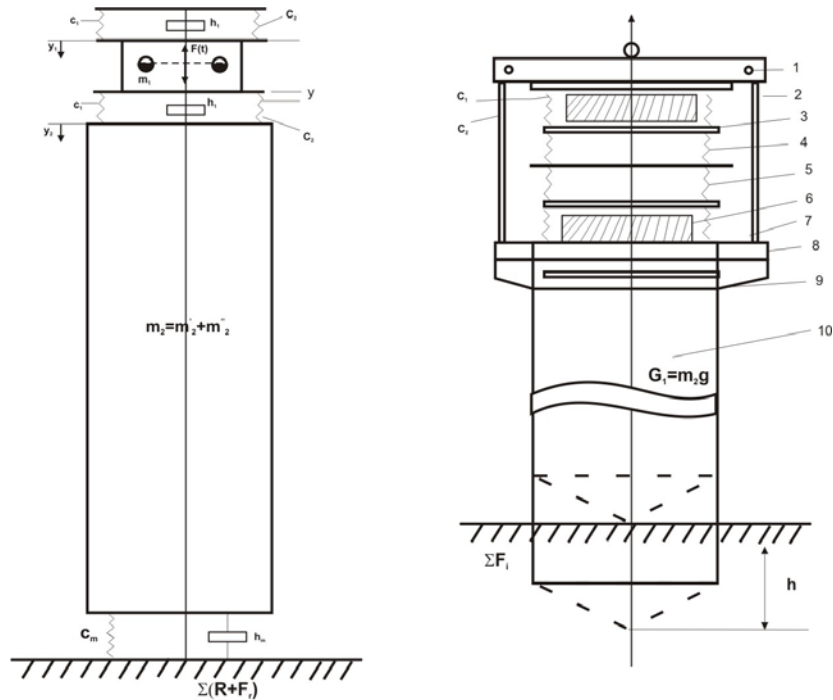


Fig. 5.4.b) Reprezintă schema constructivă de principiu, modelul dinamic și caracteristica elastică simetrică pentru un vibroînfigător – extractor de rezonanță cu acționare simetrică în raport cu sistemul elastic și arcurile din cauciuc, în care: 1 – ramă metalică – structură spațială, pe care se montează placa superioară cu sistemul elastic de arcuri 2 și 4 de cuplare și transmitere a vibrațiilor vibrogeneratorului 3 care este cuplat prin sistemul elastic 5 și 6 la rama metalică inferioară 8 care se fixează pe placa de lucru 9 și sistemul de arcuri 5 și 6 iar legătura dintre ramele 1 și 8 se realizează cu sistemul de tije metalice 7, 10 – pilonul sau palplansă de înfipt sau extras.

6. INFLUENȚA VIBRAȚIILOR FORȚATE ASUPRA PARAMETRIILOR VIBROÎNFIGĂTOARELOR DE REZONANȚĂ CU DOUĂ MASE

6.1. Funcționarea în regim de rezonanță a arborilor cu excentrice și a sistemului elastic neliniar de transmitere și înmagazinare – redare a energiei

Se consideră că oscilațiile de răsucire neliniare ale unui sistem compus din doi arbori cu excentrice care se rotesc cu turația n .

Relația dintre unghiul de rotire și momentul de răsucire aplicat arborelui cu excentrice, poate fi aproximat sub forma $M = M(\psi)$, unde $\psi = \phi_1 - \phi_2$ este diferența dintre unghiurile de rotire a excentricelor montate pe arbori [48].

Ecuatiile de mișcare a greutateților excentrice montate pe arbore în cazul vibrațiilor libere:

$$J_1 \frac{d^2\theta}{dt^2} + M(\psi) = 0 ; \quad J_2 \frac{d^2\theta}{dt^2} - M(\psi) = 0 \quad (6.1)$$

în care momentul de răsucire aplicat poate fi exprimat sub forma $M = M(\psi)$.

Ecuatiile (6.1) împărțind cu J_1 și respectiv J_2 și scăzând membru cu membru, se obține:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) M(\psi) = 0 \quad (6.2)$$

Momente de inerție $J_1 = J_2$ și deci,

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \frac{2}{J} M(\psi) = 0 \quad (6.3)$$

Deci asupra pieselor de excentric acționează un moment de excitație armonic $M_0 \cos \omega t$, atunci ecuația diferențială de mișcare, care guvernează sistemul, capătă forma:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \frac{2}{J} M(\psi) = \frac{M_0}{J} \cos \omega t \quad (6.4)$$

În această relație coeficientul ε caracterizează rigiditatea sistemului la deformații mici. Termenii cu exponenți impari ai lui ψ_a corespund caracteristicii sistemului neliniar simetric iar termenii cu exponenți pari determină asimetria caracteristicii, adică diferite valori ale momentului pentru unghiuri egale în valoare absolută însă diferite după sensul rotirii.

Cel mai mare interes practic îl prezintă determinarea oscilațiilor forțate ale sistemului nelinier, exprimate prin ecuația diferențială (6.4).

Expresia deplasărilor Ψ_a a oscilațiilor forțate ale sistemului nelinier se poate dezvolta în serie Fourier de forma:

$$\Psi = a_0 + a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t + a_2 \cos 2\omega t + b_2 \sin 2\omega t + \dots \quad (6.5)$$

perioada oscilațiilor forțate fiind $T = \frac{2\pi}{\omega}$, ca și forța de oscilație aplicată se poate obține cu o precizie suficientă numai primii trei termeni ai seriei:

$$\Psi = a_0 + a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t \quad (6.6)$$

Înlocuind în ecuația diferențială de mișcare (6.4), se obține o inegalitate de forma:

$$\Phi(a_0, a_1, b_1, \omega t) \neq 0$$

unde:

$$\Phi = \frac{d^2\Psi}{dt^2} + \frac{2}{J}M(\Psi) - \frac{M_0}{J}\cos \omega t \quad (6.7)$$

coeficienții a_0 , a_1 și b_1 trebuie determinați astfel încât Φ să difere cât mai puțin de la zero.

Folosind metoda autorului [48] se determină cei trei coeficienți a_0 , a_1 , b_1 , care definesc mișcarea.

Coeficientul a_0 reprezintă deplasarea poziției medii în timpul oscilației, iar coeficienții a_1 și b_1 determină amplitudinea oscilației,

$$A = \sqrt{a_1^2 + b_1^2} \quad (6.8)$$

Sistemul elastic fiind simetric, $a_0 = 0$ și relația (6.6) devine:

$$\Psi = a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t \quad (6.9)$$

Deoarece interesează numai valorile absolute a amplitudinilor vibrațiilor de rezonanță $A = |a_1|$ și nu semnul ei, se obține o ecuație de forma:

$$\left(\frac{\omega}{p}\right)^2 - 1 + \frac{3}{4}C_2A^2 \pm \frac{A_0}{A} \quad (6.10)$$

Diagrama amplitudinii vibrației A funcție de pulsația forței excitatoare, trasată conform acestei ecuații, pentru o valoare determinată sau pentru amplitudinea de echilibru A_0 este prezentată în figura 6.1.

Din diagramă se vede că pentru pulsația forței excitatoare, care crește până la o valoare determinată (la stânga punctului n), amplitudinea vibrațiilor crește treptat.

Unei pulsații mai mari îi corespund trei valori ale amplitudinii. Se poate totuși arăta că vibrațiile care se produc având amplitudinea mijlocie reprezentată cu o linie punctată în figura 6.1, sunt nestabile, și de aceea sunt posibile două feluri de vibrații: cu amplitudini mari (porțiunea F – G) și cu amplitudini mici (porțiunea E – D). Felul amplitudinii care are loc în realitate depinde de modul în care se produc

vibrațiile. Vibrațiile cu amplitudine mare se pot obține pentru o valoare dată a forței excitatoare, iar pulsația ei se mărește foarte lin. Pentru abateri mici se produce o discontinuitate a vibrațiilor adică trecerea de la amplitudinile mari la cele mici, care sunt mult mai stabile.

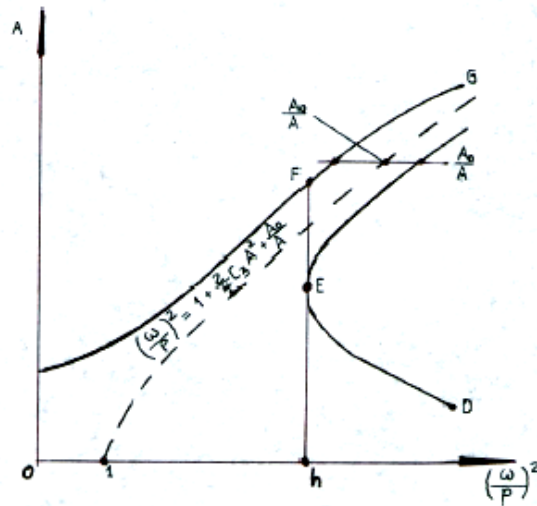


Fig. 6.1.

În cazul micșorării treptate a pulsației forței de excitație, amplitudinea vibrațiilor variază după linia DE și apoi se produce un salt în punctul F, amplitudinile mari nu se produc în acest caz.

Amortizarea limitează amplitudinile maxime; curba de rezonanță capătă forma din figura 6.2.

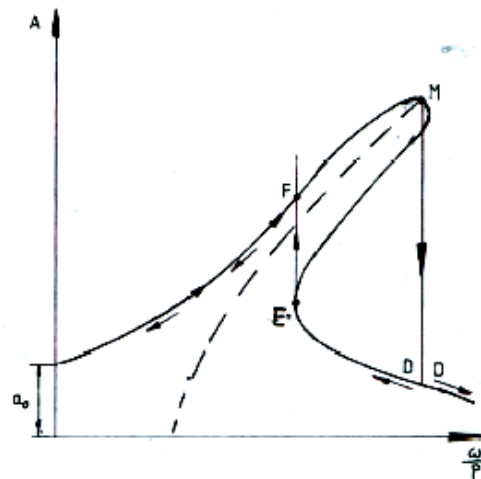


Fig. 6.2

Practic, la trecerea prin rezonanță a sistemului neliniar, amplitudinile maxime posibile (punctul M), nu se realizează în mod obișnuit, deoarece se produce o trecere a vibrațiilor pe porțiunea de jos a curbei de rezonanță [16, 48] cu mult mai înainte.

Datorită acestui fapt aplicarea în sistemele elastice a elementelor neliniare permite să se micșoreze considerabil pericolul regimului strict de rezonanță.

Un alt caz foarte important de sisteme elastice neliniare îl constituie sistemele cu caracteristică 'frântă'.

Un asemenea sistem este reprezentat în figura 6.3 în care vibrogeneratorul 1 este cuplat la placa 4 fixată pe capul pilotului 5, prin sistemul elastic 2. arcul din cauciuc 3 este fixat pe placa 4.

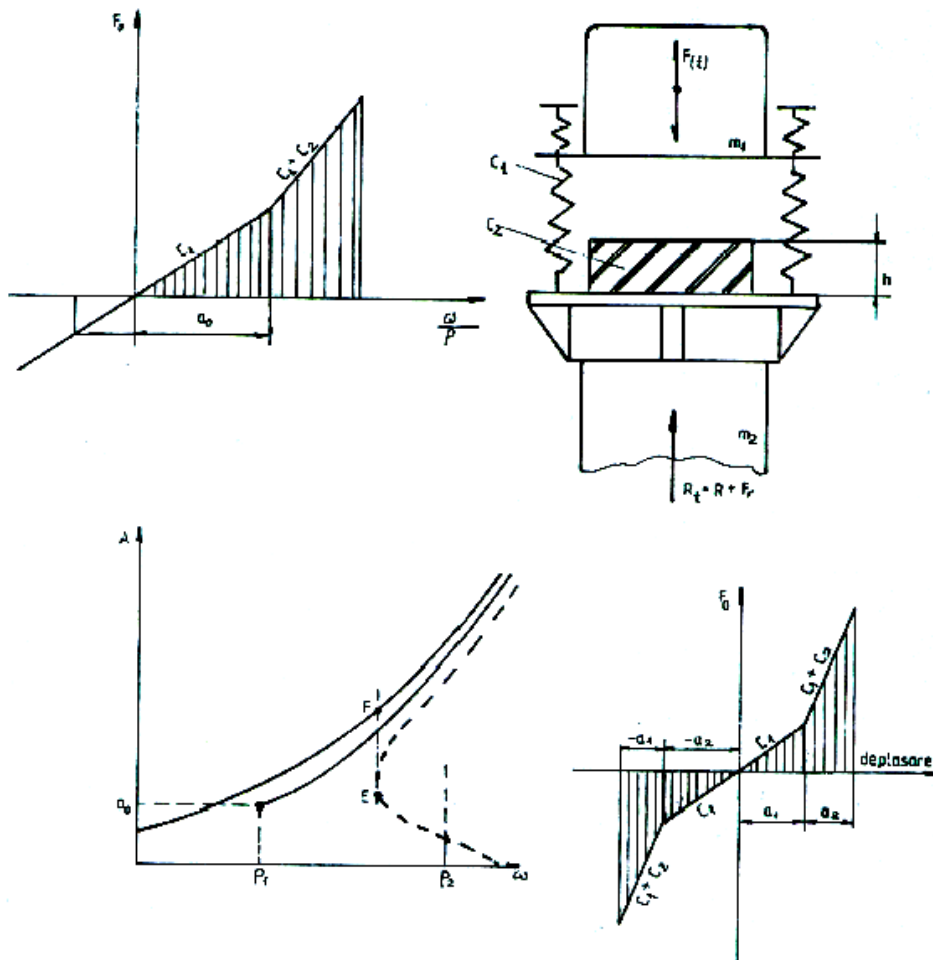


Fig. 6.3. Modelul mecanic a părții superioare a sistemului elastic cu caracteristică frântă în care: 1-vibrogenerator, 2-sistemul elastic de cuplare și transmiterea vibrațiilor, 3-arcul de cauciuc, 4-placa de lucru fixată pe capul pilotului 5

În cazul unei caracteristici neliniare simetrice curba de rezonanță fără amortizoare este reprezentată în figura 6.3 d. în care p este pulsația corespunzătoare elasticității sistemului pe prima porțiune (înaintea dispariției jocului) și cu p_2 pulsația corespunzătoare elasticității sistemului pe cea de-a doua porțiune (în cazul lipsei jocului a_0).

Pentru schema din figura 6.3 trebuie menționat faptul că în timpul funcționării sistemului vibrator vibrogeneratorul funcționează separat și împreună cu pilonul sau palplanșa, sistemul elastic din cauciuc având rolul de transmitere a vibrațiilor dar și de înmagazinare – vedere a energiei.

Arcurile sau arcul din cauciuc sunt fixate pe placă, rigidizate cu pilotul și sunt cu secțiune rectangulară plină, cu dimensiunile $a \times b \times h$, de formă prismatică, solicitate normal pe secțiunea transversală (figura 6.4).

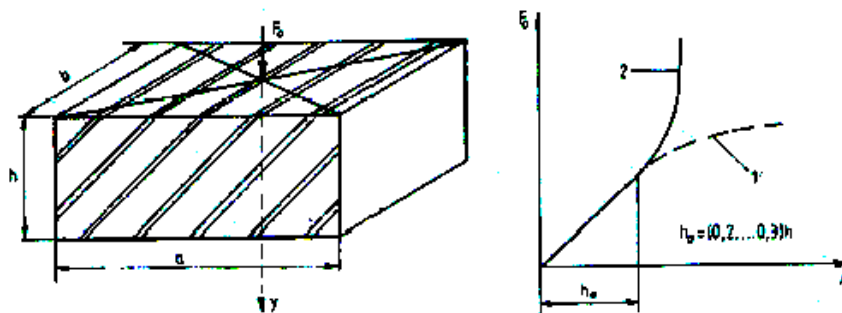


Fig. 6.4. Forma prismatică a arcului din cauciuc și caracteristica elastică
1-pentru arc moale, 2-pentru arc tare

Relația de legătură dintre parametrii geometrici, mărimile mecanice și elementele solicitării, după autorul [3], are forma:

$$F_0 = \beta E_{st} \cdot S \frac{y}{h_0} \quad (6.11)$$

în care β este coeficientul de corecție ce ține seama de rigidizarea elementului datorită 'efectului marginal' de prindere a cauciucului prin vulcanizarea de armăturile metalice ale sistemului vibrator.

Coeficientul de formă al arcului din cauciuc de formă prismatică (fig. 6.4), se calculează cu relația:

$$\phi = \frac{a \cdot b}{2(a + b)h} \quad (6.12)$$

iar forța capabilă a arcului din cauciuc, considerat, se determină cu expresia:

$$F_{0 \max} = \phi E_{st} \cdot S \frac{y_{\max}}{h_0} \quad (6.13)$$

în care y_{\max} este deformația axială maximă permisă a arcului din cauciuc, până la limita de elasticitate. De remarcat faptul că la comprimarea arcului din cauciuc până la $(0,2...0,3) h$, rezultă o caracteristică liniară a arcului după care, în funcție de rigiditate, rezultă o caracteristică neliniară moale (1) sau tare (2), fig. 6.4 b.

Pentru arcurile din cauciuc cu caracteristică tare, se poate lua o deformare de $h_0 = 0,3 h$.

Verificarea la rezistență a arcului de cauciuc adoptat pentru vibroînfigător, se face după [3] pe două căi, astfel:

$$A) \delta_{ef} = \frac{F_0}{S} \leq \sigma_a \quad (6.14)$$

atunci când se cunoaște forța F_0 , care reprezintă amplitudinea forței perturbatoare armonică, și nu se cunoaște cauciucul.

$$B) \delta_{ef} = \phi E_{st} \frac{Y}{h_0} \leq \sigma_a \quad (6.15)$$

atunci când se cunoaște cauciucul și condițiile de deformabilitate și nu se cunoaște forța F_0 .

Dimensionarea preliminară se face după criteriul de rezistență cu verificarea sistemului deformabilității admise $(0,2...0,3)h$ și relația de calcul a suprafeței secțiunii transversale a arcului din cauciuc considerat este:

$$S \geq \frac{F_0}{\sigma_a} \quad (6.16)$$

unde S este aria secțiunii transversale și se calculează cu relația:

$$S = 2(a + b)h\phi \quad (6.17)$$

Din cele două relații de mai sus, rezultă:

$$a + b \geq \frac{F_0 \varepsilon_a}{4\phi \gamma \sigma_a} \quad (6.18)$$

în care, dacă $a = b$ rezultă:

$$a \geq \frac{F_0 \varepsilon_a}{4\phi \gamma \sigma_a} \quad (6.19)$$

iar coeficientul de rigiditate k_y , se obține:

$$a \geq \frac{k_y}{4\phi \sigma_a} \quad (6.20)$$

Pentru arcurile din cauciuc la care $a = 1,5 b$, avem:

$$b = \frac{F_0 \varepsilon_a}{5\phi \gamma \sigma_a} \quad (6.21)$$

iar exprimarea în funcție de rigiditate k_y se obține astfel:

$$b \geq \frac{k_y a}{5\phi \sigma_a} \quad (6.22)$$

Pe baza acestor 2 relații se obține înălțimea h_0 a arcului din cauciuc:

$$h_0 = \frac{a \cdot b}{2(a + b)\phi} \quad (6.23)$$

unde h_0 se consideră adoptat, $h_0 = (0,2...0,3) h$, pentru obținerea în ansamblu a unei caracteristici liniare de tip 'frânt'.

În caz contrar, dacă nu se respectă condițiile impuse inițial, ecuațiile diferențiale de mișcare ale sistemului vibrator considerat vor fi neliniare.

Ecuatiile diferențiale neliniare care vor rezulta din comprimarea arcului din cauciuc peste limitele (0,2...0,3) h sunt foarte greu de integrat, deși soluțiile rezultate respectă în totalitate fenomenul fizic real. Aceste soluții exacte diferă puțin de soluțiile obținute din integrarea ecuațiilor diferențiale scrise pentru un sistem vibrator cu caracteristică 'frântă' (fig. 6.3 c și d). În figura 6.3 b este reprezentată caracteristica neliniară 'frântă' pentru un arc dur, nesimetrică față de origine, iar în figura 6.3 d este reprezentată caracteristica neliniară de tip 'frântă' simetrică față de origine.

Presupunând că forța excitatoare (perturbatoare) aplicată sistemului vibrator, variază după o lege armonică.

$$F(t) = F_0 \cos \omega t \quad \text{sau} \quad F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (6.24)$$

deplasarea la un moment dat este dată de relația,

$$\varphi = c_1 \cos pt + c_2 \sin pt + \frac{F_0}{pm} \int_0^1 \cos c_0 \tau \sin p(t - \tau) d\tau \quad (6.25)$$

Calculând integrala din relația (6.25) se obține:

$$\xi = \frac{p}{p^2 - \omega^2} (\cos \omega t - \cos pt) \quad (6.26)$$

care înlocuită în relația (6.24), rezultă:

$$\xi = \left[c_1 - \frac{F_0}{m} \frac{1}{p^2 - \omega^2} \right] \cos pt + c_2 \sin pt + \frac{F_0}{m(p^2 - \omega^2)} \quad (6.27)$$

Mișcarea rezultată este o sumă de două vibrații, una care are loc cu pulsație proprie p și a cărei amplitudine depinde de condițiile inițiale, iar cealaltă vibrație de pulsația cu a forței perturbatoare și cu amplitudinea

$$A = \frac{F_0}{m(p^2 - \omega^2)} \quad (6.28)$$

Această vibrație reprezintă chiar vibrația forțată provocată de forțe perturbatoare armonice, devine:

$$mp^2 = \frac{1}{\delta}$$

amplitudinea oscilației forțate poate fi scrisă sub forma:

$$A = \frac{\delta F_0}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} = A_0 \beta \quad (6.29)$$

unde $A_0 = F_0 \delta$ amplitudinea de echilibru a sistemului vibrator, adică deplasarea care ar lua naștere sub acțiunea forței F_0 aplicată static. 'factorul de amplificare' sau coeficientul dinamic β , care reprezintă raportul dintre amplitudinea reală a vibrațiilor forțate și amplitudinea de echilibru, este:

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \quad (6.30)$$

În cazul rezonanței $\omega = p$ și integrala din relația (6.25)

$$\int_0^t \cos \tau \sin p(t - \tau) dt = \sin pt \int_0^t \cos^2 p\tau d\tau - \cos pt \int_0^t \sin p\tau \cos \tau d\tau = \frac{1}{2} \sin pt \quad (6.31)$$

Introducând această valoare în relația (6.25) și presupunând că la momentul inițial, deplasarea și viteza sunt nule, adică $c_1=c_2=0$, se obține:

$$\xi = \frac{F_0}{m} \frac{1}{2} \sin pt \quad (6.32)$$

Creșterea nelimitată a amplitudinii vibrațiilor forțate (relația 6.32) poate avea loc numai în absența forțelor rezistente, inclusiv amortizările date la terenurile fundațiilor cu piloți. Energia disipată în procesul de vibrare pentru împingerea piloților va fi egală cu lucrul mecanic efectuat de forța perturbatoare și o parte din energia sistemului vibrator care se înmagazinează la nivelul arcurilor din cauciuc și care apoi este cedată sistemului la fiecare jumătate de perioadă de oscilație, reducând consumul de energie specific.

Lucrul mecanic al forțelor de frecare F_r dintre pilon și teren, este:

$$L_r = \int_0^t F_r \frac{dy}{dy} dt \quad (6.33)$$

În cazul rezistenței proporționale cu viteza, forța de frecare F_r este:

$$F_r = a \frac{dy}{dt}$$

Introducând această relație în formula (6.33) și ținând seama de faptul că:

$$\frac{dy}{dt} = -Ap \sin pt$$

se obține:

$$L_r = aA^2 p^2 \int_0^t \sin^2 pt \cdot dt = \frac{a}{2} p^2 TA^2 \quad (6.34)$$

Deoarece $pT = 2\pi$ rezultă:

$$L_r = a\pi pA^2$$

sau

$$\lambda = a\pi p\delta = nT$$

care reprezintă decrementul logaritmic de oscilație exprimat în funcție de turație și perioadă.

6.2. Influența forței excitatoare asupra parametrilor funcționali a vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase

Studiul teoretic de sinteză asupra modului în care forța perturbatoare influențează parametrii funcționali ai vibroînfigătorului de rezonanță, modelat mecanic de sisteme vibratoare cu două mase, cu caracteristica neliniară, se face pornind de la ecuațiile diferențiale de mișcare (5.3) și (5.4), care au fost scrise pentru cele două etape de mișcare $y > 0$ și $y < 0$, fără luarea în considerație a rezistențelor neelastice.

Dacă în sistemele ecuațiilor (5.3) și (5.4) se scade a doua ecuație din prima și introducând noi variabile de forma:

$$\theta = \omega t \quad \text{și} \quad z = \frac{m_1 \omega^2}{F_0} y \quad (6.36)$$

pentru cele două etape considerate, se obțin noi ecuații diferențiale de mișcare sub forma:

$$z + r_2^2 z = q + \sin \theta, \quad \text{pentru } z \geq 0 \quad (6.37)$$

$$z + r_1^2 z = q + \sin \theta, \quad \text{pentru } z \leq 0 \quad (6.38)$$

unde

$$q = \frac{\delta C_1}{F_0} \frac{m_1 + m_2}{m_2}; \quad r_2 \frac{p_2}{\omega}; \quad r_1 \frac{p_1}{\omega} \quad (6.39)$$

În studiul ecuațiilor diferențiale de mișcare (6.37) și (6.38) ne vom limita la găsirea soluțiilor periodice cu perioada $\frac{2\pi}{\omega}$. O astfel de soluție îndeplinește proprietățile de simetrie [47, 49] și de aceea, este suficient să o stabilim pentru o semiperioadă. Mișcarea vibrogeneratorului va fi analizată din momentul $\theta = 0$, a luării contactului cu arcul din cauciuc, până-n momentul $\theta = \pi$, a separării lui de arcul din cauciuc.

Având în vedere că scrierea noilor ecuații diferențiale de mișcare s-a făcut fără a se lua în considerare amortizările din sistem, mișcarea vibrogeneratorului se află în fază sau în opoziție de fază cu forța excitatoare (perturbatoare) iar ecuațiile (6.37) și (6.38) se pot scrie sub forma:

$$z + r_2^2 z = q - \varepsilon \cos \phi, \quad \text{pentru } z \geq 0 \quad (6.40)$$

$$z + r_1^2 z = q - \varepsilon \cos \phi, \quad \text{pentru } z \leq 0 \quad (6.41)$$

unde $\varepsilon = \pm 1$ este un factor care ține seama de faza forței excitatoare. Semnul se alege în așa fel, ca să fie $z > 0$, la $\theta = 0$ și $z < 0$ la $\theta = \pi$.

$$\begin{aligned}
z &= z'_0; \quad z' = 0, \text{ pentru } \Theta = 0 & (6.42) \\
z &= z'_\pi; \quad z' = 0, \text{ pentru } \Theta = \pi \\
z(\Theta_0^-) &= z(\Theta_0^+) = 0; & z'(\Theta_0^-) &= z'(\Theta_0^+)
\end{aligned}$$

În relațiile (6.42), Θ_0 reprezintă momentul separării vibrogeneratorului de arcul din cauciuc. Utilizând soluțiile ecuațiilor diferențiale (6.40) și (6.41) și punând condițiile (6.7) se găsește:

$$\begin{aligned}
z_0 &= a(1 - \cos r_2 \Theta_0) - \frac{\varepsilon(1 - \cos \Theta_0)}{r_2^2 - 1} \\
z_\pi &= b(1 - \cos r_1(\Theta_0 - \pi)) + \frac{\varepsilon(1 + \cos \Theta_0)}{r_1^2 - 1} \\
q &= r_2^2 \left(\frac{\varepsilon \cos \Theta_0}{r_2^2 - 1} - a \cos r_2 \Theta_0 \right)
\end{aligned}$$

unde:

$$\begin{aligned}
a &= \varepsilon \frac{e \cos \Theta_0 \sin r_1(\Theta_0 - \pi) - r_1 \cos r_1(\Theta_0 - \pi) \sin \Theta_0}{r_2(c - d)} \\
b &= \varepsilon \frac{e \cos \Theta_0 \sin r_1 \Theta_0 - r_1 \cos r_2 \Theta_0 \sin \Theta_0}{r_1(c - d)}
\end{aligned}$$

iar,

$$\begin{aligned}
c &= r_2 \cos r_2 \Theta_0 \sin r_1(\Theta_0 - \pi); \\
d &= r_1 \cos r_1(\Theta_0 - \pi) \sin r_2 \Theta_0; \\
e &= \frac{r_1^2 - r_2^2}{(r_2^2 - 1)(r_1^2 - 1)}
\end{aligned}$$

Determinarea amplitudinii vibrogeneratorului în raport cu placa de lucru fixată pe capul pilonului, se face cu relația:

$$A_0 = \frac{z_0 - z_\pi}{2} \frac{F_0}{m_1 \omega^2} \quad (6.43)$$

Pentru a stabili amplitudinile de rezonanță ale vibroînfigătorului și ale plăcii de lucru și pilonului, se folosește energia produsă și disipată în decursul unei perioade pe direcție verticală.

Bilanțul energetic al funcționării vibroînfigătorului de rezonanță (fig. 5.1) se scrie sub forma:

$$L = E_d \quad (6.44)$$

în care: L este lucrul mecanic efectuat de forța excitatoare în decursul unei perioade pe direcție verticală;

E_d este energia disipată în sistemul elastic de transmitere a vibrațiilor, în decursul aceleiași perioade.

La calculul lucrului mecanic necesar deplasării vibrogeneratorului în raport cu placa de lucru și pilon, se utilizează ecuațiile diferențiale de mișcare ale acestuia.

Decalajul de fază dintre forța excitatoare și mișcarea vibrogeneratorului se ia egală cu $\frac{\pi}{2}$ și în consecință, lucrul mecanic va fi:

$$L = 2F_0 \left[\int_0^{t1''} y \sin \omega t dt + \int_0^{t2'} y_s \sin \omega t dt \right] \quad (6.45)$$

unde:

$$y_c = p_2 \left(A_s + \frac{p_1^2}{p_2^2} \delta \right) \sin p t \quad - \text{este viteza vibrogeneratorului în contact cu arcul}$$

din cauciuc

$$y_s = p_1 (A_s - \delta) \sin p_1 t \quad - \text{este viteza vibrogeneratorului separat de arcurile}$$

din cauciuc

Timpii t_1 și t_2 se determină cu ajutorul relațiilor (5.35) și (5.36).

Folosind expresiile celor două viteze y'_c și y'_s precum și valorile timpilor t_1 și t_2 , se pot calcula integralele din relația (6.45), rezultând în final valoarea lucrului mecanic sub forma:

$$L = c_1 A_c F_0 \quad (6.46)$$

în care:

$$k_1 = 2 \cos \frac{\pi \omega}{2 p_2} \left(\frac{p_2^2}{p_2^2 - \omega^2} + \frac{p_2}{p_1} \frac{p_1^2}{(\omega^2 - p_1^2)} \right) \quad (6.47)$$

De remarcat că relația (6.47) a fost stabilită din considerația că jocul dintre placa de lucru a vibrogeneratorului și arcurile din cauciuc să fie nul, care reprezintă un caz deosebit de interesant în studiul parametrilor de rezonanță ai vibroînfigătorului de rezonanță considerat.

Energia vibrațiilor disipată în decursul unei perioade în sistemul elastic de transmitere a vibrațiilor, este dată de relația:

$$E_d = \frac{c_2 A_c^2 C_2}{2} + \frac{k_3 C_1 (A_s + A_c)^2}{8} \quad (6.48)$$

sau

$$E_d = C_4 \frac{k_2 A_c^2 C_2}{2} \quad (6.49)$$

în care

$$k_4 = 1 + \frac{k_2 c_1}{4 k_2 c_2} \left(1 + \frac{A_s}{A_c} \right)^2 \quad (6.50)$$

Celelalte mărimi care intră în alcătuirea relației (6.48) sunt:

- K_4 – coeficient ce caracterizează capacitatea de înmagazinare – redare a energiei de către arcurile din cauciuc;
 K_3 – coeficient ce caracterizează capacitatea de absorbție a energiei de către arcurile elicoidale
 A_c , A_s , C_1 și C_2 sunt cunoscute din relațiile scrise mai înainte, adică constantele elastice ale sistemului elastic din relațiile (5.1) și (5.2).

Comprimarea maximă a arcurilor din cauciuc (A_c) de către vibrogenerator se exprimă în funcție de parametrii constructivi și funcționali ai vibroînfigătorului de rezonanță sub forma:

$$A_c = \frac{M_s}{G_1} - \frac{2\omega^2 k_1}{(p_2^2 - p_1^2) k_2 k_1} \frac{G_1 + G_2}{G_2} \quad (6.51)$$

unde:

$$M_s = \sum_{i=1}^n C_i r_i - \text{este momentul static al excentricilor vibroînfigătorului}$$

G_1 – greutatea totală a vibroînfigătorului

G_2 – greutatea totală a plăcii de lucru împreună cu pilonul sau palplanșa.

Greutatea totală a plăcii de lucru împreună cu sistemul de legătură și de cauciuc.

În cazul jocului nul, amplitudinea vibrogeneratorului în raport cu placa și pilonul, au forma:

$$A^0 = A_c \frac{p_1 + p_2}{2p_1} \quad (6.52)$$

Pentru determinarea amplitudinii absolute ale vibrogeneratorului și ale plăcii de lucru cu pilonul (organul de lucru) este necesar folosirea ecuației diferențiale (5.6), din care se obține:

$$A_1 m_1 = A_2 m_2$$

sau

$$A_2 = A_1 \frac{m_1}{m_2} \quad (6.53)$$

Având în vedere că $A^0 = A_1 + A_2$ și utilizând relațiile (6.51), (6.52), (6.53) se pot determina ușor amplitudinile absolute ale vibrogeneratorului și ale plăcii de lucru împreună cu pilonul (organul de lucru al mașinii), în condițiile de funcționare în regim de rezonanță, care vor avea forma:

$$A_1 = \frac{M_s}{G_1} \frac{2\omega^2 k_1}{(p_2^2 - p_1^2) k_2 k_1} \frac{p_1 + p_2}{2p_1} \quad (6.54)$$

$$A_2 = \frac{M_s}{G_2} \frac{2\omega^2 k_1}{(p_2^2 - p_1^2) k_2 k_4} \frac{p_1 + p_2}{2p_1} \quad (6.55)$$

Determinarea puterii necesare acționării se face cu ajutorul lucrului mecanic efectuat de forța excitatoare în decursul perioadei $T = \frac{2\pi}{\omega}$, adică:

$$P = \frac{L}{T} \quad (6.56)$$

sau

$$P = \frac{k_1 a_1 \omega F_0}{2\pi} \quad (6.57)$$

Pentru calculul valorilor A_1 și p , trebuie cunoscut coeficientul K_2 , ce caracterizează capacitatea de înmagazinare - redare a energiei de către arc din cauciuc.

După datele cunoscute din literatura de specialitate studiată [8], [15] și din rezultatele experimentale, pentru cauciucul tehnic $K_2 = 0,6...0,8$

Revenind la ecuațiile (6.53) și (6.54) se constată că valorile pulsațiilor p_1 și p_2 sunt influențate de raportul maselor m_1 și m_2 , care, în general, reprezintă niște invariații ale sistemului vibrator.

Totuși, în cazul proceselor de lucru, valoarea m_2 poate să varieze ca urmare a schimbării elementului de înfipt (pilonului) care va avea o altă masă, și implicit pulsația proprie a sistemului. Din această cauză este necesar ca dimensiunea și masa organului de lucru începând cu placa fixată pe capul elementului ce trebuie înfipt în teren să se facă cu strictă concordanță cu parametrii funcționali ai vibrogeneratorului de rezonanță. În caz contrar poate să apară fenomenul de instabilitate în funcționare, ceea ce trebuie evitat. Fenomenul de instabilitate în funcționare, care ar putea să apară la un moment dat nu este de dorit.

Pentru evitarea fenomenului de instabilitate se recomandă un calcul corect de dimensionare, care să prevadă o zonă mai largă a regimului de funcționare stabilă, o executare precisă a pieselor componente a întregii mașini și în special a vibroînfigătorului. De asemenea, montarea și reglarea corectă a sistemului de producere și transmitere a vibrațiilor și a organului de lucru efectiv (placa de lucru împreună cu pilonul) prezintă o importanță deosebită în acest sens.

Dacă în relațiile (5.26) punem:

$$k_5 = \frac{m_1 + m_2}{m_1}$$

și

$$k_m = \frac{m_2}{m_1},$$

adică

$$K_5 = 1 + K_m$$

se obține:

$$r_1 = \sqrt{(1+k_m) \frac{c_1}{c_2}}; \quad r_2 = \sqrt{(1+k_m) \frac{c_1+c_2}{c_2}} \quad (6.57)$$

Folosind relația (6.56) pentru valori ale coeficienților r_1 și r_2 stabilite experimental, se pot determina constantele elastice echivalente ale sistemului de transmitere a vibrațiilor, sub forma:

$$c_1 = r_1^2 m_1 \omega^2 \frac{1}{1+c_m}; \quad c_2 = r_2^2 m_1 \omega^2 \frac{1}{1+c_m} - c_1 \quad (6.58)$$

Masa m_2 , care în general se alege în funcție de necesitățile de producție, are două componente:

$$m_2 = m_2' + m_2'' \quad (6.59)$$

în care:

m_2' – este masa plăcii de lucru a vibroînfigătorului fixată pe capul pilonului;
 m_2'' – masa mediului de lucru, pilon, palplansă, țevă, care trebuie înfipt în teren.

Masa organului de lucru (m_2) se calculează din condiția respectării în mod strict a rigidității construcției metalice, folosind teoriile din rezistența materialelor și metoda autorului [8], [12] iar alegerea dimensiunilor lui se face respectând necesitățile de producție. Determinarea masei m_2'' se face în funcție de elementul supus procesului de înfigere și productivitatea impusă prin tema de proiectare precum și de caracteristicile de rezistență ale acestuia.

Având valoarea masei m_2 , stabilită prin componentele sale, se determină coeficientul c_m , valoarea masei m_1 a vibrogeneratorului.

Valorile coeficientului c_m variază în funcție de tipul mașinii cu acțiune vibrantă și ele se stabilesc printr-un calcul statistic. Astfel, pentru mase vibrante de rezonanță, cu două mase, autorul [27, 28, 29, 30, 31 și 32], stabilește:

$$C_m = \frac{1}{13} \dots \frac{1}{6} \quad (6.60)$$

Valorile mai mici ale coeficientului c_m se adoptă pentru capacități mari de producție, elemente de dimensiuni și greutate mari și invers.

De altfel, analizând graficul reprezentat în figura (6.5) rezultă influența raportului maselor și a raportului de reglare asupra amplitudinilor celor două mase ale sistemului vibrator considerat [10...16].

Acest grafic este valabil pentru cazul sistemelor vibratoare cu două mase la care una din mase se sprijină pe fundație, mediul elastic deformabil sau cu amortizare (teren).

Determinarea amplitudinii de rezonanță (A_1) a vibrogeneratorului, care intră în calculul puterii de acționare în condiții de existență a jocului, se face cu ajutorul unei formule pe care autorul [29] a stabilit-o experimental, în funcție de joc, și are forma:

$$A_1 = A_{01} + C_\delta^2 \quad (6.61)$$

în care:

A_{01} este amplitudinea vibrogeneratorului la joc nul;
 δ - jocul dintre placa de lucru a vibrogeneratorului și arcul din cauciuc fixat pe placa de lucru din capătul superior al pilonului;
 C_δ - coeficient al raportului maselor m_1 și m_2 .

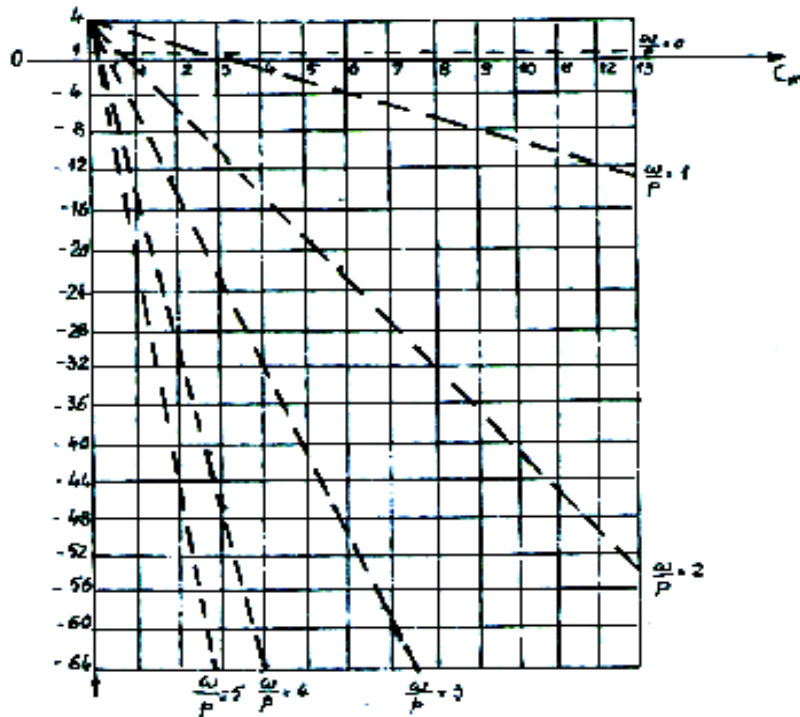


Fig. 6.5. Graficul de variație a raportului amplitudinilor în funcție de raportul maselor la diferite raporturi de reglare

Valorile coeficientului C_δ , variază în funcție de tipul mașinii de rezonanță, efectuând un calcul statistic.

Valoarea amplitudinii (A_{01}) la joc nul se determină folosind amplitudinea organului de lucru (placa de lucru cu pilonul), adoptată în funcție de natura elementului supus procesului tehnologic de înfigere, împreună cu relația (6.60).

$$A_{01} = \frac{A_2}{C_m} \quad (6.62)$$

Foarte important în calculul amplitudinii A_1 este valoarea adoptată pentru coeficientul C_δ . Astfel, în cazul când valoarea lui C_δ se apropie de unitate, vibroînfigătorul de rezonanță va funcționa în zona de instabilitate pentru o creștere mică a jocului δ (fig. 6.6). De asemenea, amplitudinea A_1 crește foarte mult și odată cu ea și solicitările întregii mașini. În procesul tehnologic de înfigere a elementelor de construcții, pericolul apariției instabilității este exclusă, datorită coeficientului foarte mare de amortizare a terenului în care se implementează pilonul, palplanșa sau țeava.

În fig. 6.2 este dat graficul de variație a amplitudinii vibrogeneratorului care a fost stabilit de autorul [16], în funcție de jocul dintre placa de lucru și arcul din cauciuc.

Curbele de variație $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$, au fost obținute pentru valori descrescânde ale coeficientului (C_δ), începând de la $C_\delta = 1$,

$$|C\delta_1 > C\delta_2 > C\delta_3 > C\delta_4|$$

Curba punctată Δ_1 trebuie evitată, deoarece conduce la instabilitate și la eforturi exagerate în piesele mașinii cu acțiune vibrantă.

7. DETERMINAREA PARAMETRILOR CINEMATICI ȘI DINAMICI AI VIBROÎNFIGĂTOARELOR DE REZONANȚĂ CU DOUĂ MASE

7.1. Aspecte teoretice

Vibroînfigătoarele de rezonanță se caracterizează prin aceea că vibrogeneratorul este prevăzut cu sincronizator, este fixat elastic la placa de lucru și elementul supus procesului de înfigere, care se sprijină pe teren.

Pentru stabilirea parametrilor cinematici și dinamici ai vibroînfigătoarelor de rezonanță modelate mecanic de sisteme vibratoare cu două mase cu caracteristică neliniară 'frântă', se adoptă modelul dinamic din figura 7.1, în care m_1 modelează vibrogeneratorul, m_2 modelează placa de lucru fixată la elementul de construcție supus procesului de înfigere, iar masa m_2'' modelează pilotul sau palplanșa.

Arcurile de cuplare și înmagazinare-redare a energiei sunt reprezentate prin constantele c_1 și c_2 .

Ecuțiile diferențiale de mișcare, cu luarea în considerare a amortizărilor, în cele două etape considerate, sunt.

Pentru $y \geq 0$ avem:

$$\begin{aligned} m_1 y_1'' + h_1(y_1' - y_2') + c_1(y_1 - y_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 y_2'' - h_1(y_1' - y_2') + h_2(y_2 - y_3) - c_1(y_1 - y_2) &= 0 \\ m_2'' y_3'' - h_2(y_2 + y_3) &= 0 \end{aligned} \quad (7.1)$$

Pentru $y < 0$, se poate scrie:

$$\begin{aligned} m_1 y_1'' + (c_1 + c_2)(y_1 - y_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 y_2'' + h_2(y_2 + y_3) + c_1(y_2 - y_1) &= 0 \\ m_2'' y_3'' - h_2(y_2 + y_3) &= 0 \end{aligned} \quad (7.2)$$

sau

$$\begin{aligned} y_{11}'' + p_{11}^2(y_{12} - y_{21}) &= q_{11} \sin \omega t \\ y_{21}'' + 2n_{21}(y_{21}' - y_{31}') + p_{21}^2(y_{21} - y_{11}) &= 0, \quad y \geq 0 \\ y_{31}'' + 2n_{22}(y_{31}' + y_{21}') &= 0 \end{aligned} \quad (7.3)$$

și

$$\begin{aligned}
'' & \\
y_{12} + p_{12}^2 (y_{12} - y_{22}) &= q_{11} \sin \omega t \\
'' & \\
y_{22} + 2n_{21} (y_{22} - y_{32}) + p_{22}^2 (y_{22} - y_{12}) &= 0, \quad y < 0 \\
'' & \\
y_{32} + 2n_{22} (y_{32} + y_{22}) &= 0
\end{aligned} \tag{7.4}$$

unde:

$$\begin{aligned}
p_{11}^2 &= \frac{c_1}{n_1}; p_{12}^2 = \frac{c_1}{n_2}; 2n_{21} = \frac{h_2}{m_2}; 2n_{22} = \frac{h_2}{m_2}; \\
p_{21}^2 &= \frac{c_1 + c_2}{m_1}; p_{22}^2 = \frac{c_1 + c_2}{m_2}; q_{11} = \frac{F_0}{m_1}
\end{aligned}$$

iar y_{11} și y_{12} corespund celor două etape de mișcare $y \geq 0$ și $y < 0$.

Pentru integrarea sistemelor de ecuații diferențiale (7.3) și (7.4), se consideră soluțiile generale, fără prima parte (soluția ecuației omogene în vibrație liberă). Datorită termenului exponențial (-nt), adică:

$$\begin{aligned}
y_{11} &= A_{11} \sin \omega t + B_{11} \cos \omega t \\
y_{21} &= A_{21} \sin \omega t + B_{21} \cos \omega t; \quad y \geq 0 \\
y_{31} &= A_{31} \sin \omega t + B_{31} \cos \omega t
\end{aligned} \tag{7.5}$$

și

$$\begin{aligned}
y_{12} &= A_{12} \sin \omega t + B_{12} \cos \omega t \\
y_{22} &= A_{22} \sin \omega t + B_{22} \cos \omega t; \quad y < 0 \\
y_{32} &= A_{32} \sin \omega t + B_{32} \cos \omega t
\end{aligned} \tag{7.6}$$

Introducând soluțiile (7.5) și derivatele lor până la ordinul doi, în sistemul (7.3) se obține:

$$\begin{aligned}
(p_{11}^2 - \omega^2)A_{11} - p_{11}^2 A_{21} &= q_{11} \\
(p_{11}^2 - \omega^2)B_{11} - p_{11}^2 B_{21} &= 0 \\
-p_{21}^2 A_{11} + (p_{21}^2 - \omega^2)A_{21} - 2n_{21}\omega B_{31} &= 0 \\
-p_{21}^2 B_{11} + 2n_{21}\omega A_{21} + (p_{21}^2 - \omega^2)B_{21} - 2n_{21}\omega A_{31} &= 0 \\
2n_{22}\omega B_{21} - \omega^2 A_{31} - 2n_{22}\omega B_{31} &= 0 \\
-2n_{22}\omega A_{21} + 2n_{22}\omega A_{31} - \omega^2 B_{31} &= 0
\end{aligned} \tag{7.7}$$

Rezolvând sistemul (7.7) cu ajutorul determinanților se obțin soluții de forma:

$$A_{11} = \frac{\Delta A_{11}}{\Delta}; B_{11} = \frac{\Delta B_{11}}{\Delta}; A_{21} = \frac{\Delta A_{21}}{\Delta}; B_{21} = \frac{\Delta B_{21}}{\Delta}; A_{31} = \frac{\Delta A_{31}}{\Delta}; B_{31} = \frac{\Delta B_{31}}{\Delta}; \tag{7.8}$$

sau,

$$A_{i1} = \frac{\Delta A_{i1}}{\Delta}; B_{i1} = \frac{\Delta B_{i1}}{\Delta}; i = 1, 2, 3$$

Procedând analog cu soluțiile (7.6) și sistemul de ecuații diferențiale (7.4) avem:

$$\begin{aligned} (p_{12}^2 - \omega^2)A_{12} - p_{12}^2 A_{22} &= q_{11} \\ (p_{12}^2 - \omega^2)B_{12} - p_{12}^2 B_{22} &= 0 \end{aligned} \quad (7.9)$$

$$-p_{22}^2 A_{12} + (p_{22}^2 - \omega^2)A_{22} - 2n_{22}\omega B_{22} + 2n_{21}\omega B_{32} = 0$$

$$-p_{22}^2 B_{12} + 2n_{21}\omega A_{22} + (p_{22}^2 - \omega^2)B_{22} - 2n_{21}\omega A_{32} = 0$$

$$2n_{22}\omega B_{22} - \omega^2 A_{32} - 2n_{22}\omega B_{32} = 0$$

$$-2n_{22}\omega A_{22} + 2n_{22}\omega A_{32} - \omega^2 B_{32} = 0$$

Aplicând aceeași metodă de rezolvare a sistemului (7.9), se obțin soluțiile:

$$A_{12} = \frac{\Delta A_{12}}{\Delta}; B_{12} = \frac{\Delta B_{12}}{\Delta}; A_{22} = \frac{\Delta A_{22}}{\Delta}; B_{22} = \frac{\Delta B_{22}}{\Delta}; A_{32} = \frac{\Delta A_{32}}{\Delta}; B_{32} = \frac{\Delta B_{32}}{\Delta};$$

sau,

$$A_{i2} = \frac{\Delta A_{i2}}{\Delta}; B_{i2} = \frac{\Delta B_{i2}}{\Delta}; i = 1, 2, 3 \quad (7.10)$$

De remarcat că valorile perechilor de amplitudini sunt funcții de mase, constante elastice, amortizări, forță excitatoare, adică:

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \varphi_{ij}[m_i, k_i, h_i, F(t)] \\ B_{ij} &= \varphi_{ij}[m_i, k_i, h_i, F(t)] \end{aligned} \quad (7.11)$$

Forma generală restrânsă a soluțiilor particulare ale sistemelor de ecuații diferențiale (7.3) și (7.4) este:

$$x_i = A_i \sin(\omega t + \varphi_i); \quad i = 1, 2, 3 \quad (7.12)$$

Cu ajutorul relației (7.10) se pot determina lejer și ceilalți parametri cinematici și dinamici (viteze, accelerații, variațiile accelerațiilor, forțe de accelerare, etc.) ce caracterizează funcționarea vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase, cu caracteristică neliniară, cu joc (vezi capitolul 5).

În figura 7.1, a este prezentată schema constructivă de principiu a vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase cu caracteristica neliniară 'frântă', în care pozițiile 1...7 reprezintă: 1 - electromotor; 2 - transmisie în care este înglobat și sincronizatorul de turație al arborilor cu excentrice; 3, 4 - sistemul elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor construit din arcuri elicoidale montate perechi pe tije speciale, prevăzute cu porțiuni filetate și capete tranconice de fixare și reglare, precum și din arcul de cauciuc 5, care are rolul de a asigura funcționarea mașinii pe o caracteristică neliniară și în același timp, asigură înmagazinarea - energiei dintr-o semiperioadă pe care o redă sistemului în cealaltă perioadă superioară; 6 - placa de lucru a vibrogeneratorului rigidizată pe capul superior al pilonului prin intermediul unor sisteme de fixare mecanice, hidraulice, electromecanice, electrohidraulice sau

magnetice; 7 – elementul de înfipt sau de extras; C_1 și C_2 reprezintă constantele de amortizare în funcție de viteză; C_m și h_m constantele elastice de legătură cu terenul, respectiv constanta totală echivalentă de amortizare a terenului în care se realizează înfigerea pilonului.

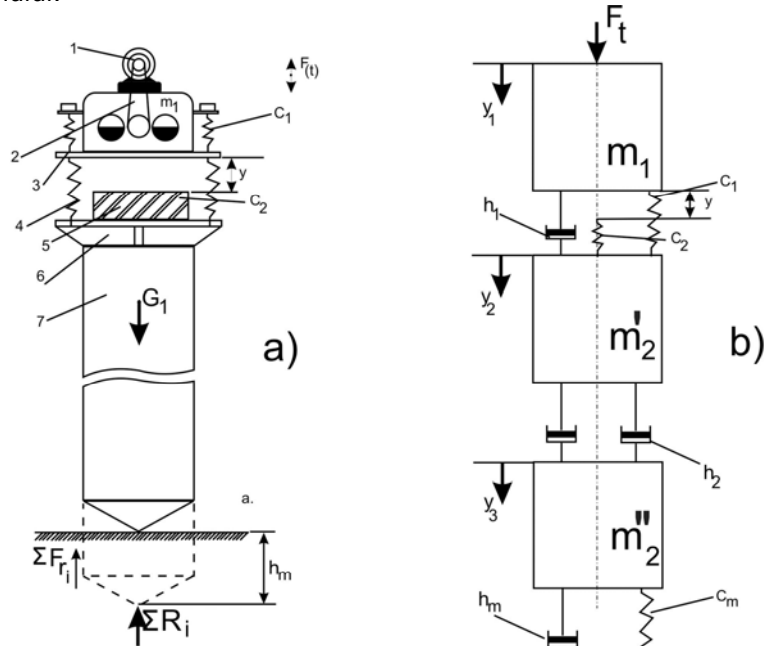


Fig. 7.1.a) Reprezintă schema constructivă de principiu a vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase, în care: 1 - electromotorul, 2 - transmisia, 3 și 4 - sistemul de cuplare și transmitere a vibrațiilor, 5 - arcul din cauciuc, 6 - placa de lucru a vibrogeneratorului fixată rigid pe capul pilonului 7

Fig. 7.1.b) și c) Reprezintă modelele dinamice ale vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase, cu caracteristica neliniară, utilizate la lucrări de consolidare a terenurilor de fundare

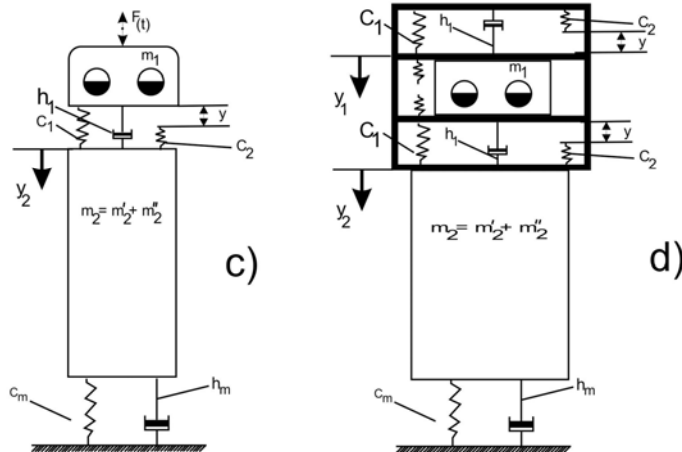


Fig. 7.1. d) Reprezintă modelele dinamice ale vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase, cu caracteristica neliniară, utilizate la lucrări de extracție a pilotilor și palplanselor

7.2. Concluzii

Determinarea parametrilor cinematici și dinamici se referă la schemele constructive de principiu și modelele mecanice și dinamice prezentate în figura 7.1, în care masa m_1 modelează vibrogeneratorul, care produce o forță de excitație armonică $F = F_0 \sin \omega t$ dirijată pe direcție verticală, masa m_2 modelează placa de lucru a vibrogeneratorului, iar m_2'' modelează pilotul sau palplanșa.

Pentru poziția de echilibru a mașinilor prezentate în figura 7.1 există, prin construcție și reglare, un joc y , stabilit la montaj, între vibrogenerator și arc din cauciuc C_2 , iar în momentul începerii contactului ambele arcuri C_1 și C_2 vor fi comprimate. Montarea cu prestrângere a sistemului elastic reprezentat prin constanta elastică totală echivalentă C_1 se impune pentru NOUL SISTEM DE PRODUCERE ȘI TRANSMITERE A VIBRAȚIILOR, conceput de autorul prezentei lucrări, pentru a se evita apariția unor fenomene dăunătoare cum ar fi șocuri pe diferite direcții – care afectează durabilitatea întregii mașini, stabilitatea în funcționare precum și zgomotul mare produs de șocurile care apar în timpul funcționării.

În timpul funcționării vibroînfigătorului din figura 7.1, forța de prestrângere (F_p), în cazul vibrațiilor libere, echilibrează forța de inerție și forța de readucere elastică, la deplasarea masei m_1 în jos, iar pentru deplasarea masei m_2 în același sens, forța de prestrângere echilibrează numai diferența dintre forța de readucere elastică (F_e) și forța de inerție (F_i).

În cazul vibrațiilor forțate, la aceeași deplasare a masei m_1 , forța de prestrângere (F_p) împreună cu forța perturbatoare (F_t) echilibrează forța de inerție (F_i) și forța de readucere elastică (F_e), iar pentru masa m_2 echilibrul se face asemănător vibrațiilor libere.

Echilibrul forțelor celor două etape considerate ($y < 0$ și $y \geq 0$ este conținut în ecuațiile diferențiale 5.1...5.4 și 7.1...7.4.

Cu privire la mărimea efectivă a forței de prestrângere a sistemului elastic, autorul [16] arată că F_p intră în calculul de dimensionare a sistemului elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor și ea are o valoare bine determinată; stabilită în funcție de valoarea maximă a amplitudinii de rezonanță a vibrogeneratorului. Săgeata efectivă maximă sub efectul forței de prestrângere F_p va trebui să fie mai mare decât valoarea maximă posibilă a amplitudinii de rezonanță și ea se găsește la proiectare în funcție de ansamblul pilon – teren, frecvență, viteză, deplasare, etc.

Pentru a evidenția avantajele deosebite pe care le prezintă echiparea vibroînfigătoarelor de rezonanță cu sistem elastic de înmagazinare – redare a energiei de tip neliniar cu joc în figura (7.2) sunt reprezentate curbele de rezonanță și forțele de accelerare ce se obțin în cazul unor tipuri de sisteme elastice liniare și neliniare.

Din analiza comparativă a graficului se constată că sistemele elastice cu caracteristică neliniară cu joc sunt cele mai avantajoase, deoarece prezintă o stabilitate mai bună în funcționare, iar forțele de accelerare sunt mai mari decât în cazul celorlalte două, la aceeași dimensiune și forță perturbatoare a vibroînfigătorului.

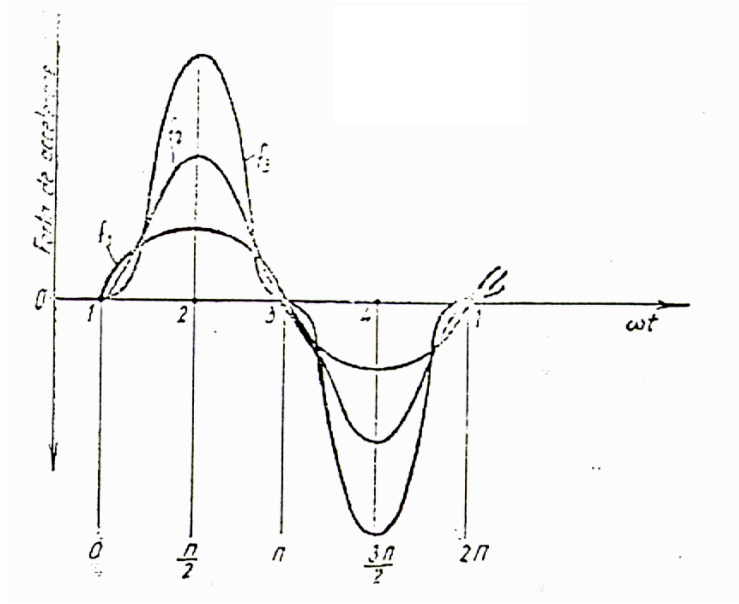


Fig.7.2.a. Graficul forței de accelerare în funcție de frecvența de excitație, pentru sistemele elastice iniare și neliniare

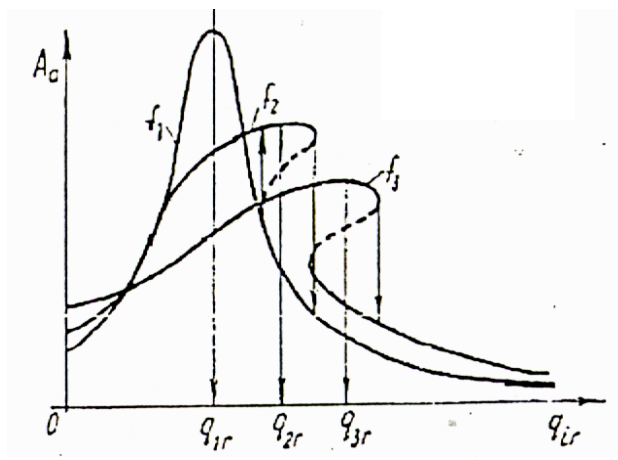


Fig.7.2.b. Graficul curbelor de rezonanță în funcție de raportul de reglare, pentru sistemele elastice iniare și neliniare

8. PROBLEME ALE STABILITĂȚII ÎN FUNCȚIONARE A VIBROÎNFIGĂTOARELOR MODELATE MECANIC DE SISTEME VIBRATOARE CU DOUĂ MASE

8.1. Considerente generale

Stabilitatea în funcționare a unei mașini vibrante reprezintă caracteristica cea mai importantă și ea determină calitățile și durabilitatea în funcționare.

Stabilitatea în funcționare a unei mașini cu acțiune vibrantă, reprezintă capacitatea acesteia de a menține neschimbată în anumite limite, legea necesară de oscilație impusă organului sau de lucru.

După cum este deja cunoscut, mărimile care determină Legea de oscilație a organului de lucru a multor mașini cu acțiune vibrantă se poate modifica în timpul funcționării, fie din cauza schimbărilor parametrilor proprii, fie din cauza încărcărilor accidentale exterioare sau din interiorul sistemului, precum și a variației încărcărilor și parametrilor de alimentare a motorului de acționare.

Dintre parametrii a_1, a_2, \dots, a_k ai mașinii vibrante, de care depinde amplitudinea organului său de lucru, pot fi separați parametrii a_1, a_2, \dots, a_k , care suferă modificări în procesul de lucru, în special cu caracter accidental.

În scopul simplificării studiului se consideră că organul de lucru (pilonul), efectuează în mod constant vibrații unidirecționale dirijate pe verticală, astfel încât în finalul derivării parametrilor, se schimbă numai mărimea amplitudinii vibrației.

Generalizarea cazurilor mai complicate nu prezintă greutatea esențiale, în schimb conduce la calcule mai laborioase.

În cele ce urmează vor fi prezentate și studiate criteriile posibile ale stabilității și se vor da exemple de folosire ale acestora pentru alegerea și compararea parametrilor funcționali ai unor tipuri de bază de mașini vibrante cu funcționare în regim de rezonanță (fig. 8.1 a și b).

Pentru început se citează criteriul determinant al stabilității după autorul [5], adică criteriul care sub formă explicită nu se bazează pe prezentări probabile.

Fie intervalele abaterilor parametrilor a_1, a_2, \dots, a_k de la valorile nominale $a_{10}, a_{20}, \dots, a_{k0}$ care determină inegalitățile:

$$-\theta_{1-} \leq a_1 - a_{10} \leq \theta_{1+}, \quad -\theta_2 \leq a_2 - a_{20} \leq \theta_2, \dots, \quad -\theta_k \leq a_k - a_{k0} \leq \theta_{k+} \quad (8.1)$$

$$(\theta_{s+} \geq 0, \quad \theta_{s-} \geq 0, \quad S = 1, 2, 3, \dots, k)$$

În cazul cel mai frecvent, aceste intervale sunt simetrice în raport cu valorile nominale, adică:

$$\theta_{s+} = \theta_{s-} = \theta$$

Pentru sensibilitatea S_e a mașinii vibrante de rezonanță, după autorul [2], se înțelege valoarea maximă a modificării relative a amplitudinii vibrației (A), pentru modificări ai parametrilor în limitele acestor abateri:

$$S_e = \frac{|\Delta A|_{max}}{A_0} = \frac{|A - A_0|_{max}}{A_0} \quad (8.2)$$

în care A_0 reprezintă valoare nominală a amplitudinii.

De remarcat că sensibilitatea S_e a mașinii vibrante este o mărime caracteristică, opusă sensibilității S_t , și într-o serie de cazuri, așa cum vom vedea în cele ce urmează, este mai comod să se folosească tocmai această caracteristică. Aceasta deoarece la determinarea sensibilității (S_e) nu este necesar să se cunoască legile probabile de răspândire a abaterilor.

Literatura de specialitate studiată, menționează că cea mai defavorabilă combinație a abaterilor parametrilor (adică combinația care răspunde valorii maxime a abaterilor $|\Delta A|$) este un caz extrem de rar întâlnit.

Din punct de vedere al teoriei probabilităților, cel mai rațional, pentru valoarea posibilă maximă $|\Delta A|$, este să se ia mărimea:

$$|\Delta A|_{max} = |Am - A_0| + 3\tau_A, \quad (8.3)$$

unde:

Am – amplitudinea matematică posibilă;

τ_A - abaterea medie pătratică a amplitudinii, considerată ca o funcție de mărimi întâmplătoare a_1, a_2, \dots, a_k .

La acest fel de abatere, care depășește după valoarea absolută, pe cea indicată mai înainte, se va întâlni destul de rar: în cazul legii normale de răspândire de exemplu, în 0,3% din cazuri precum și în cazul de mai defavorabil al legii de răspândire, de exemplu în 11% din cazuri [2].

Relația (8.2) pentru determinarea sensibilității (S_e) păstrează și în cazul utilizării metodei probabilistice de calcul a mărimii $|\Delta A|_{max}$.

Literatura de specialitate menționează legătura strictă și strânsă dintre sensibilitate și noțiunile de precizie și siguranță, care în ultimul timp, au căpătat o mare răspândire în teoria comenzii automate și în construcția aparatelor de precizie și propune unificarea acestor noțiuni într-o singură noțiune și anume EFICACITATE.

Eficacitatea mașinii cu acțiune vibrantă poate fi determinată ca o probabilitate a faptului că eroarea relativă a amplitudinii:

$$\frac{\Delta A_{max}}{A_0}$$

în decursul unui interval de timp determinat τ , nu depășește valoarea dată a lui S_e :

$$S_t = W_\tau \left(\frac{|\Delta A|}{A_0} < S_e \right) \quad (8.4)$$

Utilizând această relație, se poate determina ușor că, dacă una sau două mașini (din cele două variante ale aceleiași mașini cu acțiune vibrantă) o depășește pe cealaltă prin criteriul sensibilității (adică prezintă o sensibilitate mică), atunci ea prezintă de asemenea superioritate și din punct de vedere al criteriului stabilității).

Adică, cele două criterii de apreciere a calității mașinilor vibrante, în sensul definit mai înainte, sunt echivalente.

De remarcat că nu trebuie impuse cerințe mult prea mari pentru asigurarea stabilității, deoarece calculul, conduce la o supradimensionare, adică la o creștere nejustificată a greutateii și respectiv la o creștere a prețului de cost al mașinii.

Se menționează că cele prezentate până acum s-au referit la cazul în care nu există posibilitatea modificării automate sau manuale a amplitudinii vibrațiilor prin schimbarea unui parametru oarecare, iar acționarea se face de la un motor cu putere limitată.

În legătură cu această problemă teoria a arătat că sistemul de acționare al mașinii cu acționare vibrantă și organul de lucru acționează indirect asupra mediului de prelucrat formând un sistem dinamic unitar. Cu atât mai puțin se pot separa un număr de probleme teoretice care pot fi încadrate în problemele de dinamică a acționării mașinilor vibrante.

Aceasta este înainte de toate o problemă a interacțiunii sistemului vibrator cu izvor de excitație de putere limitată. Chestiunea constă în faptul că multe calități importante ale mașinilor cu acțiune vibrantă nu pot fi puse în evidență dacă se presupune că forțele excitatoare sunt date și nu depind de mișcarea sistemului. O astfel de punere a problemei ar fi fost adevărată numai în cazul unei puteri nelimitate a izvorului de excitație, când vibrațiile sistemului nu se manifestă în nici un fel asupra caracterului excitației.

Calculul interacțiunii motorului cu sistemul vibrator conduce la o importantă complicație a problemei revenind la studiul unui sistem cu număr mare de grade de libertate și de regulă neliniar. Până în prezent cercetătorii din fosta USSR și SUA au studiat în limite destul de exacte interacțiunea sistemului vibrator echipat cu vibratoare electrodinamice și electromagnetice, stabilind multe legi interesante de comportare a unor astfel de sisteme: instabilitatea regimurilor ce corespund unor porțiuni separate a curbelor clasice de rezonanță; trecerea în salturi de la un regim de mișcare, la altul; dependența caracterului mișcării staționare de direcția schimbării parametrilor. De asemenea, rezultatele cercetărilor efectuate au arătat că în locul caracteristicii amplitudine – frecvență, obișnuite (curba de rezonanță care corespunde sistemului liniar), pentru sisteme cu vibratoare electro-magnetice legate în serie – adică pentru sisteme neliniare de amploare, se obține caracteristica cu vârf de rezonanță oblic la care pentru o porțiune determinantă corespund regimului de lucru instabile.

În domeniul mașinilor cu acțiune vibrantă, mulți ingineri și cercetători studiază dinamica sistemelor vibratoare cu mai multe acționări, deoarece s-a constatat că dacă se cuplează câteva conveere tubulare, care separat funcționează normal, se obține un conveer de lungime mai mare, care prezintă anomalii în funcționare.

Ca efect al acestei cuplări, uniformitatea vibrațiilor longitudinale a organului de lucru se întrerupe foarte des și deci și transportul materialului în lungul tubului.

Autorul [2] constată că, dacă distanța dintre vibratoare, l (pasul vibratoarelor) nu întrece mărimea:

$$l_{max} = 34 \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \omega^2}} \quad (8.5)$$

și toate vibratoarele sunt identice, atunci mașina rezultată din cuplarea unui număr infinit de conveere legate consecutiv, lucrează normal, organul ei de lucru execută vibrații caracteristice fiecărui tronson. Denaturarea vibrațiilor organului de lucru putând fi dictată fie de inegalitatea unui tronson al mașinii rezultate, fie datorită efectului de margine.

Clasificarea acestei probleme a condus la măsuri eficiente pentru ameliorarea sau eliminarea noțiunii factorilor nedoriți.

Complexitatea problemei pe de o parte, este condiționată de faptul că mașina cu acționare multiplă se exprimă printr-un sistem de ecuații diferențiale destul de complicat a cărui rezolvare complexă este foarte dificilă. Pe de altă parte, experimentările realizate cu mașini la scară reală, sunt mai complicate și necesită un volum de muncă foarte mare, și ca urmare cercetarea unui mare număr de variante necesare pentru clasificarea legilor generale ar fi durat extrem de mult.

Din acest motiv cercetătorii din USA, RFG și fosta USSR au studiat cu ajutorul calculatoarelor câteva mii de variante de conveere tubulare cu acționare multiplă, iar pentru controlul valabilității rezolvării teoretice, a fost realizată o serie nu prea mare de experimentări pe obiecte naturale. Prelucrarea datelor calculate precum și a experimentelor au arătat că în cazul când pasul vibratoarelor este mai mic decât valoarea critică determinată de egalitate (8.5) singura cauză reală a neuniformității vibrațiilor organului de lucru este împrăștierea parametrilor diverselor tronsoane și în special a rigidității sistemului elastic de rezemare. În afară de aceasta s-a stabilit că denaturarea traiectoriilor vibrațiilor constă practic din schimbarea unghiului de înclinare a traiectoriilor drepte ale vibrațiilor punctelor organului de lucru față de axa proprie; amplitudinea vibrațiilor la abateri ale parametrilor întâlnite în lungul organului de lucru; de asemenea nu apar schimbări importante a traiectoriilor eliptice. În acest fel s-a descoperit că schimbarea unui aceluiași fel de parametru al tuturor vibratoarelor cu aceeași mărime, conduce la schimbarea unghiului de înclinare a traiectoriei vibrațiilor sau poate provoca doar o oarecare schimbare a amplitudinii medii a vibrațiilor. Această descoperire este foarte importantă deoarece indică, că problema creșterii siguranței în funcționare a mașinii vibrante cu acționare multiplă se poate împărți în două probleme distincte: o problemă care constă în asigurarea egalității distribuției unghiurilor de înclinare a traiectoriilor vibrațiilor în lungul organului de lucru a mașinii; iar cealaltă este creșterea stabilității (S_t) pe valori medii ale amplitudinilor vibrațiilor. Stabilitatea trebuie rezolvată cu aceeași precizie ca și în cazul oricărei mașini vibrante cu o singură acționare.

În legătură cu mașinile vibrante cu acționare multiplă, trebuie studiat cazul delegării unor parteneri nominali astfel încât ca la o înclinare maximă dată să se reducă la maxim sensibilitatea (S_e) a mașinii la abaterile rigidității. De remarcat că inițial, autorul [2] a presupus că dacă se modifică pasul (l) al vibratoarelor în limitele $0 < l < l_{max}$, atunci sensibilitatea mașinii la inegalitatea parametrilor, se va schimba substanțial ca urmare a faptului că la unele valori ale pasului (l) spre frecvența vibrațiilor proprii (adică la frecvența rigidității stabilită pentru sistemul vibrator) apropiată de 50Hz se va apropia de această valoare și frecvența vibrațiilor proprii suplimentare. Acest lucru este posibil numai în cazul când pasul este apropiat de l_{max} . De altfel, s-a constatat că pe calea alegerii valorilor nominale ale unor parametrilor, ca de exemplu, dereglarea de la rezonanță și coeficientul de amortizare, nu se poate micșora substanțial sensibilitatea mașinii. Pe măsura creșterii lungimii totale a mașinii, sensibilitatea crește iar la creșterea rigidității arcurilor, sensibilitatea scade. De asemenea, dacă se micșorează pasul vibratoarelor, la una și aceeași lungime a mașinii atunci practic nu se realizează o creștere prea mare a stabilității.

În ceea ce privește studiul stabilității mașinilor cu acțiune vibrantă, legat de sincronizarea în funcționare a vibratoarelor, literatura de specialitate menționează necesitatea ca pentru fiecare mașină în parte, cercetătorul să stabilească pe cale strict matematică, dacă se poate folosi fenomenul de autosincronizare fără a instala între arborii vibratoarelor, legături cinematice, sau urmează să folosească un fel sau

altul de sincronizare forțată. La sinteza mașinilor cu vibratoare autosincronizatoare se obține o importantă ușurință datorită așa numitului criteriu integral al stabilității mișcării, care permite să se folosească, pentru obținerea prognozelor asupra caracterului mișcării stabil – permanente a vibratoarelor, considerații energetice intuitive.

În cazul mașinilor vibrante acționate cu motoare electrice la care nu există posibilitatea modificării automate sau manuale a amplitudinii vibrațiilor prin schimbarea unui parametru oarecare se acționează de obicei asupra rezistenței înfășurării la excitație. În acest caz, pentru realizarea unei funcționări normale a mașinii vibrante este necesar ca amplitudinea nominală a vibrației să poată fi atinsă printr-o alegere determinată a parametrului de reglare. Deci, este necesar ca scăderea amplitudinii vibrației (deriva parametrilor), să poată fi compensată prin mărirea forței excitatoare, adică, pentru ca amplitudinea maximă A_{max} atinsă să nu fie mai mică decât amplitudinea nominală A_0 . În consecință, stabilitatea (S_t) poate fi determinată ca fiind probabilitatea în decursul unei perioade de exploatare date (τ), prin alegerea parametrului de reglare:

$$S_t = W_\tau(A_{max} \geq A_0) \quad (8.6)$$

Dacă sistemul vibrator al mașinii este liniar, atunci amplitudinea vibrației va fi proporțională cu amplitudinea forței excitatoare (F_0) și din relația (8.6) rezultă că, rezerva de putere suficient de mare a motorului, poate să asigure orice nivel impus de stabilitate, însă această cale nu este întotdeauna cea mai rațională din punct de vedere economic.

Pentru calculul criteriilor de stabilitate (de sensibilitate), pe lângă cunoașterea dependenței amplitudinilor vibrației de parametrii a_1, a_2, \dots, a_n , este de asemenea necesar să se cunoască legile probabilistice de răspândire a abaterilor parametrilor mașinii, sau cel puțin, caracteristicile lor numerice cele mai importante – amplitudinea matematică posibilă și dispersia. Pentru calculul criteriului determinant al sensibilității (S_e) este necesar să se cunoască numai abaterile posibile maxime ale parametrilor Θ_{S-} și Θ_{S+} .

Determinarea parametrilor indicați, impune efectuarea unor experimentări speciale, precum și prelucrarea lor statistică. Aceste experimentări sunt realizate în prezent pentru un număr restrâns de parametri și de tipuri de mașini cu acțiune vibrantă.

Stabilirea criteriului determinant al sensibilității se reduce la aflarea valorii celei mai mari și celei mai mici a funcției $A(a_1, a_2, \dots, a_k)$ în paralelipipedul cu k dimensiuni, determinat cu inegalitățile (8.1). Criteriile probabilistice se calculează în conformitate cu formulele din teoria probabilităților, care exprimă caracteristicile legii de răspândire a funcției prin legile de răspândire a argumentelor.

Pentru calculul stabilității S_t , într-un caz practic important, când răspândirea amplitudinii A se supune legii normale cu amplitudinea matematică posibilă A_m și cu dispersia τ_A^2 , se utilizează relația:

$$S_t = W_\tau\left(\frac{(\Delta A)}{A_0} < S_e\right) = W_\tau\left(-S_e < \frac{A - A_0}{A_0} < S_e\right) = \frac{1}{2} \left[\Phi \frac{A_m - A_0}{\tau_A} + \Phi \frac{S_e + (A_m - A_0)}{\tau_A} \right] = S_t\left(\frac{S_e}{\tau_A}; \frac{A_m - A_0}{\tau_A}\right)$$

Reprezentarea grafică a funcției S_t care depinde de raportul $\frac{S_e}{\tau_A}$ este dată în figura 8.1.

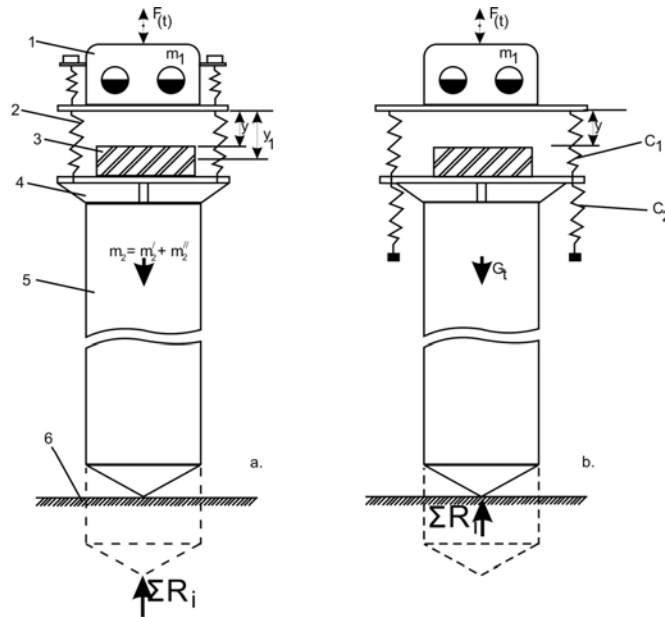


Fig. 8.1 a) și b). Modelele dinamice ale vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase folosite la calculul stabilității în timpul procesului de înfigere - extracție a pilonilor și palplanselor. Noutățile sunt identice cu cele de la cap.7.

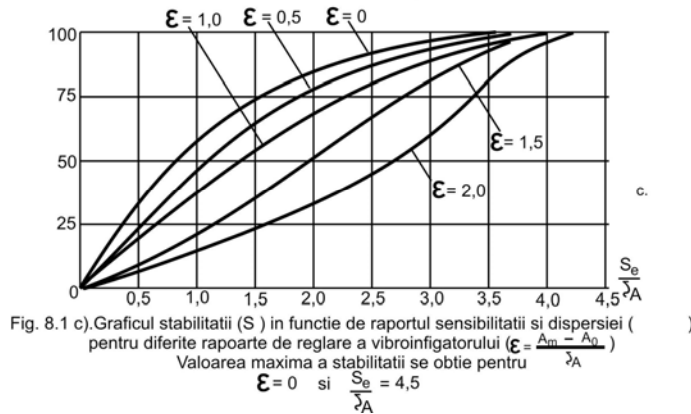


Fig. 8.1 c). Graficul stabilității (S) în funcție de raportul sensibilității și dispersiei () pentru diferite rapoarte de reglare a vibroînfigătorului ($\epsilon = \frac{A_m - A_0}{\lambda A}$)
Valoarea maximă a stabilității se obține pentru $\epsilon = 0$ și $\frac{S_e}{\lambda A} = 4,5$

Dacă în limitele abaterilor argumentelor, funcția $A(a_1, a_2, \dots, a_k)$ poate fi liniarizată cu suficientă precizie, atunci dependențele calculate se simplifică corespunzător. Dar o astfel de liniarizare nu poate fi întotdeauna făcută, deoarece dependența $A(a_1, a_2, \dots, a_k)$ poate să-și găsească o exprimare dară cu caracter neliniar, condiționată de prezența vârfurilor de rezonanță.

Pentru a compara diferitele tipuri de mașini vibrante la rezonanță din seriile propuse de autorul prezentei lucrări, s-a efectuat un studiu succint al stabilității pe modelele dinamice de bază prezentate la capitolul 7, figura (7.16), figura (7.17) și figura (7.20).

La aceste modele s-a considerat că masa mediului de lucru (m_2'') este legată de masa (m_1') a plăcii vibrogeneratorului, rezultând niște modele mai suple care sunt date în figura (8.2).

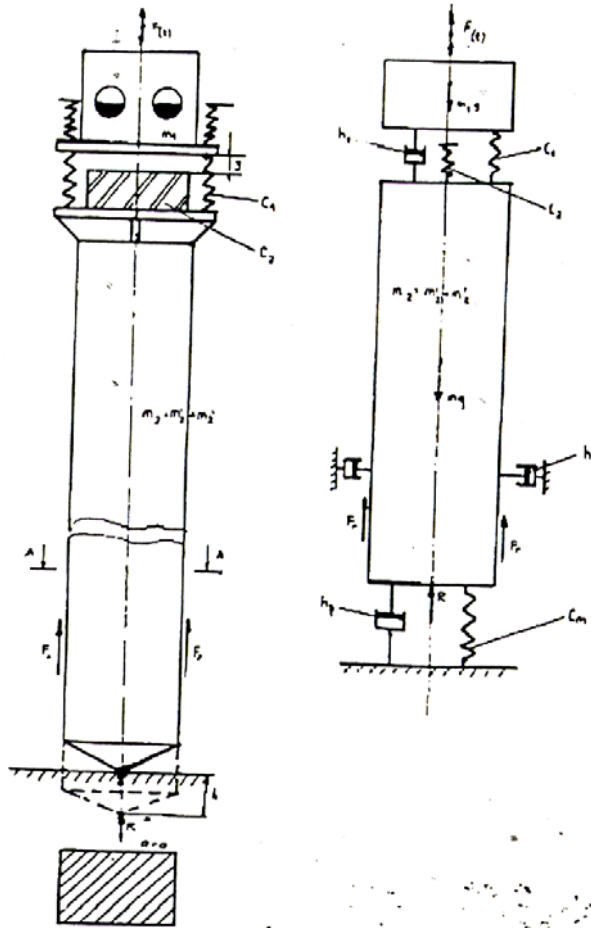


Fig. 8.2 Scheme de calcul a stabilității în funcționare pentru seria mașinilor vibrante de rezonanță de tip vibroînfigător cu două și trei mase, cu caracteristică neliniară, aflate sub acțiunea forțelor active și a forțelor rezistente, în care : m_i - masele în mișcare ; y_i - deplasările corespunzătoare ale maselor ; h_i - amortizări ; c_i - constante elastice totale echivalente

Constantele elastice ce caracterizează sistemele elastice ale mașinilor vibrante, iar coeficienții.

h_i - disiparea de energie legată de prezența elementelor elastice de cuplare și transmitere a vibrațiilor precum și de prezența mediului de lucru (piloții).

Stabilitatea s-a studiat după cum urmează:

Pentru limitele cunoscute ale abaterilor parametrilor mașinilor față de valorile nominale, s-au calculat analitic valoarea maximă și minimă a amplitudinilor vibrației (A_{max} și A_{min}) a masei $m_2 = m_2' + m_2''$ în câmpul abaterilor menționate.

Raportul diferenței acestor mărimi la amplitudinea nominală a vibrației,

$$S_e = \frac{A_{max} - A_{min}}{A_0} \quad (8.7)$$

a fost folosit pentru determinarea caracteristicii sensibilității.

Mărima S_e , determinată cu relația (8.7), se deosebește de cea determinată după relația (8.2) însă pentru cazurile considerate, această deosebire nu este hotărâtoare.

Rezultatele calculului analitic efectuate sunt prezentate în figura (8.5), în care se găsesc de asemenea curbele coeficientului de amplificare C_a , care a fost determinat ca raportul dintre amplitudinea forței, care este necesară pentru imprimarea maselor active ale mașinii vibrante a unor vibrații armonice cu frecvențe date (nominale) și amplitudinea forței excitatoare. Acest coeficient, dintr-un anumit punct de vedere, caracterizează eficacitatea forței excitatoare.

Așa după cum rezultă din graficul dat în figura 8.3 pe abscisă s-a plasat raportul de reglare al mașinilor vibrante de rezonanță studiate, determinat cu relațiile stabilite la capitolul 5, iar pe ordonată s-a plasat stabilitatea și coeficientul de amplificare.

Curbele S_{e1} și C_{a1} au fost trasate pentru seria mașinilor vibrante de rezonanță modelate mecanic de sisteme vibratoare cu două mase (figura 8.2).

Valorile nominale ale parametrilor s-au luat egale cu:

$$m_1 = 0,030 \frac{daNs^2}{cm}; m_2 = 0,300 \frac{daNs^2}{cm}; c_m = \frac{1}{10}; c_o = 272 \frac{rad}{s};$$

$$F_0 = 200 daN; k_1 = 1064 \frac{daN}{cm}; k_2 = 3900 \frac{daN}{cm}; h_1 = 1,4 \frac{daN}{cm}$$

iar valorile limită ale abaterilor sunt:

$$\left| \frac{\Delta m_1}{m_1} \right| = 0; \left| \frac{\Delta m_2}{m_2} \right| = 10\%; \left| \frac{\Delta k_1}{k_1} \right| = 4\%; \left| \frac{\Delta k_2}{k_2} \right| = 11\%;$$

$$\left| \frac{\Delta \omega_0}{\omega_0} \right| = 3\%; \left| \frac{\Delta h_1}{h_1} \right| = 20\%; \left| \frac{\Delta F_0}{F_0} \right| = 8\%$$

Curbele S_{e2} și C_{a2} au fost trasate pentru seria mașinilor vibrante de rezonanță modelate mecanic de sisteme vibratoare cu două mase (fig. 8.3).

Valorile nominale ale parametrilor s-au luat egale cu:

$$m_1 = 0,150 \frac{daNs^2}{cm}; m_2 = 0,920 \frac{daNs^2}{cm}; c_m = \frac{1}{6}; F_0 = 1170 daN;$$

$$\omega = 272,13 \frac{a}{s}; c_1 = 3070 \frac{daN}{cm}; c_2 = 9130 \frac{daN}{cm}; h_1 = 1,5 \frac{daNs}{cm}; h_2 = 0,8 \frac{daNs}{cm}$$

iar valorile limită a abaterilor, sunt:

$$\left| \frac{\Delta m_1}{m_1} \right| = 0; \left| \frac{\Delta m_2}{m_2} \right| = 8\%; \left| \frac{\Delta c_1}{c_1} \right| = 3\%; \left| \frac{\Delta c_2}{c_2} \right| = 8\%;$$

$$\left| \frac{\Delta \omega}{\omega} \right| = 2\%; \left| \frac{\Delta h_1}{h_1} \right| = 30\%; \left| \frac{\Delta h_2}{h_2} \right| = 20\%; \left| \frac{\Delta F_0}{F_0} \right| = 12\%$$

Curbele S_{e2} și C_{a2} corespund indicatorilor aceleiași mașini dar cu pierderi mult mai mici în sistemul elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor ($h_1 = 8,2 \frac{daNs}{cm}$) și aceleiași pierderi h_2 legate de prezența mediului de lucru (pilon – teren).

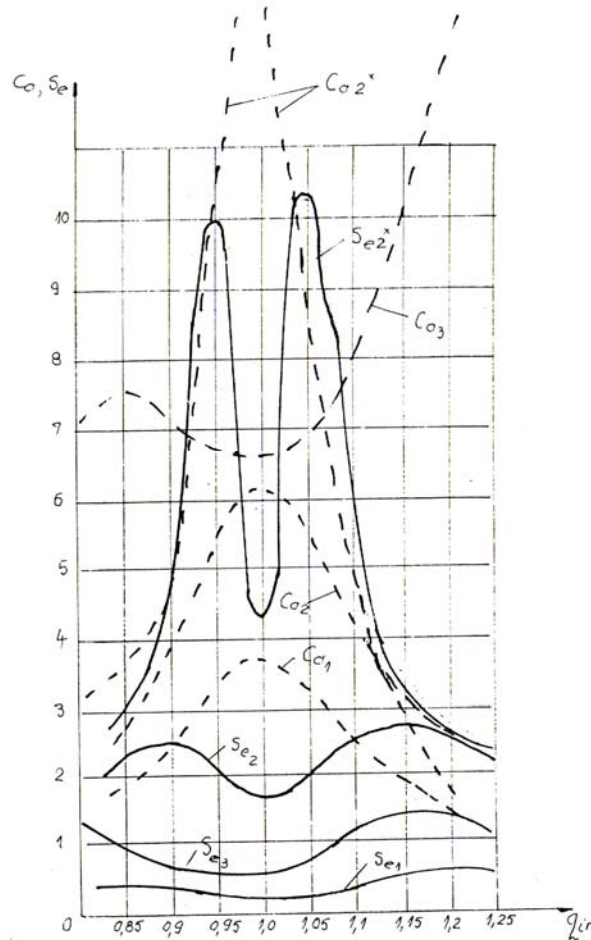


Fig. 8.3: Graficul de variație a sensibilității S_e și a coeficientului de amplificare C_a în funcție de raportul de reglare q_{ir} pentru mașini vibrante de rezonanță cu o masă S_{e1} și C_{a1} , cu două mase S_{e2} și C_{a2} cu trei mase S_{e3} și C_{a3}

Curbele S_{e3} și C_{a3} au fost trasate pentru seria mașinilor vibrante de rezonanță modelate mecanic de sisteme vibratoare cu trei mase studiate suplimentar pentru confirmarea exactității calculului de stabilitate.

Valorile nominale ale parametrilor, în acest caz, s-au luat egale cu:

$$m_1 = 0,228 \frac{daNs^2}{cm}; m_2 = 2,202 \frac{daNs^2}{cm}; m_3 = 0,115 \frac{daNs^2}{cm}; c_m = \frac{1}{7}; \omega = 260 \frac{rad}{s};$$

$$F_0 = 2980 daN; c_1 = 6170 \frac{daN}{cm}; c_2 = 21600 \frac{daN}{cm}; c_3 = 10930 \frac{daN}{cm};$$

$$h_1 = 1,7 \frac{daN}{cm}; h_2 = 0,4 \frac{daN}{cm}; h_3 = 1,2 \frac{daN}{cm}$$

iar valorile limită a abaterilor sunt:

$$\left| \frac{\Delta m_1}{m_1} \right| = 0; \left| \frac{\Delta m_2}{m_2} \right| = 15\%; \left| \frac{\Delta c_1}{c_1} \right| = 4\%; \left| \frac{\Delta c_2}{c_2} \right| = 9\%; \left| \frac{\Delta c_3}{c_3} \right| = 5\%;$$

$$\left| \frac{\Delta \omega}{\omega} \right| = 4\%; \left| \frac{\Delta h_1}{h_1} \right| = 15\%; \left| \frac{\Delta h_2}{h_2} \right| = 12\%; \left| \frac{\Delta h_3}{h_3} \right| = 7\%; \left| \frac{\Delta F_0}{F_0} \right| = 7\%$$

Deoarece în prezent valorile limită ale abaterilor șirului de parametri nu sunt cunoscute cu precizie, a fost studiată pe modelul mașinii vibrante de rezonanță cu două mase, dependența sensibilității de valorile admise ale abaterilor parametrilor C_i și h_i .

Așa după cum a reieșit, variația bimultiplă a acestor limite nu introduce modificări corespunzătoare în rezultate.

8.2. Concluzii

Din analiza curbelor prezentate în figura (8.3) rezultă următoarele concluzii:

1. Indicele sensibilității la mașinile vibrante de rezonanță cu două mase este mult mai mare, iar coeficientul de amplificare este mult mai mic, decât în cazul mașinilor vibrante de rezonanță cu o singură masă. Mașinile vibrante de rezonanță cu trei mase, care posedă sensibilitatea aceluiași șir, ca și la mașinile cu o singură masă, au simultan un coeficient de amplificare ridicat, caracteristic pentru mașinile de rezonanță.
2. Scăderea nivelului de disipare a energiei în sistemul elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor al mașinilor de rezonanță cu două mase, pentru aceleași valori de construcție, conduce la reducerea stabilității lor.
3. studiul influenței raportului maselor ($c_m = \frac{m_1}{m_2}$) asupra funcționării mașinilor

vibrante de rezonanță arată că sensibilitatea scade (stabilitatea crește) odată cu scăderea coeficientului C_m și că valorile acestuia depinde de tipul constructiv al mașinii și de natura procesului tehnologic pe care trebuie să-l realizeze.

Stabilitatea valorilor coeficientului C_m trebuie făcută în așa fel încât să nu afecteze productivitatea și calitatea procesului de lucru, concomitent cu menținerea unui regim stabil la funcționare pe zona de rezonanță. De exemplu, pentru mașini vibrante de rezonanță rezemate elastic $c_m = \frac{1}{5} \dots \frac{1}{8}$, pentru mașini vibrante de rezonanță cu două mase rezemate pe role dau pe teren $c_m = \frac{1}{6} \dots \frac{1}{13}$, etc.

La valori ale lui $c_m \geq \frac{1}{5}$ apare pierderea stabilității în funcționare și

solicitările dinamice în organele mașinii cresc foarte mult conducând la o uzură rapidă și la scoaterea ei din funcțiune.

4. Dimensionarea elementelor constructive ale mașinilor de rezonanță trebuie făcute cu respectarea valorilor rapoartelor de reglare, stabilite la capitolul 5, pentru fiecare grupă de mașină în parte.
Se recomandă ca dimensionarea să se facă pentru $\omega/p = 0,9 \dots 0,1$ cu organul de lucru sub sarcina tehnologică.

9. STUDII EFECTUATE PE CALCULATOR PENTRU STABILIREA SERIILOR DE VALORI A PARAMETRILOR FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI AI VIBROÎNFIGĂTOARELOR DE REZONANȚĂ CU DOUĂ MASE

9.1. Principii generale și scheme logice de calcul

Pentru studiile efectuate cu ajutorul calculatorului s-a utilizat schema logică generală a mașinilor de rezonanță cu două mase a autorului [16] în care au fost introduse valori specifice necesare procesului de înfigere – extragere a vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase.

De remarcat că din studiile efectuate cu ajutorul calculatorului s-au obținut circa 6000 de serii de rezultate ale parametrilor constructivi și funcționali. De asemenea, au fost necesare aproximativ 11.000 de rezolvări ale sistemelor de ecuații 7.7 și 7.9, rezultate din integrarea ecuațiilor diferențiale de mișcare 7.3 și 7.4, fără a lua în considerare toate celelalte calcule auxiliare efectuate pentru determinarea constantelor elastice echivalente ale sistemului de cuplare, transmitere a vibrațiilor și înmagazinare – redare a energiei, pentru determinarea amplitudinilor rezultate pe fiecare etapă de mișcare, etc.

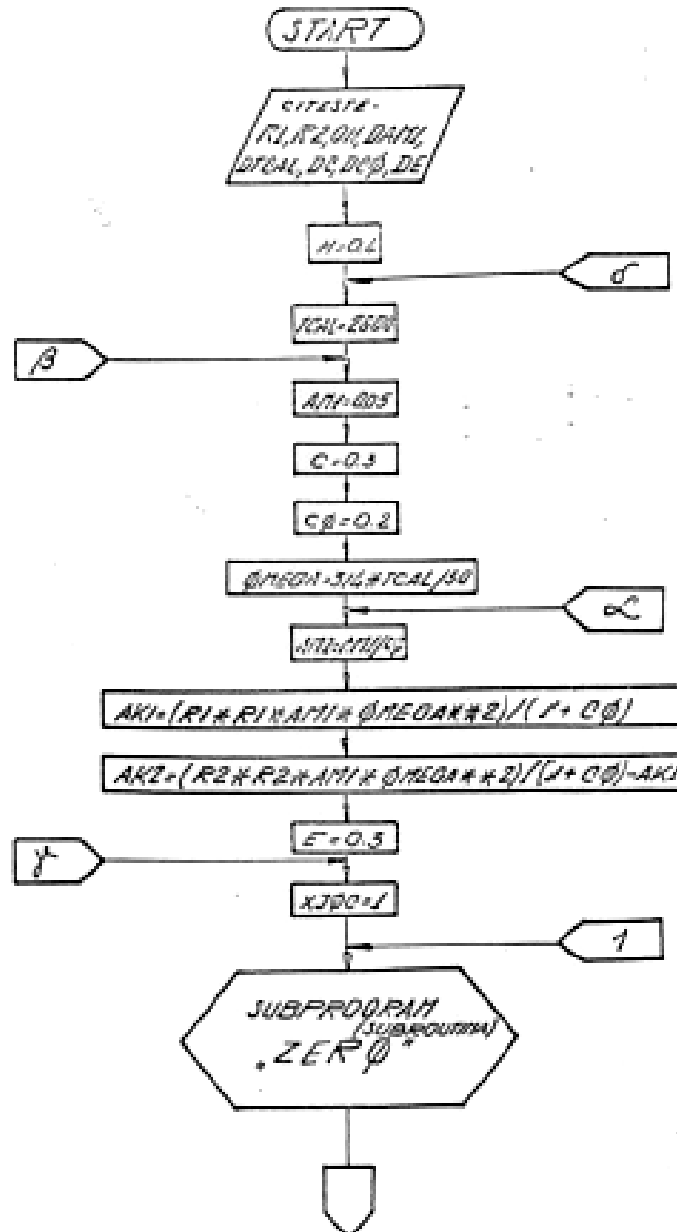
În lucrarea [11] se menționează că studiile efectuate cu ajutorul calculatorului au condus la obținerea unor serii de valori utile și la determinarea tipurilor de mașini vibrante de rezonanță pentru diverse alte lucrări și tehnologii din industria construcțiilor, a materialelor de construcții și a prefabricatelor.

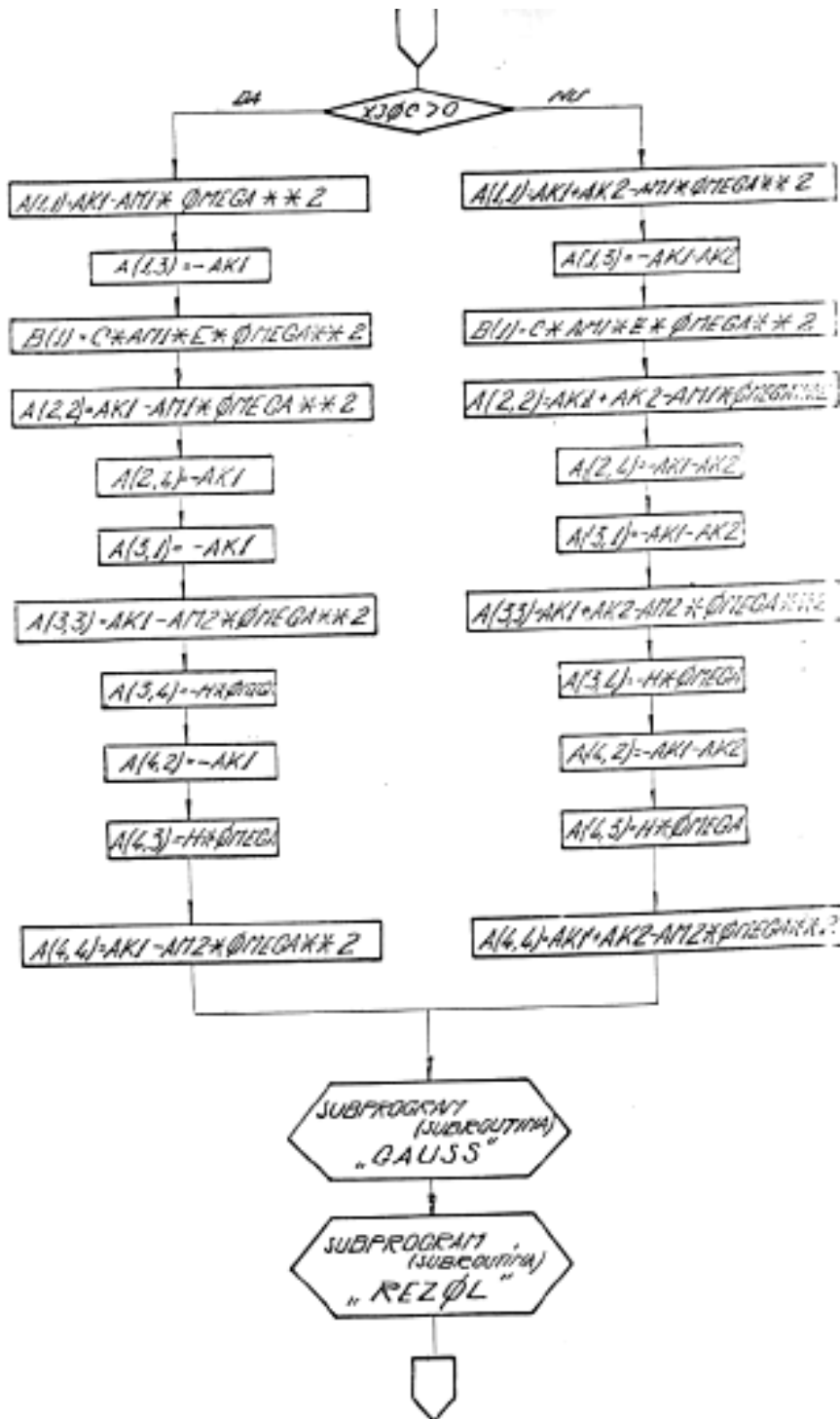
Aceste rezultate obținute pe calculator pune la dispoziția instituțiilor de proiectare și de cercetare foarte multe date legate de parametrii constructivi și funcționali ai mașinilor vibrante de rezonanță cu două mase utilizate pentru realizarea de diverse tehnologii. De asemenea, se menționează că numărul variantelor și seriile de rezultate obținute poate fi extins în funcție de necesitățile de producție pe baza Schemelor Logice conținute în lucrare.

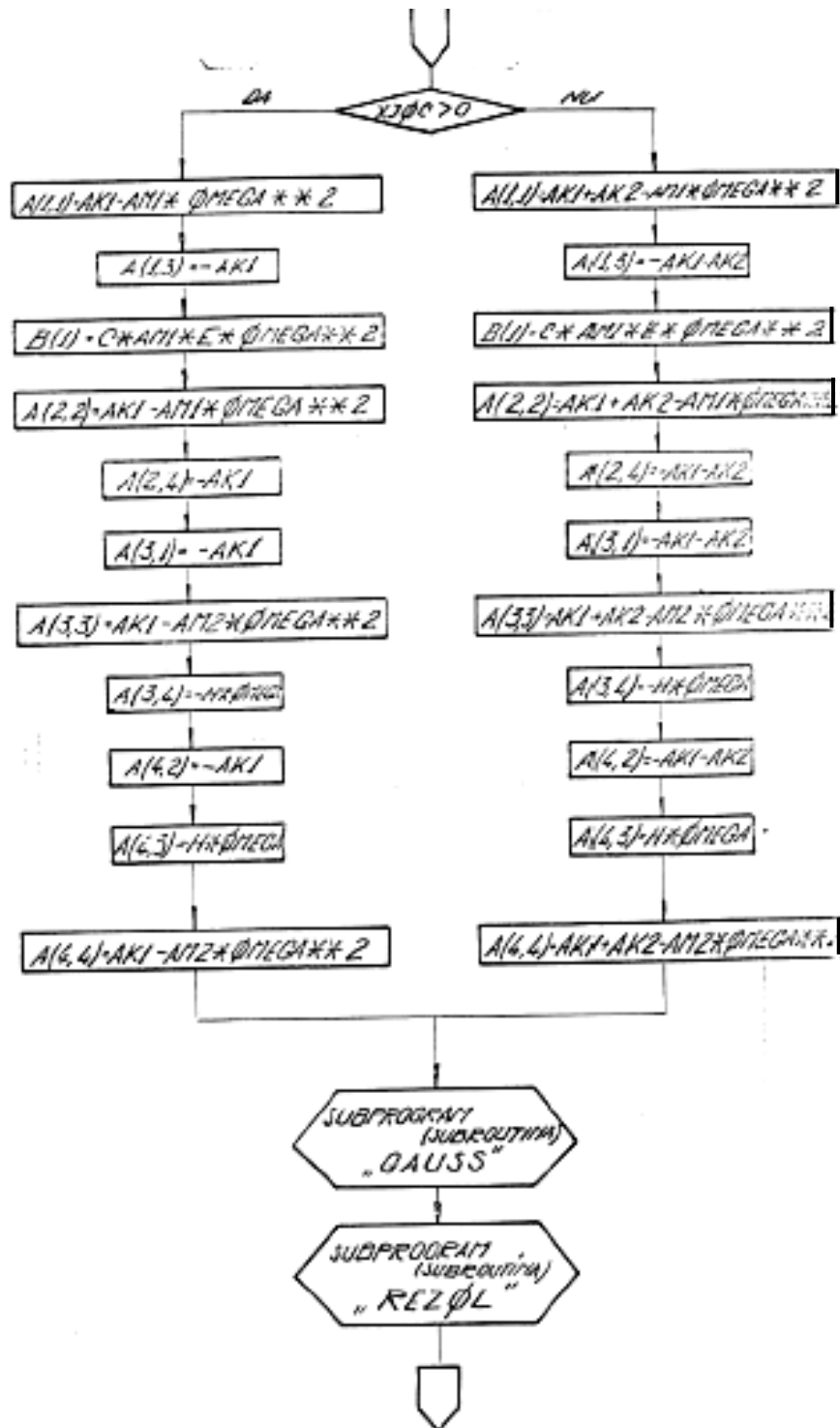
Având la dispoziție rezultatele obținute de la calculator s-au întocmit o serie de grafice și de monograme a vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase foarte utile în activitatea de proiectare – cercetare și producție.

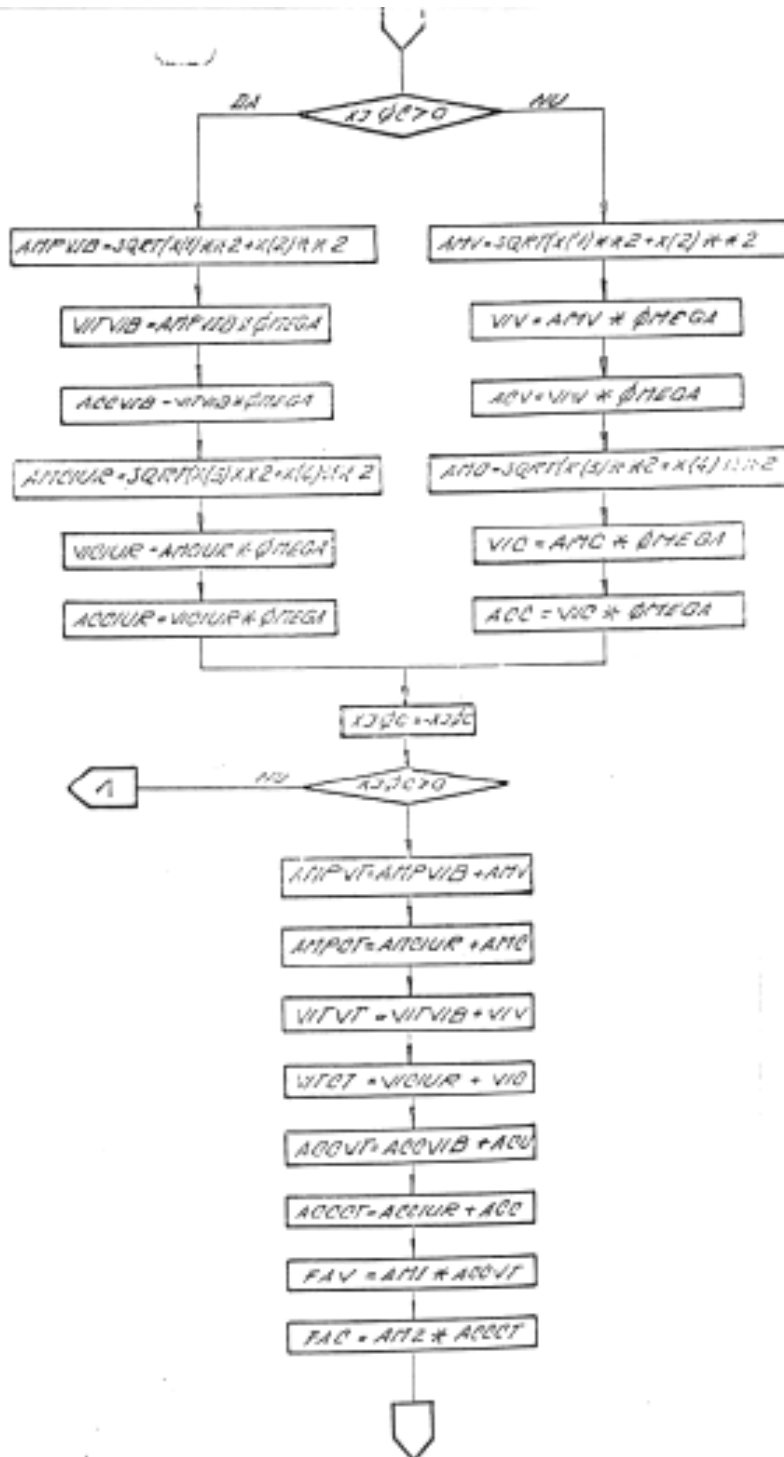
DETERMINAREA PARAMETRILOR DINE-
TRIN ȘI DINAMICI AI MASIVILOR VI-
BRANTE DE REZONANȚĂ MODELATE
TEORIC DE SISTEME VIBRANTE CU
DOUA FAZE

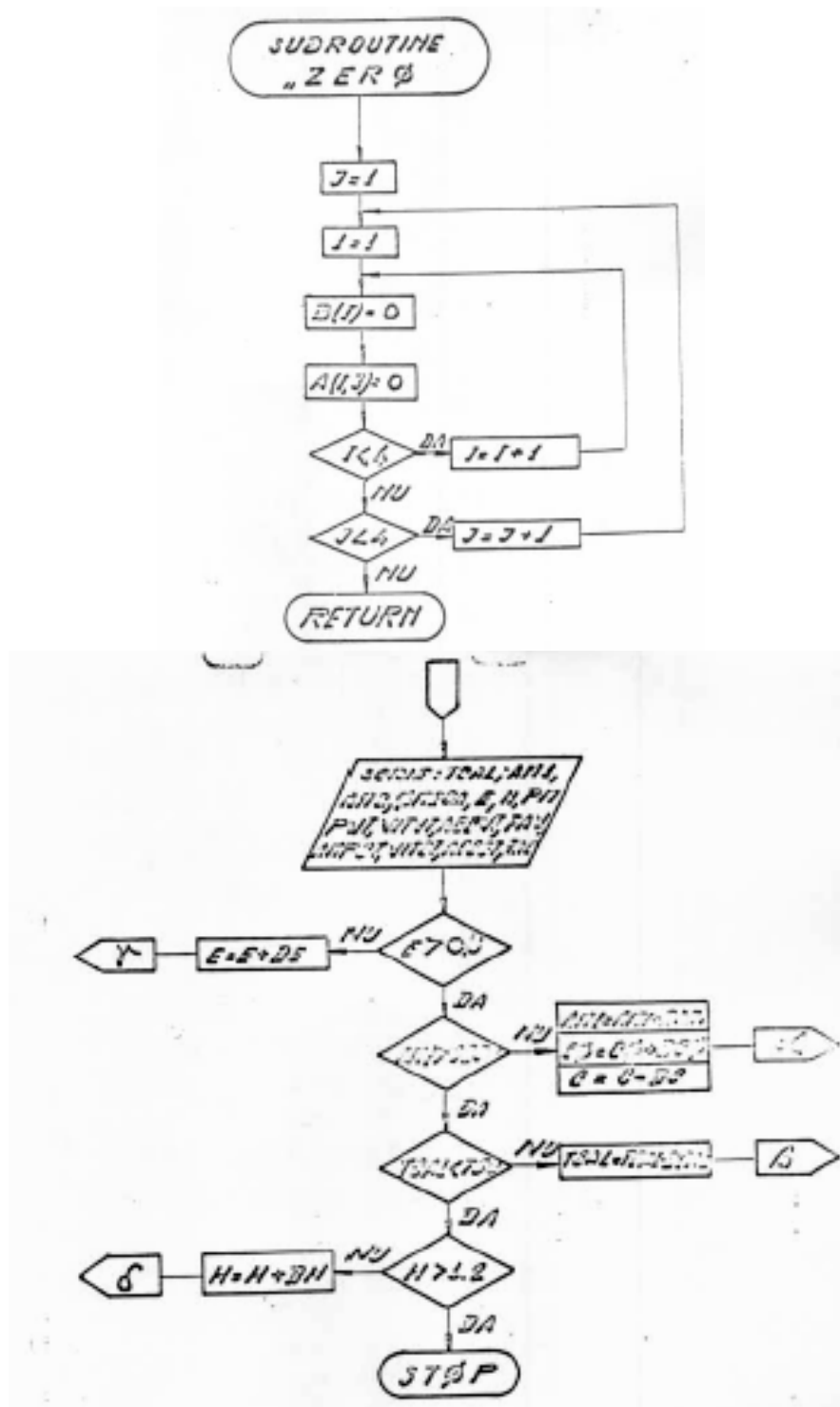
SCHEMA LOGICĂ

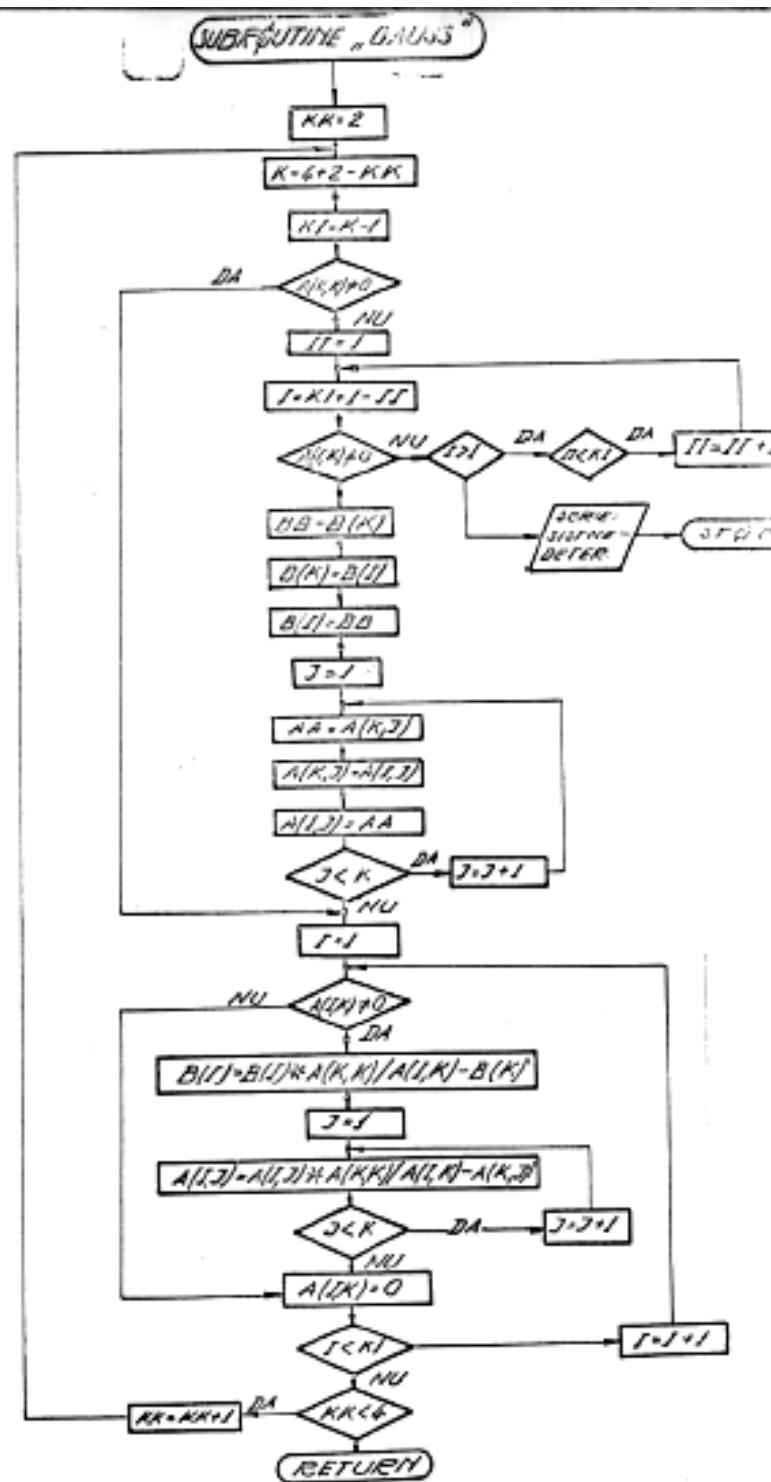


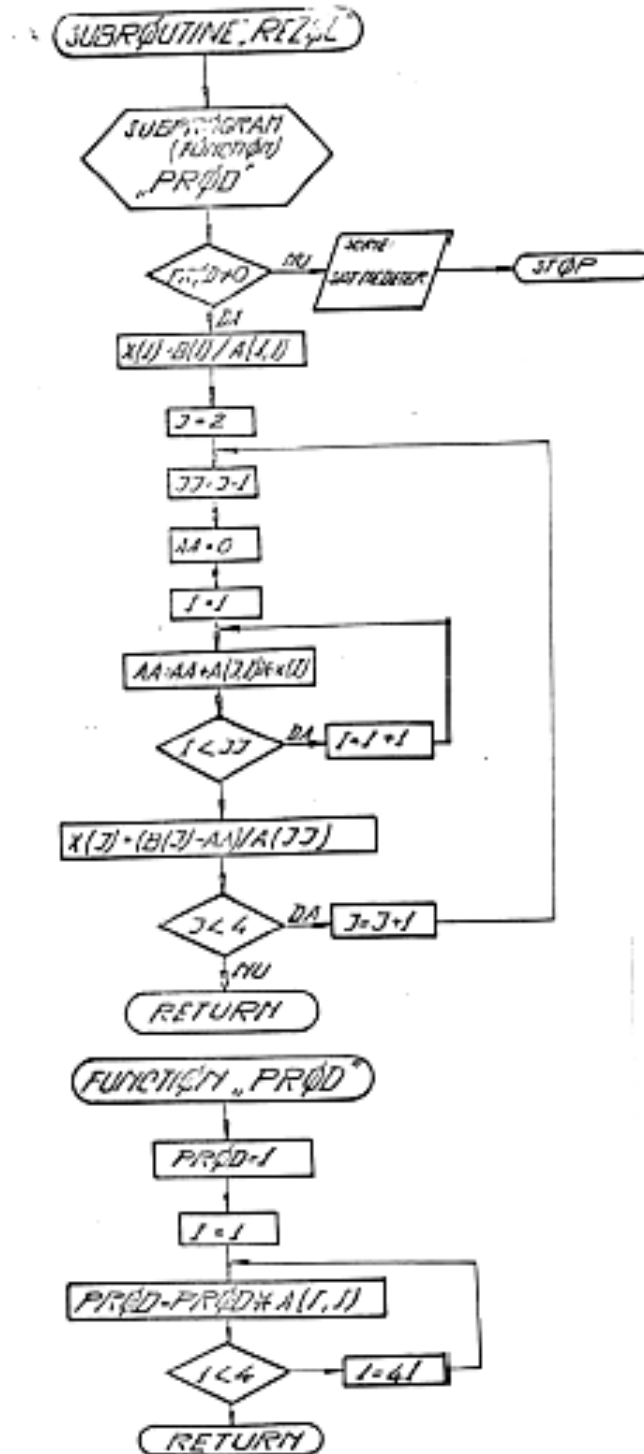












**NOTAȚII în schema logică pentru vibroînfigătoarele de rezonanță
cu două mase (fig. 5.1, fig. 5.4, fig. 7.1 și fig. 8.1)**

| | |
|-----------------------|--|
| TCAL | - turația de calcul, în rot/min |
| AM1 | - masa vibrogeneratorului, în daN s ² /cm; |
| AM2 | - masa pilonului (palplanșei) supus procesului de înfigere, în daN s ² /cm; |
| OMEGA | - frecvența excitației, în rad/s; |
| E | - excentricitatea, în cm; |
| H | - constanta amortizării; daN s ² /cm; |
| A _{i,j} | - componentele amplitudinilor în cele două etape de mișcare ($y \leq 0, y < 0$), în cm; |
| AMPV | - amplitudinea totală a deplasării vibrogeneratorului în cele două etape de mișcare ($y \leq 0, y < 0$), în cm; |
| VITVT | - amplitudinea vitezei vibrogeneratorului, în cm/s; |
| ACCVT | - amplitudinea accelerației vibrogeneratorului, în cm/s ² ; |
| FAV | - forța de accelerare a vibrogeneratorului, în daN; |
| AMPCT | - amplitudinea deplasării organului de lucru (pilon sau palplanșe), în cm; |
| VITCT | - amplitudinea vitezei pilonului, în cm/s; |
| ACCCCT | - amplitudinea accelerației pilonului, în cm/s ² ; |
| FAC | - forțele de accelerare a pilonului, în daN; |
| AK1 | - constanta elastică echivalentă a arcurilor de cuplare și transmitere a vibrațiilor, în daN/cm; |
| AK2 | - constanta elastică a arcului de cauciuc, care servesc la transmiterea vibrațiilor și la înmagazinarea – redarea energiei, în daN/cm; |
| R1 și R2 | - raportul dintre pulsațiile proprii ale sistemului și pulsația forței excitatoare; |
| CΦ | - raportul dintre masa vibrogeneratorului și masa pilonului, inclusiv placa de fixare pe pilon; |
| C | - raportul dintre masa excentricelor și masa vibrogeneratorului; |
| DN, DE, DCO, DC, DAM1 | - reprezintă pasul de creștere sau descreștere a diferiților parametri ai vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase. |

9.2. Analiza succintă a graficelor și nomogramelor

În figura 9.1 este prezentat graficul forțelor de accelerare ale vibroînfigătorului de rezonanță în funcție de frecvența de oscilație și raportul maselor.

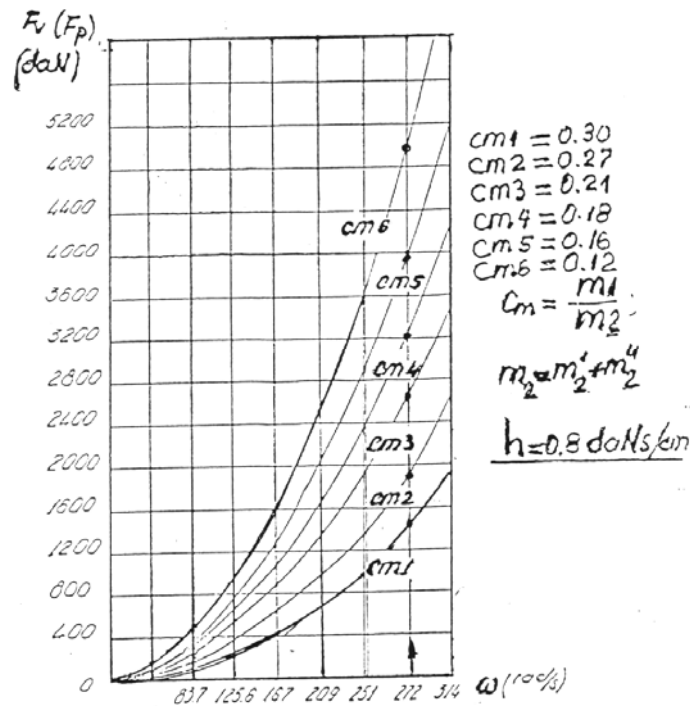


Fig.9.1. Graficul forțelor de accelerare ale vibroînfigătorului de rezonanță în funcție de frecvența de oscilație și raportul maselor

Analizând curbele graficului din figura 9.1 rezultă că pentru aceeași frecvență de excitație forțele de accelerare cresc pe măsură ce raportul celor două mase descrește, creșterile fiind mai pronunțate având loc în zona frecvențelor mai mari.

Deci, obținerea forțelor de accelerare mari, care accelerează procesul de înfigere a pilonilor sau palplanșelor, este indicat să se adopte valori mai mici pentru (cm_i) raportul maselor și valori mari, pentru frecvența de oscilație.

În concluzie, scade greutatea specifică a vibroînfigătorului, obținându-se economii importante de metal.

Concepția fundamentală care a stat la baza elaborării modelelor dinamice elaborate de autorul prezentei lucrări, a fost să elimine din construcția vibroînfigătorului de rezonanță cadrul de contravibrație menționat în literatura de specialitate ca fiind necesar la mașinile vibrante de rezonanță construite după alte modele dinamice.

La vibroînfigătoarele de rezonanță cu două mase, construite în conformitate cu modelul dinamic elaborat de autorul prezentei lucrări, nu îi este necesară atașarea unui cadru de contravibrație, care, în mod normal, este de trei ori mai mare decât masa organului de lucru. La modelul conceput de autorul prezentei lucrări cadrul de contravibrație îl reprezintă vibrogeneratorul împreună cu sistemul elastic de cuplare, transmitere a vibrațiilor și de înmagazinare – redare a energiei, ceea ce înseamnă o importantă economie de metal.

În figura 9.2 este prezentat graficul forțelor de accelerare a vibroînfigătorului de rezonanță funcție de valoarea excentricității, frecvenței și raportului maselor.

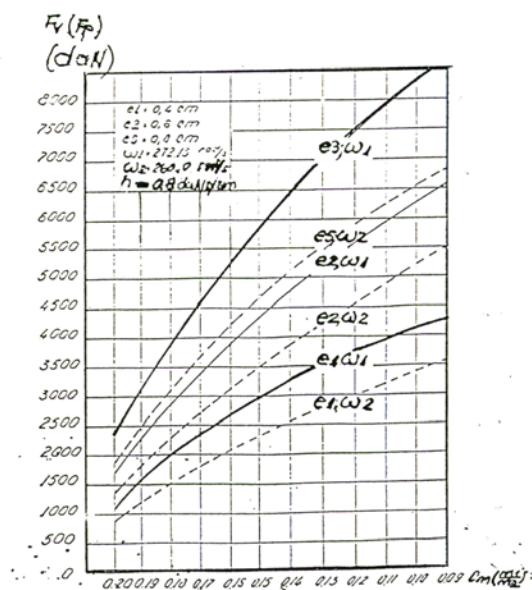


Fig.9.2 Graficul forțelor de accelerare ale vibroînfigătorului în funcție de excentricitate, frecvență și raportul maselor.

Din analiza succintă a diagramelor din figura 9.2, rezultă că forțele de accelerare cresc odată cu scăderea raportului maselor (cm) și pentru aceeași valoare a frecvenței de excitație raportul forțelor de accelerare urmărește foarte aproape raportul excentricităților și aceasta, în special în cazul valorilor mai mici ale raportului maselor (cm).

În figura 9.3 este prezentată variația amplitudinii vibrogeneratorului în funcție de valoarea excentricității și raportul maselor la o frecvență și amortizare constantă.

Din curbele de variație al graficului rezultă că forțele de accelerare cresc odată cu valoarea excentricității în special în zona valorilor mari ale frecvenței de excitație pentru valori mici ale raportului maselor. Se remarcă creșterile rapide ale forțelor de accelerare în zona frecvențelor mari pentru creșteri mici ale valorilor excentricității, situație care trebuie avută în vedere la proiectarea vibroînfigătoarelor după modelul dinamic al autorului prezentei lucrări.

În figura 9.4 este prezentat graficul de variație al amplitudinii deplasării pilonului sau palplanșei în funcție de excentricitatea forței perturbatoare ale vibrogeneratorului la diferite valori ale raportului maselor. Se constată că

amplitudinea totală maximă a vibrogeneratorului crește cu excentricitatea forței perturbatoare și cu raportul maselor. Deci, pentru valori mai mici ale raportului maselor variația devine aproape liniară pentru întregul interval de valori a excentricității, deși sistemul de cuplare, transmitere a vibrațiilor și de înmagazinare a energiei este neliniar, caracteristică liniară de tip 'FRĂNT'.

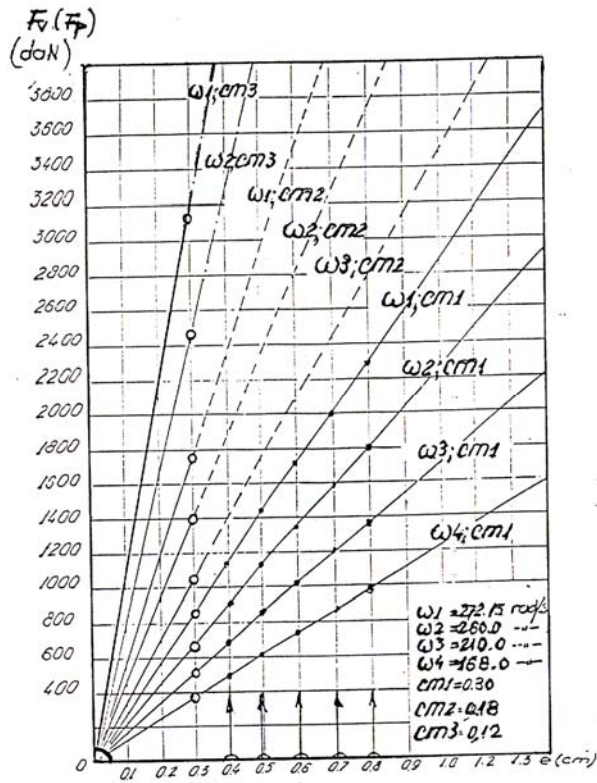


Fig.9.3. Graficul amplitudinii forțelor vibrogeneratorului și pilotului în funcție de excentricitate, frecvență de oscilație și raportul maselor.

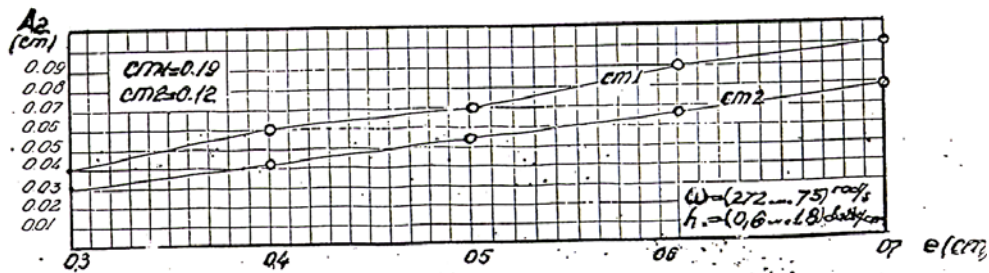


Fig.9.4. Graficul de variație a amplitudinii pilotului sau palplanșei în funcție de excentricitatea arborilor vibrogeneratorului la diferite valori ale frecvenței, amortizării și raportului maselor.

Stabilirea amplitudinii deplasării totale a elementului de înfipt sau de extras, pilon sau palplanșă, trebuie făcută cu respectarea în mod strict a raportului maselor, în limitele indicate de autorul prezentei lucrări la Capitolul 6. Aceasta pentru a nu fi afectată stabilitatea vibroînfigătorului pe zona de rezonanță și concomitent să satisfacă corect necesitățile realizării procesului tehnologic de înfigere – extragere a elementelor de fundare.

În fig. 9.5 este prezentată variația amplitudinii deplasării vibrogeneratorului în funcție de excentricitate la diferite valori ale raportului maselor pentru valori constante ale frecvenței de oscilație și amortizării considerată vâscoasă.

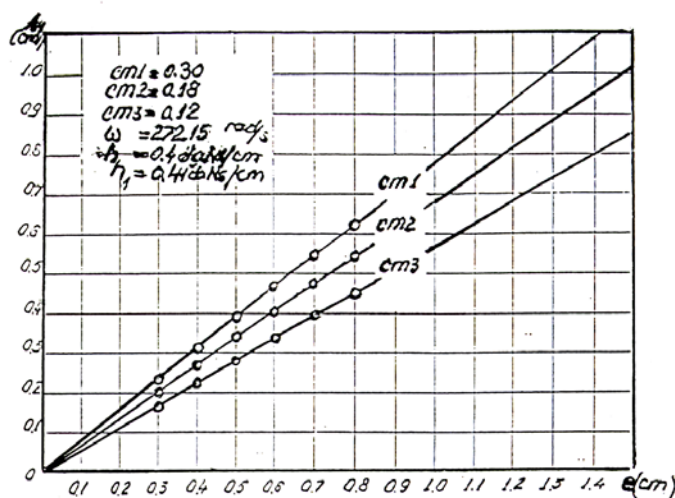


Fig.9.5. Graficul de variații a amplitudinii vibrogeneratorului în funcție de excentricitate la diferite valori ale raportului maselor, pentru valori constante ale frecvenței de oscilație și amortizării.

Analiza succintă a diagramelor trasate pentru cele trei valori ale raportului maselor arată că amplitudinea deplasării vibrogeneratorului crește odată cu creșterea excentricității și a valorii raportului maselor (cm). Alura curbelor de variație, în acest caz, se deosebește de alura curbelor de variație a amplitudinii deplasării pilonului și palplanșei (fig. 9.4), deoarece curbele nu-și modifică alura prin micșorarea raportului maselor, iar creșterile sunt mai rapide și sunt influențate de valorile frecvenței de oscilație a vibrogeneratorului.

În figura 9.6 este prezentată varianta deplasării totale maxime a vibrogeneratorului în funcție de jocul δ cu luarea în considerare a forței de prestrângere F_p , la diferite valori ale frecvenței de oscilație și raportului maselor (cm) și pentru o valoare a excentricității constantă.

Analizând succint graficul prezentat în fig. 9.6 rezultă că deplasarea totală maximă crește pe măsura creșterii jocului δ , a frecvenței de oscilație și a raportului maselor. Creșteri mai rapide se constată în zona valorilor mici ale jocului δ și a valorilor mari ale frecvenței de oscilație și raportului maselor, precum și a valorilor mai mari ale excentricității elementelor perturbatoare.

Pentru o mai bună înțelegere a rezultatelor numerice obținute de la calculator, pentru vibroînfigătoarele de rezonanță cu două mase, în tabelul 1, sunt prezentate un număr de serii de parametrii funcționali și constructivi, reproduși după imprimanta calculatorului, utilizat la calculele numerice.

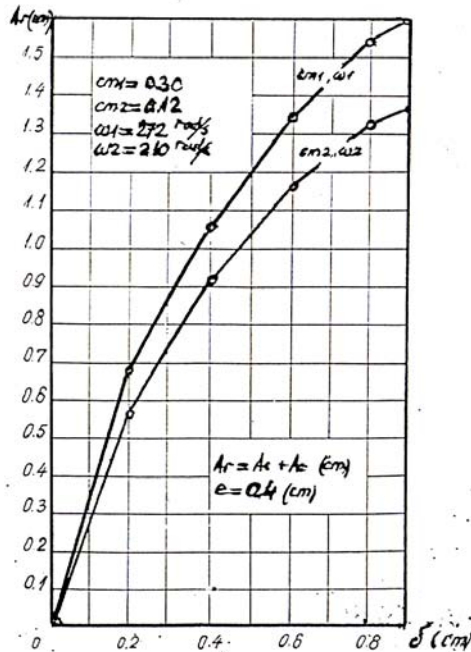


Fig.9.6. Graficul deplasării totale maxime a vibrogeneratorului în funcție de jocul δ și valoarea forței de prestrângere F_p , la diverse valori ale frecvenței de oscilație și ale raportului maselor

9.3. Concluzii

În paragraful 9.1 au fost prezentate o serie de concluzii practice edificatoare a unor serii de valori introduse în grafice și nomograme referitoare la forțele de accelerare, raportul maselor, frecvența de oscilație, excentricitate, amplitudinea vibrațiilor vibrogeneratorului și a pilonului, etc.

Seriile de valori obținute cu ajutorul calculatorului reprezintă tot atâtea soluții și relații de calcul practice pentru proiectarea vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase concepute și fundamentate teoretic de autorul prezentei lucrări.

Vibroînfigătorul de rezonanță conceput și studiat de autor reprezintă o mașină cu acțiune vibrantă de mare productivitate cu consum specific de metal și de energie redus în comparație cu vibroînfigătoarele care funcționează în regim de ante și post rezonanță.

Consumurile specifice reduse se datorează eliminării cadrului de contravibrație care în general, la modelele mașinilor de rezonanță prezentate în Capitolul 3 face parte din ansamblul mașinii și este un mare consumator de metal și energie.

Pentru a evidenția prin exemple contribuția originală exprimată prin modelele dinamice autorul a elaborat algoritmul de calcul în conformitate cu rezultatele obținute la capitolele 5...8, prin utilizarea SCHEMEI LOGICE a mașinilor vibrante de rezonanță cu două mase, cu date conforme cu modelele dinamice și schemele constructive de principiu originale, obținând un număr de serii de valori concrete, foarte utile activității de proiectare, cercetare și producție.

JOB TEZA TOCTORAT, AN: 2005; PN: PANA DAN
 COMPILE FORTRAN
 FORTRAN STARTED
 FORTRAN 12.00

```

C      2      C      DETERMINAREA PARAMETRIILOR CINEMATICE SI DINAMICE AI VIBROIMPINGATOARELOR DE REZONANTA CU 2 MASE      6
C      3      C      COMMON A, B, X      7
C      4      C      READ (105,1) R1, R2, DH, DAM1, DTCAL, DC, DCO, DE      8
      5      DIMENSION A (4,4), B (4), X (4)      9
      6      COMMON A, B, X      10
      7      READ (105,1) R1, R2, DH, DAM1, DTCAL, DC, DCO, DE      11
      8      1 FORMAT (2F4.2, F3.1, F5.3, I3, SF4.2, F3.1)      12
      9      H = 0.4      13
     10      4 TCAL = 2600      14
     11      2 AM1 = 0.05      15
     12      C = 0.3      16
     13      CO = 0.2      17
     14      OMEGA = 3.14*TCAL/30      18
     15      3 AM2 = AM1/CO      19
     16      AK1 = (R1*R1*AM1*OMEGA**2) / (1*CO)      20
     17      AK2 = (R2*R2*AM1*OMEGA**2) / (1*CO)-AK1      21
     18      E=0.3      22
     19      5 XJOC=1      23
     20      30 CALL ZERO      24
     21      IF (XJOC*GT*0) GO TO 10      25
     22      A (1,1) = AK1+AK2-AM1*OMEGA**2      26
     23      A (1,3) = -AK1 - AK2      27
     24      B (1) = C*AM1*E*OMEGA**2      28
     25      A (2,2) = AK1+AK2-AM1*OMEGA**2      29
     26      A (2,4) = -AK1-AK2      30
     27      A (3,1) = -AK1-AK2      31
     28      A (3,3) = AK1+AK2-AM2*OMEGA**2      32
     29      A (3,4) = -H*OMEGA      33
     30      A (4,2) = -AK1-AK2      34
     31      A (4,3) = K*OMEGA      35
     32      A (4,4) = AK1+AK2-AM2*OMEGA**2      36
     33      GO TO 100      37
     34      10 A (1,1) = AK1-AM1*OMEGA**2      38
     35      A (1,3) = -AK1      39
     36      B (1) = C*AM1*E*OMEGA**2      40
     37      A (2,2) = AK1-AM1*OMEGA**2      41
     38      A (2,4) = -AK1

```

| | | | | | | | | | |
|----|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
| 39 | A (3,1) = -AK1 | | | | | | | | |
| 40 | A (3,3) = AK1-AM2*OMEGA**2 | | | | | | | | |
| 41 | A (3,4) = -H*OMEGA | | | | | | | | |
| 42 | A (4,2) = -AK1 | | | | | | | | |
| 43 | A (4,3) = H*OMEGA | | | | | | | | |
| 44 | A (4,4) = AK1-AM2*OMEGA**2 | | | | | | | | |
| 45 | 100 CALL GAUS | | | | | | | | |
| 46 | CALL REZOL | | | | | | | | |
| 47 | IF (XJOC*GT*O) GO TO 200 | | | | | | | | |
| 48 | AMV = SQRT (X (1)**2+X (2)**2) | | | | | | | | |
| 49 | VIV = AMV*OMEGA | | | | | | | | |
| 50 | ACV = VIV*OMEGA | | | | | | | | |
| 51 | AMC = SQRT (X (3)**2+X (4)**2) | | | | | | | | |
| 52 | VIC = AMC*OMEGA | | | | | | | | |
| 53 | ACC = VIC*OMEGA | | | | | | | | |
| 54 | GO TO 300 | | | | | | | | |
| 55 | 200 AMPVIB = SQRT (X (1)**2+X (2)**2) | | | | | | | | |
| 56 | VITVIB = AMPVIB*OMEGA | | | | | | | | |
| 57 | ACCVIB = VITVIB*OMEGA | | | | | | | | |
| 58 | AMCIUR = SQRT (X (3)**2+X (4)**2) | | | | | | | | |
| 59 | VICIUR = AMCIUR*OMEGA | | | | | | | | |
| 60 | ACCIUR = VICIUR*OMEGA | | | | | | | | |
| 61 | 300 XJOC = -XJOC | | | | | | | | |
| 62 | IF (XJOC*GT*O) GO TO 340 | | | | | | | | |
| 63 | GO TO 30 | | | | | | | | |
| 64 | 340 AMPVT = AMPVIB+AMV | | | | | | | | |
| 65 | AMPCT = AMCIUR+AMC | | | | | | | | |
| 66 | VITVT = VITVIB+VIV | | | | | | | | |
| 67 | VITCT = VICIUR+VIC | | | | | | | | |
| 68 | ACCVT = ACCVIB+ACV | | | | | | | | |
| 69 | ACCCT = ACCIUR+ACC | | | | | | | | |
| 70 | FAV = AM1*ACCVT | | | | | | | | |
| 71 | FAC = AM2*ACCCT | | | | | | | | |
| 72 | WRITE (108, 70) TCAL, AM1, AM2, OMEGA, E, H, AMPVT, VITVT, ACCVT, FAV, | | | | | | | | |
| 73 | * AMPCT, VITCT, ACCCT, FAC | | | | | | | | |
| 74 | 70 FORMAT (1H, I4, 2X, F5.3, 2X, F5.3, 2X, F7.3, 2X, F3.1, 2X, F3.1, 2X, F5.2, 2X, | | | | | | | | |
| 75 | *F7.2, 2X, F10.2, 2X, F14.2, 2X, F5.2, 2X, F7.2, 2X, F10.2, 2X, F14.2) | | | | | | | | |
| 76 | IF (E*GT*O*8) GO TO 25 | | | | | | | | |
| 77 | E = E+DE | | | | | | | | |
| 78 | GO TO 5 | | | | | | | | |
| 79 | 25 IF (AM1*GT*O*250) GO TO 26 | | | | | | | | |
| 80 | AM1 = AM1+DAM1 | | | | | | | | |

73

76

```

81 CO = CO-DCO
82 C = C-DC
83 GO TO 3
84 26 IF (TCAL*LT*750) GO TO 27
85 TCAL = TCAL-DICAL
86 GO TO 2
87 27 IF (H*GT*1*2) GO TO 28
88 H = H+DH
89 GO TO 4
90 28 STOP
91 END
92
93
94
95
96

```

| MODULE | F%BLK | TYPE | C | LONGUEUR |
|--------|---------|------|---|----------|
| MODULE | F%MDATA | TYPE | P | 0810 |
| | | | | (00096) |
| | | | | (02064) |

```

***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0) 17.14.02
O112 EXAMEN AN = 5015 PH = 0001 DATE = 29/12/71
H.DEB = 17H 13M 21S H.FIN = 17H 14M 06S TIME = 00001290
LGP = 00052 MEM = 00012 LO = 00001 IN = 00115 OUT = 00000
CR = 01 CP = 01 TR = 00 TP = 00 PR = 01 MT = 00 RD = 01 FD = 00 MD = 00 TU = 00 TT = 00

```

```

COMPILE FORTRAN 97
FORTRAN STARTED
FORTRAN 12.00

```

| | | |
|-----|--------------------------|-----|
| 1 | SUBROUTINE ZERO | 98 |
| 2 | DIMENSION A (4,4), B (4) | 99 |
| 3 | COMMON A, B | 100 |
| C 4 | C ANULAREA LUI B (I) | 101 |
| 5 | DO 1 I = 1,4 | 102 |
| 6 | B (I) = 0 | 103 |
| C 7 | C ANULAREA LUI A (I, J) | 104 |
| 8 | DO 1 J = 1,4 | 105 |
| 9 | 1 A (I, J) = 0 | 106 |

```

10          RETURN          107
11          END             108

          MODULE           0050
          MODULE           0098
          F%BLK           (00080)
          ZERO            (00152)

          TYPE            C
          TYPE            P
          LONGUEUR       17.14.23
          LONGUEUR

***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0)

O112 EXAMEN      AN = 5015      PH = 0002      DATE = 29/12/71
H,DEB = 17H 14M 06S  H,FIN = 17H 14M 28S      TIME = 00000238
LGP = 00052      MEM = 00012  LO = 00001      IN = 00112  OUT = 00000
CR = 01      CP = 01      TR = 00      TP = 00  PR = 01  MT = 00  RD = 01  FD = 00  MD = 00  TW = 00  TT = 00

          COMPIL FORTRAN
          FORTRAN STARTED
          FORTRAN 12.00

1  SUBROUTINE GAUSS
2  DIMENSION A (4,4) B (4)
3  COMMON A, B
4  DO 3 KK = 2,4
5  K = 4+2-KK
6  C      A (K, K) DIFERIT DE ZERO
7  K1 = K-1
8  IF (ABS (A (K, K))-1 *E-07) 1,1,2
9  C      A (K,K) FIIND NUL SE CAUTA UN A (I, K) NE-NUL
10 DO 4 II = 1, K1
11 I = K1+1-II
12 IF (ABS (A (I, K))-1 *E-07) 14,15,5
13 C      A (I, K) NENUL SE PERMUTA LINIILE I SI K
14 5 BB = B (K)
15 B (K) = B (I)
16 B (I) = BB
17 DO 6 J = 1, K
18 AA = A (K, J)
19 A (K, J) = A (I, J)
20 A (I, J) = AA
21 GO TO 2
22 C      DACA A (I, K) = 0 SE INCEARCA I-I DACA I=1 SIST ESTE NEDETERMINAT

```

```

23 14 IF (I-1) 15, 15, 4
24 15 WRITE (108, 16)
25 STOP
26 4 CONTINUE
27 C DACA A (K,K) NU ESTE NUL
28 2 DO 23 I = 1, K1
29 IF (ABS (A (I, K))-1*E-07) 23, 23, 24
30 24 B (I) = B (I) * A (K,K) / A (I, K) - A (K, J)
31 DO 25 J = 1, K
32 25 A (I, J) = A (I, J) * A (K, K) / A (I, K) - A (K, J)
33 23 A (I, K) = O
34 3 CONTINUE
35 16 FORMAT (1H1///10X, 'SISTEM NEDETERMINAT')
36 RETURN
37 END

```

FORTRAN 12.00

| | | | | | | |
|--------|-------|------|---|----------|------|---------|
| MODULE | F%BLK | TYPE | C | LONGUEUR | 0050 | (00080) |
| MODULE | GAUSS | TYPE | P | LONGUEUR | 0358 | (00856) |

```

***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0) 17.14.51
O112 EXAMEN AN = 5015 PH = 0003 DATE = 29/12/71
H,DEB = 17H 14M 28S H,FIN = 17H 14M 55S TIME = 00000586
LGP = 00052 MEM = 00012 LO = 00001 IN = 00038 OUT = 00000
CR = 01 CP = 01 TR = 00 TP = 00 PR = 01 MT = 00
FD = 00 MD = 00 TU = 00 TT = 00

```

COMPILE FORTRAN
FORTRAN STARTED

FORTRAN 12.00

| | | |
|---|----------------------------------|-----|
| 1 | SUBROUTINE REZOL | 148 |
| 2 | DIMENSION A (4, 4), B (4), X (4) | 149 |

```

3      C      COMMON A, B, X
4      C      TESTAREA NEDETERMINARI
5      C      TEST = PROD (A,4)
6      C      IF (ABS (TEST)-1*E-07) 3,3,4
7      C      SISTEM NEDETERMINAT
8      C      3 WRITE (108, 11)
9      C      RETURN
10     C      SISTEM DETERMINAT
11     C      4 X (I) = B (I) / A (1,1)
12     C      DO 5 J = 2,4
13     C      JJ = J-1
14     C      AA = 0
15     C      DO 6 I = 1, JJ
16     C      6 AA = AA + A (J, I) * X (I)
17     C      5 X (I) = (B (J) - AA) / A (I, J)
18     C      11 FORMAT (1H1//5X, 'SISTEM NEDETERMINAT')
19     C      RETURN
20     C      END
FORTRAN 12.00

```

165

166
167

```

MODULE          F%BLK          C          LONGUEUR          (00096)
MODULE          REZOL          P          LONGUEUR          (00352)
0160
0160
***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0)      17.15.14
O112 EXAMEN      AN = 5015      PH = 0004      DATE = 29/12/71
H.LDEB = 17H 14M 56S  H.FIN = 17H 15M 19S      TIME = 00000350
LGP = 00052      MEM = 00012  LO = 00001      IN = 00021  OUT = 00000
CR = 01      CP = 01      TR = 00      TP = 00  PR = 01      MT = 00      RD = 01      FD = 00      MD = 00      TU = 00      TT = 00

```

168

```

COMPILE FORTRAN
FORTRAN STARTED
FORTRAN 12.00

```

```

1      C      FUNCTION PROD (A, N)
2      C      DIMENSION A (4, 4)

```

169
170

171
172
173
174
175

```

3   PROD = 1
4   DO 11 = 1,4
5   1 PROD = PROD*A(I,1)
6   RETURN
7   END
    
```

FORTRAN 12.00

** ERREURS DETECHEES PAR L'ANALYSEUR SYNTAXIQUE :
VARIABLES NON REFERENCEES :
NI

FORTRAN 12.00

| MODULE | PROD | TYPE | P | LONGUEUR | 0090 | (00144) |
|--------|------|------|---|----------|------|---------|
|--------|------|------|---|----------|------|---------|

***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0) 17.15.36

```

O112 EXAMEN      AN = 5015      PH = 0005      DATE = 29/12/71
H,DEB = 17H 15M 19S  H,FIN = 17H 15M 41S      TIME = 00000224
LGP = 00052  MEM = 00012  LO = 00001  IN = 00008  OUT = 00000
CR = 01  CP = 01  TR = 00      TP = 00  PR = 01  MT = 00  RD = 01  FD = 00  MD = 00  TW = 00  TU = 00  TT = 00
    
```

* LINK
EDL5 STARTED

176

E-D-L FF.FF29/12/71
EDITION DES LIENS

| SEGMENT | F%BLK | NO | 1 | IMPLANTATION |
|---------|---------|----|---|--------------|
| MODULE | F%BLK | | | IMPLANTATION |
| MODULE | F%MDATA | | | IMPLANTATION |
| MODULE | ZERO | | | IMPLANTATION |
| MODULE | GAUSS | | | IMPLANTATION |
| | | | | 0 |
| | | | | 58 |
| | | | | B8 |
| | | | | 8C8 |
| | | | | 960 |

| | | | |
|--------|----------|---------------------|------|
| MODULE | REZOL | IMPLANTATION | CB8 |
| MODULE | PROD | IMPLANTATION | E18 |
| MODULE | I%INIT | IMPLANTATION | EA8 |
| MODULE | F%ASQRT | IMPLANTATION | 11E8 |
| MODULE | I%STOP | IMPLANTATION | 12B8 |
| MODULE | I%READ | IMPLANTATION | 13C8 |
| MODULE | I%IOI | IMPLANTATION | 1598 |
| MODULE | I%ENDIOL | IMPLANTATION | 1668 |
| MODULE | I%PREINT | IMPLANTATION | 1690 |
| MODULE | F%ERR1 | IMPLANTATION | 18B0 |
| MODULE | I%FORMA | IMPLANTATION | 19D0 |
| MODULE | I%LECAR1 | IMPLANTATION | 3020 |
| MODULE | I%ECRARI | IMPLANTATION | 3308 |
| MODULE | I%DONNEE | IMPLANTATION | 3600 |
| | | LONGUEUR DU SEGMENT | 3678 |

E-D-L FF.FF29 / 12/71

IMPLANT, APRES TRAITEMENT OPTION FMS

| | | | | | |
|---------|-------|----|---|---------------------|------|
| SEGMENT | I%BLK | NO | 1 | IMPLANTATION | 0 |
| | | | | LONGUEUR DU SEGMENT | 4330 |

E-D-L FF.FF29 / 12/71

0 ERREUR EN EDITION DE LIENS
 ADRESSE DE LANCEMENT 390
 LONGUEUR PLUS GRANDE BRANCHE 4330
 LONGUEUR DU PROGRAMME EDITE 4330
 PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE N = 0 (PAS D'ERREUR)

O112 EXAMEN AN = 5015 PH = 0006 DATE = 29/12/71
 H.DEB = 17H 15M 41S H.FIN = 17H 16M 26S TIME = 00000574
 LGP = 00052 MEM = 00013 LO = 00001 IN = 00000 OUT = 00000
 CR = 01 CP = 01 TR = 00 TP = 00 PR = 01 MT = 00 RD = 01 FD = 00 MD = 00 TW = 00 TU = 00 TT = 00

1 RUN
 STARTED

T A B E L 1

| TCAL | AMI | AM2 | OMEGA | E | H | AMPV | VHVT | ACCVT | FAV | AMPCT | VHCT | ACCCT | PAC |
|------|------|------|---------|----|---|------|--------|----------|---------|-------|-------|---------|---------|
| 2600 | .050 | 250 | 272.133 | .8 | 4 | .62 | 167.95 | 45703.63 | 2285.18 | .12 | 33.59 | 9140.55 | 2285.14 |
| 2600 | .070 | 368 | 272.133 | 3 | 4 | .23 | 61.39 | 16706.77 | 1169.47 | .02 | 11.66 | 3174.26 | 1169.46 |
| 2600 | .070 | 368 | 272.133 | 7 | 4 | .53 | 143.25 | 38982.43 | 2728.77 | .10 | 27.22 | 7406.60 | 2728.75 |
| 2600 | .070 | 368 | 272.133 | .8 | 4 | .60 | 163.71 | 44551.36 | 3118.59 | .11 | 31.10 | 8464.68 | 3118.57 |
| 2600 | .090 | 500 | 272.133 | 3 | 4 | .22 | 59.78 | 16267.35 | 1464.06 | .04 | 10.76 | 2928.11 | 1464.05 |
| 2600 | .090 | 500 | 272.133 | 4 | 4 | .29 | 79.70 | 21689.79 | 1952.08 | .05 | 14.35 | 3904.15 | 1952.07 |
| 2600 | .090 | 500 | 272.133 | 5 | 4 | .37 | 99.63 | 27112.25 | 2440.10 | .07 | 17.93 | 4880.18 | 2440.09 |
| 2600 | .090 | 500 | 272.133 | 6 | 4 | .44 | 119.55 | 32534.70 | 2928.12 | .08 | 21.52 | 5856.22 | 2928.11 |
| 2600 | .110 | 647 | 272.133 | 3 | 4 | .21 | 58.13 | 15820.45 | 1740.25 | .04 | 9.88 | 2689.47 | 1740.24 |
| 2600 | .110 | 647 | 272.133 | 4 | 4 | .28 | 77.51 | 21093.94 | 2320.33 | .05 | 13.18 | 3485.96 | 2320.33 |
| 2600 | .110 | 647 | 272.133 | 5 | 4 | .36 | 96.89 | 26367.42 | 2930.41 | .06 | 16.47 | 4482.45 | 2900.41 |
| 2600 | .110 | 647 | 272.133 | 7 | 4 | .50 | 135.65 | 36914.38 | 4060.58 | .08 | 23.06 | 6275.43 | 4060.57 |
| 2600 | .110 | 647 | 272.133 | 8 | 4 | .57 | 155.03 | 42187.87 | 4640.66 | .10 | 26.35 | 7171.92 | 4640.65 |
| 2600 | .130 | 812 | 272.133 | 3 | 4 | .21 | 56.46 | 15365.82 | 1997.56 | .03 | 9.03 | 2458.53 | 1997.55 |
| 2600 | .130 | 812 | 272.133 | 4 | 4 | .28 | 75.29 | 20487.76 | 2663.41 | .04 | 12.05 | 3278.04 | 2663.40 |
| 2600 | .130 | 812 | 272.133 | 5 | 4 | .35 | 94.11 | 25609.71 | 3929.26 | .06 | 15.06 | 4097.53 | 3329.25 |
| 2600 | .130 | 812 | 272.133 | 6 | 4 | .41 | 112.93 | 30731.64 | 3995.11 | .07 | 18.07 | 4917.05 | 3995.10 |
| 2600 | .130 | 812 | 272.133 | 7 | 4 | .48 | 131.75 | 35853.59 | 4660.96 | .08 | 21.08 | 5736.56 | 4660.95 |
| 2600 | .150 | 1000 | 272.133 | 3 | 4 | .20 | 54.76 | 14903.31 | 2233.49 | .03 | 8.21 | 2235.49 | 2135.49 |
| 2600 | .150 | 1000 | 272.133 | 4 | 4 | .27 | 73.02 | 19871.07 | 2980.66 | .04 | 10.95 | 2980.66 | 2980.66 |

| TCAL | AMI | AM2 | OMEGA | E | H | AMPV | VITVT | ACCVT | FAV | AMPCT | VITCT | ACCCT | PAC |
|------|-----|-------|---------|---|---|------|--------|----------|---------|-------|-------|---------|---------|
| 2600 | 150 | 1.000 | 272.133 | 5 | 4 | 34 | 91.27 | 24838.83 | 3725.82 | 05 | 13.69 | 3725.82 | 3725.82 |
| 2600 | 150 | 1.000 | 272.133 | 6 | 4 | 40 | 109.53 | 29806.61 | 4470.99 | 06 | 16.43 | 4470.98 | 4470.98 |
| 2600 | 150 | 1.000 | 272.133 | 8 | 4 | 54 | 146.04 | 39742.18 | 5961.32 | 08 | 21.91 | 5961.32 | 5961.32 |
| 2600 | 170 | 1.214 | 272.133 | 3 | 4 | 19 | 53.04 | 14432.67 | 2453.55 | 03 | 7.42 | 2020.57 | 2453.55 |
| 2600 | 170 | 1.214 | 272.133 | 4 | 4 | 26 | 70.71 | 19243.57 | 3271.40 | 04 | 9.90 | 2694.10 | 3271.40 |
| 2600 | 170 | 1.214 | 272.133 | 5 | 4 | 32 | 88.39 | 24054.46 | 4089.26 | 05 | 12.37 | 3367.62 | 4089.25 |
| 2600 | 170 | 1.214 | 272.133 | 6 | 4 | 39 | 106.07 | 28865.36 | 4907.11 | 05 | 14.85 | 4041.15 | 4907.10 |
| 2600 | 170 | 1.214 | 272.133 | 7 | 4 | 45 | 123.75 | 33656.25 | 5724.96 | 06 | 17.32 | 4714.67 | 5724.95 |
| 2600 | 170 | 1.214 | 272.133 | 8 | 4 | 52 | 141.43 | 38487.12 | 6542.81 | 07 | 19.80 | 5388.19 | 6542.80 |
| 2600 | 190 | 1.462 | 272.133 | 6 | 4 | 38 | 102.55 | 27907.43 | 5302.41 | 05 | 13.33 | 3627.97 | 5302.41 |
| 2600 | 190 | 1.462 | 272.133 | 7 | 4 | 44 | 119.64 | 32558.65 | 6186.14 | 06 | 15.55 | 4232.63 | 6186.14 |
| 2600 | 190 | 1.462 | 272.133 | 8 | 4 | 50 | 136.73 | 37209.92 | 7069.88 | 07 | 17.78 | 4837.29 | 7069.87 |
| 2600 | 210 | 1.750 | 272.133 | 3 | 4 | 18 | 49.48 | 13466.20 | 2827.90 | 02 | 5.94 | 1615.95 | 2827.90 |
| 2600 | 210 | 1.750 | 272.133 | 4 | 4 | 24 | 63.98 | 17954.94 | 3730.54 | 03 | 7.92 | 2154.59 | 3730.53 |
| 2600 | 210 | 1.750 | 272.133 | 5 | 4 | 30 | 82.47 | 22443.68 | 4713.17 | 04 | 9.90 | 2693.24 | 4713.17 |
| 2600 | 210 | 1.750 | 272.133 | 6 | 4 | 36 | 98.97 | 26932.41 | 5655.80 | 04 | 11.88 | 3231.89 | 5655.80 |
| 2600 | 230 | 2.091 | 272.133 | 4 | 4 | 23 | 63.55 | 17293.21 | 3977.44 | 03 | 6.99 | 1902.25 | 3977.43 |
| 2600 | 230 | 2.091 | 272.133 | 5 | 4 | 29 | 79.43 | 21616.51 | 4971.79 | 03 | 8.74 | 2377.82 | 4971.80 |
| 2600 | 230 | 2.091 | 272.133 | 6 | 4 | 35 | 95.32 | 25939.82 | 5966.16 | 04 | 10.49 | 2855.38 | 5966.15 |
| 2600 | 230 | 2.091 | 272.133 | 7 | 4 | 41 | 111.21 | 30263.11 | 6980.51 | 04 | 12.23 | 3328.94 | 6960.51 |
| 2600 | 230 | 2.091 | 272.133 | 8 | 4 | 47 | 127.09 | 34586.42 | 7954.87 | 04 | 13.98 | 3804.31 | 7954.87 |

| TCAL | AMI | AM2 | OMEGA | E | H | AMPV | VITVT | ACCVT | FAV | AMPCT | VITCT | ACCCT | PAC |
|------|------|-------|---------|----|----|------|--------|----------|---------|-------|-------|---------|---------|
| 2600 | .250 | 2.500 | 272.133 | .4 | .4 | .22 | 61.07 | 16619.45 | 4154.86 | .02 | 6.11 | 1661.95 | 4154.86 |
| 2600 | .250 | 2.500 | 272.133 | .5 | .4 | .28 | 76.34 | 20774.32 | 5193.58 | .03 | 7.63 | 2077.44 | 5193.58 |
| 2600 | .250 | 2.500 | 272.133 | .6 | .4 | .34 | 91.61 | 24929.19 | 6232.29 | .03 | 9.16 | 2492.92 | 6232.30 |
| 2600 | .250 | 2.500 | 272.133 | .7 | .4 | .39 | 106.87 | 29084.05 | 7271.01 | .04 | 10.69 | 2908.41 | 7271.01 |
| 2600 | .250 | 2.500 | 272.133 | .8 | .4 | .45 | 122.14 | 33238.92 | 8309.72 | .04 | 12.21 | 3323.90 | 8309.73 |
| 2600 | .270 | 3.000 | 272.133 | .3 | .4 | .16 | 43.91 | 11949.99 | 3226.49 | .01 | 3.95 | 1075.50 | 3326.49 |
| 2600 | .270 | 3.000 | 272.133 | .4 | .4 | .22 | 58.55 | 15933.33 | 4302.00 | .02 | 5.27 | 1434.00 | 4302.00 |
| 2600 | .270 | 3.000 | 272.133 | .5 | .4 | .27 | 73.19 | 19916.66 | 5377.50 | .02 | 6.59 | 1792.50 | 5377.49 |
| 2600 | .270 | 3.000 | 272.133 | .6 | .4 | .32 | 87.82 | 23899.98 | 6452.99 | .03 | 7.90 | 2151.00 | 6452.99 |
| 2600 | .270 | 3.000 | 272.133 | .7 | .4 | .38 | 102.46 | 27783.32 | 7528.49 | .03 | 9.22 | 2509.50 | 7520.46 |
| 2600 | .270 | 3.000 | 272.133 | .8 | .4 | .43 | 117.10 | 31866.66 | 8603.66 | .04 | 10.54 | 2858.00 | 8604.00 |
| 2300 | .050 | .250 | 240.733 | .4 | .4 | .31 | 74.28 | 17882.59 | 894.13 | .06 | 14.86 | 3576.43 | 894.11 |
| 2300 | .050 | .250 | 240.733 | .5 | .4 | .39 | 92.85 | 22353.22 | 1117.66 | .08 | 18.57 | 4470.54 | 1117.63 |
| 2300 | .050 | .250 | 240.733 | .6 | .4 | .46 | 111.43 | 26823.87 | 1341.19 | .09 | 22.28 | 5364.64 | 1341.16 |
| 2300 | .050 | .250 | 240.733 | .7 | .4 | .54 | 130.00 | 31294.52 | 1564.73 | .11 | 26.00 | 6258.75 | 1564.69 |
| 2300 | .050 | .250 | 240.733 | .8 | .4 | .64 | 148.57 | 35765.18 | 1788.26 | .12 | 29.71 | 7152.86 | 1788.22 |
| 2300 | .070 | 368 | 240.733 | .4 | .4 | .30 | 72.41 | 17431.73 | 1220.22 | .06 | 13.76 | 3811.99 | 1220.21 |
| 2300 | .070 | 368 | 240.733 | .5 | .4 | .38 | 90.51 | 21789.66 | 1525.28 | .07 | 17.20 | 4139.99 | 1525.26 |

| TCAL. | AMI | AM2 | OMEGA | E | H | AMPV | VITVT | ACCVT | FAV | AMPCT | VITCT | ACCCT | PAC |
|-------|------|------|---------|----|----|------|--------|----------|---------|-------|-------|---------|---------|
| 2300 | .070 | .368 | 240.733 | .6 | .4 | .45 | 108.62 | 26147.61 | 1830.33 | .09 | 20.64 | 4967.99 | 1830.31 |
| 2300 | .070 | .368 | 240.733 | .7 | .4 | .53 | 126.72 | 30505.54 | 2135.39 | .10 | 24.08 | 5795.99 | 2135.36 |
| 2300 | .070 | .368 | 240.733 | .8 | .4 | .60 | 144.82 | 34863.46 | 2440.44 | .11 | 27.52 | 6623.98 | 2440.41 |
| 2300 | .090 | .500 | 240.733 | .4 | .4 | .29 | 70.51 | 16973.25 | 1527.59 | .05 | 12.09 | 3055.11 | 1527.58 |
| 2300 | .090 | .500 | 240.733 | .5 | .4 | .37 | 88.13 | 21216.54 | 1909.49 | .07 | 15.86 | 3818.96 | 1909.48 |
| 2300 | .090 | .500 | 240.733 | .6 | .4 | .44 | 105.76 | 25459.86 | 2291.59 | .08 | 19.04 | 4582.75 | 2291.37 |
| 2300 | .090 | .500 | 240.733 | .7 | .4 | .51 | 123.39 | 29703.17 | 2673.28 | .09 | 22.21 | 5346.54 | 2673.54 |
| 2300 | .090 | .500 | 240.733 | .8 | .4 | .59 | 141.01 | 33946.46 | 3055.18 | .11 | 25.38 | 6110.33 | 3055.16 |
| 2300 | .110 | .647 | 240.733 | .4 | .4 | .28 | 68.57 | 16506.93 | 1815.76 | .05 | 11.66 | 2806.17 | 1815.76 |
| 2300 | .110 | .647 | 240.733 | .5 | .4 | .36 | 85.71 | 20633.66 | 2269.70 | .06 | 14.57 | 3507.71 | 2269.69 |
| 2300 | .110 | .647 | 240.733 | .6 | .4 | .43 | 102.85 | 24760.41 | 2723.64 | .07 | 17.49 | 4209.25 | 2723.63 |
| 2300 | .110 | .647 | 240.733 | .7 | .4 | .50 | 120.00 | 28887.12 | 3177.58 | .08 | 20.40 | 4910.80 | 3177.57 |
| 2300 | .110 | .647 | 240.733 | .8 | .4 | .57 | 137.14 | 33013.85 | 3631.52 | .10 | 23.31 | 5612.34 | 3631.51 |
| 2300 | .130 | .812 | 240.733 | .4 | .4 | .28 | 66.60 | 16032.60 | 2084.24 | .04 | 10.66 | 2565.21 | 2084.23 |
| 2300 | .130 | .812 | 240.733 | .5 | .4 | .35 | 83.25 | 20040.75 | 2084.24 | .06 | 13.32 | 3206.51 | 2605.29 |
| 2300 | .130 | .812 | 240.733 | .6 | .4 | .41 | 99.90 | 24048.89 | 2605.30 | .07 | 15.98 | 3847.82 | 3126.35 |
| 2300 | .130 | .812 | 240.733 | .7 | .4 | .48 | 116.55 | 28057.05 | 3126.35 | .08 | 18.65 | 4489.12 | 3647.41 |
| 2300 | .130 | .812 | 240.733 | .8 | .4 | .55 | 133.20 | 32065.19 | 4168.47 | .09 | 21.31 | 5130.42 | 4168.46 |

| TCAL | AMI | AM2 | OMEGA | E | H | AMPV | VITVT | ACCVT | FAV | AMPCT | VITCT | ACCCT | PAC |
|------|------|-------|---------|----|----|------|--------|----------|---------|-------|-------|---------|---------|
| 2300 | .150 | 1.000 | 240.733 | .4 | .4 | .27 | 64.59 | 2332.50 | 2332.50 | .04 | 9.69 | 2332.50 | 2332.50 |
| 2300 | .150 | 1.000 | 240.733 | .5 | .4 | .34 | 80.74 | 19437.51 | 2915.62 | .05 | 12.11 | 2915.62 | 2915.62 |
| 2300 | .150 | 1.000 | 240.733 | .6 | .4 | .40 | 96.89 | 23325.02 | 3498.75 | .06 | 14.53 | 3498.75 | 3498.75 |
| 2300 | .150 | 1.000 | 240.733 | .7 | .4 | .47 | 113.04 | 27212.53 | 4081.88 | .07 | 16.96 | 4081.87 | 4081.87 |
| 2300 | .150 | 1.000 | 240.733 | .8 | .4 | .54 | 129.19 | 31100.02 | 4665.00 | .08 | 19.38 | 4665.00 | 4664.99 |
| 2300 | .170 | 1.214 | 240.733 | .4 | .4 | .26 | 62.55 | 15058.96 | 2560.02 | .04 | 8.76 | 2108.25 | 2560.02 |
| 2300 | .170 | 1.214 | 240.733 | .5 | .4 | .32 | 78.19 | 18823.70 | 3200.03 | .05 | 10.95 | 2635.32 | 3200.02 |
| 2300 | .170 | 1.214 | 240.733 | .6 | .4 | .39 | 93.83 | 22588.44 | 384.03 | .05 | 13.14 | 3152.38 | 3840.03 |
| 2300 | .170 | 1.214 | 240.733 | .7 | .4 | .45 | 109.47 | 26353.17 | 4480.04 | .06 | 15.33 | 3689.44 | 4480.04 |
| 2300 | .170 | 1.214 | 240.733 | .8 | .4 | .52 | 125.11 | 30117.93 | 5120.05 | .07 | 17.52 | 4216.51 | 5120.04 |
| 2300 | .190 | 1.462 | 240.733 | .6 | .4 | .38 | 90.72 | 21838.81 | 4149.37 | .05 | 11.79 | 2839.04 | 1149.37 |
| 2300 | .190 | 1.462 | 240.733 | .7 | .4 | .44 | 105.84 | 25478.62 | 4840.62 | .06 | 13.76 | 3312.22 | 4840.93 |
| 2300 | .190 | 1.462 | 240.733 | .8 | .4 | .50 | 120.96 | 29118.42 | 5532.50 | .07 | 15.72 | 3785.39 | 5532.49 |
| 2300 | .210 | 1.750 | 240.733 | .6 | .4 | .36 | 87.55 | 21075.83 | 4425.92 | .04 | 10.51 | 2529.10 | 4425.92 |
| 2300 | .210 | 1.750 | 240.733 | .7 | .4 | .42 | 102.14 | 24588.46 | 5163.57 | .05 | 12.26 | 2950.62 | 5163.57 |
| 2300 | .210 | 1.750 | 240.733 | .8 | .4 | .48 | 116.73 | 28101.11 | 5901.23 | .06 | 14.01 | 3372.13 | 5901.23 |
| 2300 | .230 | 2.091 | 240.733 | .6 | .4 | .35 | 84.32 | 20299.07 | 4668.78 | .04 | 9.28 | 2232.90 | 4668.78 |
| 2300 | .230 | 2.091 | 240.733 | .7 | .4 | .41 | 98.38 | 23682.26 | 5446.91 | .04 | 10.82 | 2605.05 | 5446.92 |

| TCAL | AMI | AM2 | OMEGA | E | H | AMPV | VITVT | ACCVT | FAV | AMPCT | VITCT | ACCCT | FAC |
|------|-----|-------|---------|----|----|------|--------|----------|---------|-------|-------|---------|---------|
| 2300 | 230 | 2.091 | 240.733 | .8 | .4 | .47 | 112.43 | 27065.43 | 6223.04 | .05 | 12.37 | 2977.20 | 6223.04 |
| 2300 | 250 | 2.500 | 240.733 | .6 | .4 | .34 | 81.04 | 19508.20 | 4877.05 | .03 | 8.10 | 1950.82 | 4877.04 |
| 2300 | 250 | 2.500 | 240.733 | .7 | .4 | .39 | 94.34 | 22759.56 | 5689.89 | .04 | 9.45 | 2275.96 | 5689.88 |
| 2300 | 250 | 2.500 | 240.733 | .8 | .4 | .45 | 108.05 | 26010.93 | 6502.73 | .04 | 10.80 | 2610.09 | 6502.72 |
| 2300 | 270 | 3.000 | 240.733 | .6 | .4 | .32 | 77.69 | 18702.82 | 5049.76 | .03 | 6.99 | 1883.26 | 5049.76 |
| 2300 | 270 | 3.000 | 240.733 | .7 | .4 | .38 | 90.64 | 21819.95 | 5891.38 | .03 | 8.16 | 1963.80 | 5891.38 |
| 2300 | 270 | 3.000 | 240.733 | .8 | .4 | .43 | 103.59 | 24937.10 | 6733.01 | .04 | 9.32 | 2244.34 | 6733.01 |

10. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Din sinteza cercetărilor anterioare elaborată de autorul lucrării au rezultat principalele șapte grupe de probleme necesare pentru studiul și cercetarea vibrațiilor aplicate la realizarea unei game largi de procese tehnologice utilizate în industria construcțiilor, materialelor de construcții și prefabricate.

În prezent crearea de noi mașini cu aciune vibrantă se desfășoară în următoarea succesiune:

- a) alegerea modelului dinamic și a schemei constructive de principiu corespunzătoare metodei de producere și transmitere a vibrațiilor;
- b) alcătuirea ecuațiilor diferențiale de mișcare în concordanță cu regimul de funcționare stabilizat al modelului dinamic și al schemei constructive de principiu;
- c) rezolvarea ecuațiilor diferențiale scrise pentru regim de lucru stabilizat în vederea obținerii parametrilor cinematici și dinamici;
- d) determinarea indicatorilor principali cu ajutorul legilor de mișcare;
- e) alegerea parametrilor optimi de funcționare a mașinii vibrante.

Din cele șapte grupe de probleme de studiu și cercetare prezentate în capitolul 1, autorul lucrării de față a abordat următoarele șase grupe:

A2, A4, B1, D, E și G.

Aceste grupe au fost rezolvate și prezentate de autorul lucrării în capitolele 5...8, folosind rezonanța cu regim de lucru stabilizat. Adică folosirea vibrațiilor de rezonanță ca instrument tehnologic care asigură realizarea unor regimuri de lucru de mare intensitate concomitent cu creșterea productivității specifice, reducerea puterii totale instalate, reducerea consumului de energie, precum și reducerea consumului specific de metal.

În concluzie, noile modele dinamice împreună cu schemele constructive de principiu elaborate de autorul prezentei lucrări au caracter de noutate și completează grupa sistemelor de mașini cu acțiune vibrantă folosite pe șantierele de construcție pentru îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare, în vederea fundării directe.

Concepția fundamentală care a stat la baza modelelor dinamice și schemelor constructive de principiu elaborate de autor au fost să elimine din construcția vibraînfingătorului de rezonanță CADRUL DE CONTRAVIBRAȚIE, care este menționat în literatura de specialitate ca fiind strict necesar la mașinile vibrante de rezonanță construite după alte modele dinamice și scheme de principiu (cap. 3, fig. 3,2, 3.3.).

La modelele dinamice concepute de autorul prezentei lucrări, cadrul de contravibrație îl reprezintă vibrageneratorul împreună cu sistemul elastic de cuplare, transmitere a vibrațiilor și de înmagazinare – redare a energiei, deoarece în modelele prezentate la cap. 3 masa cadrului de contravibrație care asigură echilibru în funcționare a mașinii de rezonanță, este de circa 3 ori mai mare decât masa organului de lucru propriu-zis de asemenea necesitatea cuplării masei la organul de lucru al mașinii printr-un sistem elastic precum și rezemarea de fundație tot printr-un sistem elastic care mărește foarte mult consumul de energie.

Prin studiile și cercetările efectuate de autor referitoare la teoria și realizarea vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase având caracteristică neliniară, corespunzătoare celor două modele dinamice și scheme constructive de principiu, precum și prin algoritmul de calcul introdus în calculator, s-au obținut serii mari de valori ale parametrilor constructivi și funcționali, care reprezintă variante inițiale de calcul de proiectare și permit alegerea rapidă a tipului optim de vibroînfigător în funcție de raportul maselor și natura terenului. De asemenea, cu ajutorul graficelor și monogramelor care se pot trasa se pot evita eventualele erori de alegere și proiectare a ansamblului vibrogenerator – pilot.

De remarcat faptul că fiecare capitol din teză se încheie cu concluzii teoretice și practice care pot fi utilizate în activitatea specialiștilor din domeniu, în calculele de proiectare și cercetare a mașinilor cu acțiune vibrantă utilizate în industria construcțiilor.

Autorul prezentei lucrări apreciază că aparatul matematic folosit la fundamentarea teoriei, calculului și construcției vibrogeneratoarelor de rezonanță, care fac obiectul tezei de doctorat este accesibil proiectanților și cercetărilor care desfășoară activitatea în domeniul mașinilor cu acțiune vibrantă.

Lucrarea de doctorat se înscrie în cadrul preocupărilor pentru studiul și cercetarea aplicării tehnicii vibrării la realizarea unei game largi de procese tehnologice utilizate în domeniul construcțiilor și a materialelor de construcții.

În contextul general, dezvoltarea mecanizării lucrărilor de construcții în țara noastră este unul din principalii factori dinamici de progres în domeniul activității de construcții – montaj.

În cadrul studiilor și cercetărilor întreprinse, autorul intervine cu o serie de contribuții personale, care se prezintă sintetic în cele ce urmează:

1. Sinteză documentară – care detaliază experiența în domeniu privită sub aspect teoretic cu referire la:
 - metode, tehnologii și mașini cu acțiune vibrantă folosite la lucrările de fundații privind îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare- cu rezistențe mecanice reduse – în vederea fundării directe;
 - metode, tehnologii și mașini cu acțiune vibrantă pentru înfigerea în teren a piloților prefabricați și palplanselor precum și pentru realizarea piloților prin vibropresare.
 - selectarea unor sisteme de mașini cu acțiune vibrantă folosite la lucrările de fundații, relevante prin schemele constructive și de principiu cu caracter de noutate.
 - crearea de noi mașini cu acțiune vibrantă abordate de autor.
2. Jalonarea problemelor de studiu și cercetare în vederea finalizării și valorificării tezei de doctorat, din grupul de probleme sintetizate în capitolul 1 și anume:
 - probleme privind construcția generatoarelor de vibrații mecanice cu o formă determinată și o alcătuire precisă stabilită în concordanță cu necesitățile procesului tehnologic.
 - prospectarea unor noi metode și scheme de producere a vibrațiilor mecanice.
 - studiul proceselor de mișcare și prelucrarea metodelor de reducere a puterii totale instalate, reducerea greutateii generatoarelor de vibrații și a altor elemente componente ale mașinii, reducerea solicitărilor la trecerea prin zona de rezonanță sau la funcționarea în zona de rezonanță.
 - interacțiunea organelor de lucru ale mașinii vibrante cu mediul de lucru;
 - probleme legate de diversitatea metodelor de dezvoltare în funcție de mediul de lucru, privind scopul instalației sau mașinii vibrante, a ridicării calității, a

rezistenței și durabilității, a stabilității lor în funcționare, precum și stabilirea regimurilor optime de lucru.

- probleme privind îmbunătățirea condițiilor de muncă igienico-sanitare ale personalului de deservire a vibrațiilor asupra propriei construcții, cât și a construcției în care este instalată. De asemenea luarea în considerație și studiu a metodelor de reducere și izolare a vibrațiilor și zgomotului produs în timpul funcționării mașinii cu acțiune vibrantă.

Aceste șase grupe de probleme au fost rezolvate și prezentate de autorul lucrării în capitolele 5-8, folosind rezonanța cu regim de lucru stabilizat. Adică folosirea vibrațiilor de rezonanță ca instrument tehnologic asigură realizarea unor regimuri de lucru de mare intensitate concomitent cu creșterea productivității specifice, reducerea puterii totale instalate, reducerea consumului de energie, precum și reducerea consumului specific de metal.

3. Contribuții la studiul vibroînfigătorului modelat mecanic cu două mase ce funcționează în regim de rezonanță stabilizat, studiu care se așează pe:
 - elaborarea a două modele dinamice și scheme constructive de principiu corespunzătoare vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase;
 - elaborarea unei noi metode de producere și transmitere a vibrațiilor, cu implicații favorabile asupra productivității și consumurilor energetice;
 - elaborarea de noi sisteme elastice de cuplare a generatorului de vibrații la placa de lucru fixată pe capul elementului de înfipt sau de extras;
 - elaborarea de noi tipuri de vibrogeneratoare pentru varianta înfigere, respectiv pentru varianta de extragere, care înglobează și sincronizatoarele de turajii.
4. Contribuții la îmbunătățirea parametrilor de performanță ai vibroînfigătorului prin:
 - elaborarea unei metode de eliminare a cadrului de contravibrație, utilizat la alte mașini vibrante de rezonanță (ciururi de rezonanță, transportatoare de rezonanță) și înlocuirea lui cu o masă activă de excitație în timpul funcționării, deoarece sistemul elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor este montat cu prestrângere inițială, reglată în funcție de raportul maselor. Toate acestea (eliminarea cadrului de contravibrație și adoptarea noului sistem de cuplare și transmitere a vibrațiilor) cu implicații favorabile asupra greutateii specifice, a consumului specific de energie, a calității și stabilității procesului tehnologic.
 - elaborarea unui studiu aprofundat cu privire la influența jocului din sistemul elastic de cuplare și transmitere a vibrațiilor, asupra parametrilor funcționali (frecvențe, perioade de oscilații, viteze, accelerații, etc.) stabilind relațiile de dependență și modul de aplicare al lor;
 - elaborarea unui studiu privind funcționarea în regim de rezonanță a arborilor cu excentrice și a sistemului elastic neliniar de transmitere și înmagazinare – redare a energiei.
 - elaborarea studiului privind influența forței excitatoare asupra parametrilor funcționali ai vibroînfigătorului de rezonanță cu două mase;
 - elaborarea studiului privind determinarea parametrilor cinematici și dinamici ai vibroînfigătoarelor cu două mase;
5. Partea matematică originală din teză o constituie contribuția la elaborarea unui algoritm de calcul rezumat de un studiu pe calculator care cuprinde:
 - modelarea matematică a schemelor constructive și modelelor dinamice cu ajutorul ecuațiilor diferențiale de mișcare, stabilind condițiile analitice de funcționare în regim de rezonanță a vibroînfigătoarelor cu două mase caracteristică liniară și neliniară;
 - stabilirea unor serii de valori ale parametrilor funcționali și constructivi ai vibroînfigătoarelor cu două mase stabilind o serie de grafice și monograme

foarte utile în activitatea de proiectare, cercetare și exploatare a acestor tipuri de mașini.

- elaborarea algoritmului de calcul utilizând schema logică a mașinilor vibrante de rezonanță cu două mase cu date conforme cu modelele dinamice și schemele constructive de principiu originale, obținând un număr foarte mare de serii de valori utile la selecționarea și proiectarea tipului de vibroînfigător necesar procesului tehnologic de consolidare a terenului de fundare. Seriile de valori rezultate de la calculator reprezintă tot atâtea exemple de calcul din care se pot alege variantele cele mai potrivite procesului tehnologic ce trebuie realizat.

Prin contribuțiile importante aduse de autorul prezentei lucrări la teoria și realizarea vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase și caracteristică neliniară corespunzătoare celor două modele dinamice și scheme constructive de principiu precum și prin algoritmul de calcul introdus în calculator s-au obținut serii mari de valori ale parametrilor constructivi și funcționali care reprezintă variante inițiale de calcul de proiectare și care permit alegerea rapidă a tipului optim de vibroînfigător în funcție de raportul maselor și natura terenului. De asemenea, cu ajutorul graficelor și monogramelor stabilite de autorul tezei, în funcție de parametrii conținuți în seriile de valori aplicative rezultate de la calculator se pot evita eventualele erori de alegere și proiectare a ansamblului vibrogenerator – pilot.

Ca o concluzie generală, se poate sublinia că introducerea conceptului de performanță la realizarea mașinilor, prin impunerea trinomului "tehnologie – mașină - eficiență", reprezintă una din cele mai importante contribuții la schimbarea conceptelor tradiționale și la realizarea unor mașini care să răspundă în cel mai înalt grad necesităților lucrărilor de construcții – montaj.

În acest context, autorul aduce contribuții personale și totodată originale în studiul sistemelor de mașini cu acțiune vibrantă folosite la lucrările de fundații, referitoare la realizarea și funcționarea vibroînfigătoarelor de rezonanță cu două mase cu caracteristică neliniară, corespunzătoare a două modele dinamice și scheme constructive de principiu, folosind rezonanța ca regim de lucru stabilizat. Astfel noile modele dinamice împreună cu schemele constructive de principiu elaborate de autorul prezentei lucrări au caracter de noutate și completează grupa sistemelor de mașini cu acțiune vibrantă folosite pe șantierele de construcție în special pentru îmbunătățirea terenurilor slabe de fundare, în vederea fundării directe.

BIBLIOGRAFIE

1. BAUMAN, I și alții – Vibraționie masinî, Moscova, 1969
2. BLEHMAN, I.I – Vibraționaia Tehnica, Moscova, 1966
3. BRATU, POLIDOR – Izolarea și amortizarea vibrațiilor la utilaje de construcții, Ed. INCERC, București, 1982
4. BUZDUGAN, GH. – Teoria vibrațiilor, Ed. Tehnică, București, 1968
5. HARRIS ȘI CREDE – Șocuri și vibrații, vol. I, II și III, Ed. Tehnică, București, 1968
6. HAIDA, V. ȘI PANTEA P. – Geologie, geotehnică și fundații, vol. I. Fundații și procedee de fundare. Litografia I.P. "Traian Vuia" Timișoara, 1984
7. KLUGE, W – Giuckauf Forschungshefte, RFG, nr. 4, august 1966
8. KOVALENKI, V.F. – Considerații cu privire la particularitățile meselor vibrante, Moscova, M.I.S.I., 1967
9. LEBEDEV, M.H. și LIALINOV, A.H. – Vibrationaia tehnika, Moscova, 1966
10. LINKE, C – Das letzten Jahtzten Jahrzehat. Gluckauf 85 (1949), S44/51
11. PANĂ, S. GH, - Utilizarea vibrațiilor de rezonanță în procesele de sortare mecanică a materialelor de construcții. Buletinul Științific al I.C.B., nr. 1-2, 1971
12. PANĂ, S. GH, - Unele considerații teoretice privind stabilitatea în funcționare a mașinilor cu acțiune vibrantă. Revista Construcții de Mașini nr. 1, 1974
13. PANĂ, S. GH, - Probleme ale stabilității în funcționare a mașinilor vibrante de rezonanță cu una, două și trei mase. Buletin Științific al I.C.B. nr. 3, 1973
14. PANĂ, S. GH, - Cilindru compactor – vibrator pentru spații înguste acționate cu motor termic. Studii, cercetări, experimentări și omologare prototip. Anuarul Cercetării Științifice, Ed. I.C.B., 1984
15. PANĂ, S. GH, - Unele probleme ale interdependenței acționare – mașină – mediul de prelucrat, în cazul utilizării vibrațiilor de rezonanță. Sesiunea științifică a CD din I.C.B., aprilie 1971
16. PANĂ, S. GH, - Utilizarea vibrațiilor de rezonanță în procesele de compactare a elementelor de construcții prefabricate. Modele mecanice și funcționarea mașinilor vibrante cu unu, două și trei mase. Sesiunea științifică a CD din I.C.B., aprilie 1979
17. PĂUNESCU, MARIN – Tehnica vibrării în realizarea fundațiilor. Ed. Fada, Timișoara, 1979
18. PĂUNESCU, MARIN – Folosirea vibrațiilor la executarea unor lucrări de fundații. Ed. Tehnică, București, 1966
19. PĂUNESCU, MARIN și HAIDA, V. – Cercetări asupra rezistenței la forfecare a nisipurilor supuse vibrării. Buletinul științific al IP Timișoara, 1967
20. PĂUNESCU, M., ROGDA, M, - Folosirea vibroîntepării și a piloților de ballast pentru compactarea în adâncime a unor terenuri de fundare. Revista Șantierul de Construcții nr. 8, 1972
21. PĂUNESCU M, MARIN, MARIN – Soluții moderne pentru fundații directe. Ed. Feda, Timișoara, 1986

22. PĂUNESCU, M, STEFĂNICĂ, MARIA, MARIN, MARIN – Soluții și tehnologii moderne de industrializare a fundațiilor pentru stâlpi cu solicitări complexe. Ed. Marineasa, Timișoara, 2005
23. PĂUNESCU, M, VĂȚĂ, IOAN, SCORDALIU, ION – Mecanizarea lucrărilor de îmbunătățire a terenurilor de fundare. Ed. Tehnică, București, 1990
24. PĂUNESCU, M., ROGDA, M, - Lucrările de fundare ale complexului școlar Balta Verde din Timișoara. Revista Șantierul de Construcții nr. 10, 1972
25. PĂUNESCU, M., ROGDA, M, - Fundații prefabricate tip coloană, montate prin vibropresare la liniile aeriene de 20 kV. București, Revista de Construcții și Montaje Energetice, nr. 1973, vol. VI
26. PARVU, A. și STANCIU, C. – Probleme actuale ale cercetării științifice în domeniul mașinilor vibrante. Buletinul Științific al I.C.B. nr. 1-2, 1971
27. POTUARAIEV, V.I. – Vibrationaia tehnika, Moscova, 1966
28. PONOMARIOV, S.D. și alții – Calculul de rezistență în construcția de mașini, Ed. Tehnică, București, 1964
29. SILAȘ, GH. și alții – Executarea de foraje geotehnice prin metoda vibrării. București, Revista Hidrotehnica, nr. 8, 1966
30. STROBL, P.M. – Vibrations rammtechnik – BMT, 1975, Heft 2
31. ZUBANOV, PM – Vibrationiie mașinî dlia uplotnenia betonîn smesei i grunta, Moscova, Mașghiz, 1969
32. NORMATIV C 29-85
33. PROSPECTE – Vibroînfigător de țevi MCI, infr. 6, Martie, Timișoara 1970
34. PROSPECTE – Vibroînfigător VUS – 2A.M.T.T.c. – I.P.T.A.N.A. București, 1976
35. ANDREI, S. - Geotehnica. Fizica pământurilor, București, 1974
36. ANDREI, S. - Apa în pământuri nesaturate. Editura Tehnică București, 1977
37. BUZDUGAN, GH. - Teoria vibrațiilor. Editura Tehnică București, 1978
38. UZDUGAN, GH. - Izolarea antivibratorie a mașinilor. Editura Academiei, București, 1980
39. BUZDUGAN, GH., FETCU, L., RAREȘ, M. - Vibrațiile sistemelor mecanice. Editura Academiei, București, 1975
40. BUZDUGAN, GH., FETCU, L., RAREȘ, M. - Vibrații mecanice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979
41. BUZDUGAN, GH., MIHĂILESCU, E., RAREȘ, M. - Măsurarea vibrațiilor. Editura Academiei, București, 1979
42. HERGHELEGIU, I. - Contribuții pentru determinarea caracteristicilor mecanice ale pământurilor prin metode in-situ. Teză de doctorat, 1985
43. HAIDA, V., BUTUMAN, V., KELLER, E. - Unele aspecte privind rezistența la forfecare dinamică a pământurilor. Sesiune științifică Cluj-Napoca, octombrie 1978
44. HAIDA, V. - Contribuții la studiul comportării pământurilor solificate dinamic și folosirea tehnicii vibrării în geotehnică - vibroforajele. Teză de doctorat, Timișoara, 1979
45. HAIDA, V. - Geologie, Geotehnică și Fundații. Elemente de geologie și geotehnică. I.P. Traian Vuia, Timișoara, 1981
46. HAIDA, V. - Geologie, Geotehnică și Fundații. Mecanica pământurilor. I.P. Traian Vuia, Timișoara, 1982
47. HAIDA, V., PANTEA, P. - Geologie, Geotehnică și Fundații. Fundații și procedee de fundare. I.P. Traian Vuia, Timișoara, 1981
48. HAIDA, V., MARIN, M. - Geotehnică. Universitatea Tehnică Timișoara, 1994

49. HAIDA, V., MARIN, M., MIREA, M. - Mecanica pământurilor. Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2004
50. ISHIHARA, K., VERDUGO, R., ACCACIO, A.A. - Characterization of cyclic behavior of sand and post - seismic stability analysis. Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering, Bangkok, Thailand, vol. 2, 1991
51. RICHARD, F.E., WOODS, R.D., HALL, J.R. - Vibration of soils and foundations. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1970
52. RĂILEANU, P., MUȘAT, V. - Geotehnică și Fundații. Editura Venus, Iași, 2001.
53. ȘTEFĂNICĂ, M., DOBRESCU, C. - Considerații privind modul de comportare a terenului de fundare în zone cu solicitări seismice. A X-a Conferință Națională de Geotehnică și Fundații, București, 2004
54. ȘTEFĂNICĂ, M., CĂLĂRAȘU, E. - Evaluarea parametrilor dinamici în foraje de adâncime. A X-a Conferință Națională de Geotehnică și Fundații, București, 2004
55. SILAȘ, GH., PĂUNESCU, M., GROȘANU, I. - Vibropercutor pentru înfigerea elementelor în pământ. Buletinul Științific și Tehnic IPT, vol. 9, 1965
56. SILAȘ, GH., PĂUNESCU, M., GROȘANU, I. - Executarea forajelor geotehnice prin metoda vibrației. Revista Hidrotehnica, nr. 8, 1967
57. SILAȘ, GH. - Mecanică. Vibrații mecanice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968
58. ȘTEFĂNICĂ, M. - Construcții executate pe terenuri slabe îmbunătățite prin metoda vibroînțepării. A III-a Conferință Națională de Geotehnică și Fundații, Timișoara, 1975
59. C 29-85 - Normative privind îmbunătățirea terenurilor de fundare slabe prin procedee mecanice - ICCPDC, 1985
60. HAIDA V, MARIN M, MIREA M, - Mecanica pamanturilor. Ed. Orizonturi Universitare Timisoara 2004
61. CIOARA T, - Metode experimentale pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale sistemelor vibrante- Teza de doctorat Timisoara 1985
62. SCHEIN T, SCORDALIU I, NICORAS V - Elemente de calcul si de proiectare a imbunatatirii terenurilor de fundare prin compactare dinamica cu material de adaus. A IX-a Conf. Nationala de Geotehnica si Fundatii Cluj Napoca 2000
63. SCORDALIU I - Metodologie experimentală de determinare a caracteristicilor dinamice ale terenurilor de fundare
64. TOMA A., OANA T. - Tehnologia lucrărilor de construcții. I.P. Timișoara 1992

Prezenta bibliografie reprezintă lucrările citate în cuprinsul tezei pentru folosirea lor importantă în cadrul cercetărilor efectuate.

Numeroasele alte lucrări, prospecte, caiete de sarcini care au fost folosite în mai mică măsură nu au mai fost menționate.