



Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

Școala Doctorală de Inginerie

TEZĂ DE DOCTORAT

REZUMAT

**CONTROLUL VIBRAȚIILOR DE RĂSPUNS
LA ECHIPAMENTELE TEHNOLOGICE
ÎN REGIM DINAMIC DE FUNCȚIONARE**

**CONTROL OF VIBRATION RESPONSE
FOR TECHNOLOGICAL EQUIPMENTS
WITHIN DYNAMIC OPERATING REGIME**

Autor: Adrian SĂVULESCU

**Conducător
științific**

Prof univ.dr.ing.dr.h.c. Polidor-Paul BRATU
Membru titular al Academiei de Științe Tehnice din Romania
Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați

**Referenți
științifici**

Prof.dr./C.S.1 Tudor SIRETEANU
Membru Corespondent al Academiei Române
Institutul de Mecanica Solidelor al Academiei Române
Prof.univ.dr.ing. Cristian PAVEL –
Universitatea Tehnică de Construcții București
Conf.univ.dr.ing. Carmen DEBELEAC
Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați

Seria I6: Inginerie mecanică Nr. 32
GALAȚI, 2016

Cuvânt înainte

*Cu deosebit respect doresc să mulțumesc din suflet domnului **Prof. univ. dr. ing. dr. h.c. Polidor BRATU**, conducătorul științific al tezei, care, cu multă rabdare, m-a încurajat și îndrumat pe întreg parcursul realizării lucrării și în toți anii de pregătire a stagiului de doctorat.*

Mulțumesc domnului Prof.dr.C.S.1 Tudor SIRETEANU de la Institutul de Mecanica Solidelor al Academiei Române, domnului Prof.univ.dr.ing. Cristian PAVEL de la Universitatea Tehnică de Construcții din București și doamnei Conf.univ.dr.ing. Carmen DEBELEAC de la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, pentru onoarea pe care mi-au făcut-o, acceptând să fie referenți oficiali, răpind din timpul prețios al domniilor lor pentru a analiza cele expuse de mine în teza de doctorat.

Doresc să mulțumesc domnului Prof.univ.dr.ing. Eugen RUSU pentru onoarea de a prezida comisia de susținere publică a tezei.

Țin să aduc deosebite mulțumiri comisiei de îndrumare formată din Conf. univ. dr. ing. Silviu NĂSTAC, fără ajutorul căruia nu aș fi reușit finalizarea tezei, Conf. univ. dr. ing. Nicușor DRĂGAN, Conf. univ. dr. ing. Carmen DEBELEAC pentru sprijinul continuu și nemărginit acordat pe parcursul pregătirii tezei, pentru susținere, pentru sfaturi și pentru încurajări.

Aceleași mulțumiri calde le adresez conducerii facultății - domnului decan Conf. univ. dr. ing. Cristian SIMIONESCU și conducerii departamentului S.I.M. – domnului director de departament Conf. univ. ec. dr. ing. Adrian GOANȚĂ, pentru sprijinul acordat în etapele de verificare și monitorizare a activităților din Programul de pregătire doctorală, prin facilitarea condițiilor instituționale pentru elaborarea și finalizarea lucrării de doctorat. Mulțumesc colegilor din catedra Științe Inginerești și Management în special și tuturor colegilor din facultate pentru încurajări și pentru susținere.

De asemenea, mulțumesc specialiștilor și cercetătorilor din cadrul Institutului de Cercetări pentru Echipamente și Tehnologii în Construcții – ICECON SA București, pentru sprijinul acordat în realizarea studiilor și încercărilor experimentale.

Adresez mulțumiri Directorului Centrului de Cercetare Mecanica Mașinilor și Echipamentelor Tehnologice - MECMET din cadrul Facultății de Inginerie și Agronomie din Brăila, domnului Conf. dr. ing. Silviu NĂSTAC, pentru punerea la dispoziție a echipamentelor de achiziție de date, deosebit de utile în efectuarea și prelucrarea datelor experimentale efectuate.

Mulțumesc familiei pentru sprijinul moral și emoțional acordat pe întreaga perioadă de desfășurare a pregătirii doctorale.

CUPRINSUL TEZEI

Introducere ...	9
Lista de notații și abrevieri ...	17
Lista figurilor ...	20
Lista tabelelor ...	22
1. Stadiul actual în domeniul controlului vibrațiilor tehnologice ...	23
1.1. Considerente generale ...	23
1.2. Problematika modelării matematice în evaluarea și controlul răspunsului sistemelor mecanice ...	23
1.3. Rolul și importanța studiului solicitărilor dinamice ...	24
1.4. Stadiul actual al cercetărilor în domeniu ...	25
1.5. Obiectivele tezei ...	27
2. Modele dinamice ale echipamentelor tehnologice ...	29
2.1. Evaluarea dinamicii sistemului în mișcare vibratorie liniară ...	29
2.1.1. Modelul de tip Voigt-Kelvin ...	29
2.1.1.1. Controlul dinamic în forță și răspunsul în deplasare ...	29
2.1.1.2. Evaluarea forței dinamice transmise terenului ...	32
2.1.1.3. Evaluarea izolării vibrațiilor ...	33
2.1.2. Modelul Maxwell ...	35
2.1.2.1. Controlul dinamic în forță și răspunsul în deplasare ...	35
2.1.2.2. Evaluarea forței dinamice transmise terenului ...	38
2.1.2.3. Evaluarea izolării vibrațiilor ...	39
2.2. Vibrații torsionale ...	39
2.2.1. Sistem cu arbore rigid ...	40
2.2.2. Sistem cu arbore elastic ...	41
2.2.3. Analiza vibrațiilor torsionale ...	41
2.2.4. Dinamică regimurilor tranzitorii ale echipamentelor cu arbori elastici ...	49
2.2.4.1. Regimul tranzitoriu de pornire ...	50
2.2.4.2. Regimul tranzitoriu de oprire ...	68
3. Controlul vibrațiilor staționare la echipamentele de compactare prin vibrații ...	69
3.1. Dinamică compactoarelor vibratoare autopropulsate cu un singur rulou vibrator și cu un grad de libertate ...	69
3.1.1. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Voigt-Kelvin ...	69
3.1.2. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Maxwell ...	71
3.1.3. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Zener ...	72
3.1.4. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Voigt-Kelvin-Hooke ...	73
3.1.5. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin-Newton ...	75
3.1.6. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip V-K-H-N ...	76
3.2. Dinamică compactoarelor vibratoare autopropulsate cu un singur rulou vibrator și cu trei grade de libertate ...	78
3.2.1. Studiul vibrațiilor ...	78
3.2.2. Studiul pulsațiilor proprii ...	82
3.3. Analiza compatibilității sistemice a echipamentelor cu vibratoare inerțiale înglobate ...	84

4. Controlul vibrațiilor torsionale la echipamentele tehnologice cu încărcări dinamice prin șoc ...	93
4.1. Considerații generale ...	93
4.2. Analiza dinamică a solicitărilor vibratorii torsionale ...	93
4.3. Concluzii parțiale ...	98
5. Metode experimentale de analiză ...	101
5.1. Aspecte generale privind analiza datelor experimentale ...	101
5.2. Analiza experimentală a rulourilor compactoare vibratoare ...	102
5.2.1. Evaluarea experimentală a caracteristicilor mecanice ...	102
5.3. Evaluarea experimentală a parametrilor vibrațiilor ...	105
5.3.1. Vibrațiile de lucru ale ruloului vibrator ...	105
5.3.2. Vibrațiile transmise postului de comandă și subansamblelor mașinii ...	106
5.4. Analiza comparativă a rezultatelor estimate teoretic cu cele evaluate experimental ...	108
6. Concluzii generale, contribuții originale și perspective ...	115
6.1. Concluzii generale ...	115
6.2. Contribuții originale ...	117
6.2. Perspective ...	117
Lista lucrărilor științifice în domeniul tezei de doctorat ...	119
Bibliografie ...	121

INTRODUCERE

Obiectivul general al lucrării constă în identificarea, evaluarea și controlul acțiunilor dinamice generate de vibrații liniare și torsionale în echipamentele tehnologice pentru construcții, care trebuie să atingă performanțe impuse.

În scopul atingerii acestui obiectiv, autorul tezei a abordat următoarele etape de analiză și cercetare:

- a) modelarea reologică a materialelor vâscoelastice de compactare prin vibrații;
- b) identificarea și sistematizarea modelelor reologice utilizate pentru modelarea și simularea dinamicii echipamentelor tehnologice care au în construcția lor arbori elastici, în funcție de tipurile de acțiuni la care acestea sunt supuse (precum vibrații liniare sau torsionale);
- c) elaborarea modelelor dinamice echivalente pentru studiul regimurilor tranzitorii ale echipamentelor cu arbori elastici;
- d) evaluarea și controlul parametrilor cu influență esențială (deplasări, accelerații, forțe) asupra performanțelor operaționale ale echipamentelor tehnologice (ex. compactoare cu un singur rulou vibrator, excavatoare cu o cupă, vibratoare inerțiale înglobate), în funcție de tipurile de acțiuni la care sunt supuse;
- e) elaborarea unor metode experimentale de analiză, atât a vibrațiilor tehnologice, cât și a celor transmise mediului.

În acest scop au fost analizate câteva cazuri semnificative de echipamente tehnologice frecvent utilizate pe șantierele de construcții și anume: vibrocompactoare, vibratoare inerțiale înglobate și excavatoare cu o cupă.

Rezultatele finale ale comportării dinamice au fost reflectate în relații de calcul și variație parametrică a celor mai importante și semnificative performanțe caracteristice.

Acțiunile generatoare de vibrații liniare și torsionale apar la echipamentele tehnologice ce au în componența lor structurală medii elastice cu deformații liniare și arbori elastici cu deformații unghiulare (echipamente de compactat prin vibrații, excavatoare cu o cupă, vibratoare inerțiale înglobate).

Din cercetările efectuate până în prezent, s-a observat că regimurile tranzitorii prin care trec utilajele de construcții sunt cele care produc solicitări dinamice considerabile. Încercând evidențierea acestora, se pot grupa, pe domenii de interes, astfel:

- a) regimuri tranzitorii produse de modificarea parametrilor de lucru ai echipamentelor tehnologice;
- b) regimuri tranzitorii provocate de pornirea/oprirea bruscă a echipamentului de excavator în timpul rotirii cupei pentru descărcare;
- c) regimuri tranzitorii provocate de trecerea prin regimuri de rezonanță, atunci când frecvența forței perturbatoare (exterioară sau interioară) coincide sau este apropiată de frecvențele proprii ale sistemului (ex. cazul vibratoarelor inerțiale ale echipamentelor tehnologice);
- d) regimuri stabilizate la funcționarea stabilă în postrezonanță unde mărimile cinematice ale vibrațiilor pot fi realizate și menținute.

Pentru toate situațiile enumerate mai sus, în elementele structurale cu comportare elastică ale echipamentelor tehnologice apar solicitări variabile care

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare generează vibrații cu caracter aleator, ale căror amplitudini maxime pot depăși valorile solicitărilor statice. Frecvent, apariția acestor solicitări (liniare sau torsionale) duce la degradarea temporară sau la distrugerea unor elemente de prindere (articulații), a unor sisteme de acționare sau chiar a întregului echipament tehnologic. De asemenea, sistemul de acționare a utilajului este perturbat de procesele tranzitorii, fapt resimțit prin oscilații ale parametrilor săi caracteristici, care determină scăderea fiabilității sistemului, cât și a preciziei comenzilor la execuția mișcărilor.

Studiul acestor fenomene se realizează pe baza unor modele dinamice (liniare și torsionale) care se obțin prin reducerea maselor, a momentelor de inerție, a rigidității elementelor și a forțelor la elementul cu influența cea mai mare în cadrul sistemului analizat.

Testele experimentale efectuate în această teză de doctorat au fost realizate în cadrul Institutului de Cercetări pentru Echipamente și Tehnologii în Construcții - ICECON SA, București și a Centrului de Cercetări Mecanica Mașinilor și Echipamentelor Tehnologice din cadrul Facultății de Inginerie și Agronomie din Brăila, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați.

Noutatea contribuțiilor teoretice fundamentale și experimentale este evidențiată de următoarele contribuții originale :

- a) stabilirea conceptului de model interactiv în procesul tehnologic de lucru cu compactoarele vibratoare într-o abordare globală a nivelului de performanță;
- b) modelarea fizică și matematică a mașinii în regim dinamic de compactare pentru variate situații de interacțiune cu mediul de compactat;
- c) modelarea fizică și matematică a mașinii în regim dinamic atunci când rigiditatea terenului se modifică semnificativ;
- d) modelarea fizică și matematică a mașinii în procesul tehnologic atunci când parametrii de vibrație sunt discret variabili;
- e) identificarea și definirea acțiunilor specifice procesului de frânare cu șoc pentru excavatoare în ciclul de rotație a platformei complet echipată;
- f) stabilirea răspunsului dinamic al mașinii la acțiunile specifice, folosind parametri de sinteză, sub forma coeficienților dinamici (de suprasolicitare);
- g) conceperea și sistematizarea unui set de indicatori globali de performanță în regim dinamic real de exploatare.

De asemenea, în această teză s-au adoptat conceptele de "*parametri de sinteză*" și "*eficiență dinamică maximă*", având la bază următoarele ipoteze:

- a) analiza de performanță trebuie să țină seama de folosirea unui parametru ale cărui valori de referință să nu varieze în timpul ciclului de lucru. În acest sens, a fost adoptat drept parametru de referință forța transmisă la compactoare sau coeficientul dinamic la excavatoare;
- b) ținând cont de multitudinea de variante utilizate pentru sistemul de acționare și de faptul că acestea sunt preponderent de tip hidraulic se poate afirma faptul că puterea consumată este singurul parametru care oferă toate informațiile necesare caracterizării unei comportări globale a mașinii, atât în regim static, cât și dinamic care este dependent de parametrii dinamici;
- c) analiza performanțelor în regim dinamic este justificată pe deplin de faptul că trebuie să se obțină performanțe funcționale ridicate, la puteri instalate cât mai reduse. Deci, criteriile de performanță, trebuie reformulate cu o analiză din

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
punctul de vedere al puterii necesare acționării utilajului în corelație cu regimul dinamic.

Teza de doctorat este structurată în 6 capitole (conține un număr de 49 figuri, 10 tabele și 333 de relații matematice), un scurt rezumat al acestora fiind dat în continuare.

În capitolul 1 este prezentat stadiul actual în domeniul controlului vibrațiilor tehnologice specifice echipamentelor utilizate în construcții, în special al celor care au în componența lor sisteme/subsisteme cu elemente structurale sau funcționale având caracteristică elastică sau vâscoelastică.

În capitolul 2 este prezentată modelarea echipamentelor tehnologice pe baza schematizărilor reologice de tip Voight-Kelvin, Maxwell, Zenner, etc., precum și a sistemelor cu arbori rigizi și elastici. Modelele prezentate sunt specifice studiului dinamic al acțiunilor generate de vibrațiile liniare și torsionale.

În capitolul 3 este descrisă modalitatea prin care se realizează controlul vibrațiilor staționare la echipamentele de compactare prin vibrații. Pentru exemplificare s-au considerat compactoare vibratoare cu un singur rulou vibrator, a căror regimuri funcționale au fost simulate cu ajutorul modelelor cu un grad și, respectiv, cu trei grade de libertate.

În capitolul 4 sunt evidențiate vibrațiile torsionale care apar la echipamentele tehnologice cu încărcări dinamice prin șoc (exemplu la excavatoare hidraulice cu o cupă) și sunt analizate posibilitățile prin care se poate realiza controlul acestor vibrații.

În capitolul 5 lucrarea conține descrierea metodelor experimentale de analiză care stau la baza studiului vibrațiilor tehnologice și a celor transmise mediului de către echipamentele de compactare prin vibrații, în vederea asigurării și menținerii parametrilor tehnologici la nivelul de referință impus.

În capitolul 6 sunt prezentate concluziile generale, contribuțiile originale și direcțiile viitoare de cercetare ale acestei teze de doctorat.

În final, se poate concluziona că prezenta lucrare a abordat în totalitate, atât obiectivul general, cât și problemele conexe propuse inițial. Astfel, în teză sunt descrise, structurate, fundamentate, atât teoretic, cât și experimental, elementele conceptului global de performanță în ceea ce privește comportarea în regim static și dinamic a compactoarelor vibratoare la interfața dintre teren și organul de lucru, precum și a excavatoarelor cu o cupă la șocuri de frânare.

Lista figurilor

- Fig. 2.1. Sistemul vâscoelastic *Voigt-Kelvin*
- Fig. 2.2. Variația amplitudinii A funcție de $\Omega - \delta$ și, respectiv, în funcție de Ω și ζ .
- Fig. 2.3. Variația transmisibilității T pentru cazul cu amortizare structurală δ (a) și pentru cazul amortizării vâscoase ζ (b)
- Fig. 2.4 Sistemul vâscoelastic de tip Maxwell
- Fig. 2.5 Amplitudinea A_0 în cazul amortizării structurale și, respectiv, amortizării vâscoase
- Fig. 2.6 Curbele de variație pentru transmisibilitățile $T(\Omega, \delta)$ și $T(\Omega, \zeta)$
- Fig. 2.7 Reprezentarea a doi volanți cu arbore rigid
- Fig. 2.8 Sistem cu arbore elastic
- Fig. 2.9 Sistem cu trei volanți și doi arbori elastici
- Fig. 2.10 Sistem cu patru volanți și trei arbori elastici
- Fig. 2.11 Simplificarea sistemului cu arbore elastic
- Fig. 2.12 Pornirea cu moment motor constant
- Fig. 2.13 Moment de torsiune maxim în timp
- Fig. 2.14 Pornirea cu moment motor variabil
- Fig. 2.15 Schematizarea modelului cu doi volanți și arbore elastic
- Fig. 2.16 Schema de comandă a pornirii cu reostat cu două borne
- Fig. 2.17 Diagrama de lucru specifică pornirii cu reostat
- Fig. 2.18 Schematizarea demarării fără treaptă de prepornire
- Fig. 3.1 Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin
- Fig. 3.2 Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Maxwell
- Fig. 3.3 Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Zener
- Fig. 3.4 Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin-Hooke
- Fig. 3.5 Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin-Newton
- Fig. 3.6 Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin-Hooke-Newton
- Fig. 3.7 Reprezentarea schematică a compactorului vibrator cu un rulou vibrator
- Fig. 3.8 Modelul fizic al compactorului vibrator autopropulsat cu un rulou vibrator
- Fig. 3.9 Transformarea coordonatelor z și φ în z_2 și z_3
- Fig. 3.10 Modelul dinamic de calcul
- Fig. 3.11 Reprezentarea grafică a amplitudinilor $A_1 \dots A_3$
- Fig. 3.12 Schematizarea modelelor de calcul pentru sistemul decuplat
- Fig. 3.13 Modelul cu un grad de libertate corespunzător unui echipament tehnologic dotat cu generator inerțial de vibrații
- Fig. 3.14 Alunecarea sistemului la rezonanță
- Fig. 3.15 Momentul cuplului la rezonanță pentru evoluții discrete ale parametrului de referință ζ
- Fig. 3.16 Momentul cuplului la rezonanță pentru evoluții continue ale parametrului de referință ζ
- Fig. 3.17 Momentul cuplului la rezonanță pentru evoluții continue ale parametrului de referință Ω_0
- Fig. 3.18 Valorile maxime ale cuplului la rezonanță pentru evoluții discrete ale parametrului de referință ω_0

- Fig 3.19 Valorile maxime ale cuplului la rezonanță pentru evoluții continue ale parametrilor de referință ζ și ω_0
- Fig. 3.20 Locul geometric al vârfurilor la rezonanță
- Fig. 3.21. Familia de caracteristici pentru momentul motor la S_n dat
- Fig. 4.1 Sistemul de rotire a platformei unui excavator cu o singura cupa
- Fig. 4.2 Schema de calcul cu doi rotori și arbore elastic
- Fig. 4.3 Schema de calcul pentru analiza regimului de demarare
- Fig. 4.4 Curbele de variație a coeficientului dinamic în funcție de parametrul λ
- Fig. 4.5 Curbele de variație a coeficientului dinamic în funcție de parametrul μ
- Fig 4.6 Curbele de variație a coeficientului dinamic Ψ pentru variații continue ale ambilor parametri de referință λ și respectiv μ , în domeniul $[0, 1]$
- Fig. 5.1 Categorii de metode de prelucrare a semnalelor
- Fig. 5.2.a Cilindru compactor vibrator de 4-5 tf simbol CVA 4-5
- Fig. 5.2.b Cilindru compactor vibrator de 6-10tf simbol CVA-10
- Fig. 5.3 Stand de încercare a două elemente vibroizolatoare cuplate în paralel
- Fig. 5.4.a Standul vibrator unidirecțional – schema de principiu
- Fig. 5.4.b Standul vibrator unidirecțional – imagini din timpul testelor experimentale
- Fig. 5.5 Schema sistemului de măsurare pentru determinarea caracteristicilor elementelor antivibratile
- Fig. 5.6 Curbele caracteristice ale elementelor vibroizolatoare determinate experimental

Lista tabelelor

- Tabelul 5.1. Valorile coeficienților de rigiditate
- Tabelul 5.2. Valorile coeficienților de rigiditate dinamici pentru compactorul CVA 4-5
- Tabelul 5.3. Valorile coeficienților de rigiditate dinamici pentru compactorul CV 10
- Tabelul 5.4. Coeficienții de rigiditate echivalenți ai treptei a doua pentru compactorul CVA 10
- Tabelul 5.5. Caracteristicile inerțiale determinate experimental
- Tabelul 5.6. Valorile amplitudinii la diverse frecvențe de lucru pentru compactorul CVA 4-5
- Tabelul 5.7. Valorile amplitudinii la diverse frecvențe de lucru pentru compactorul CVA 10
- Tabelul 5.8 Valorile parametrilor vibrațiilor la postul de comandă
- Tabelul 5.9 Valorile comparative ale amplitudinilor măsurate și calculate pentru vibrațiile de lucru ale ruloului al compactorului autopropulsat CVA 4-5
- Tabelul 5.10 Valorile comparative ale amplitudinilor măsurate și calculate pentru vibrațiile de lucru ale ruloului vibrator al compactorului autopropulsat CVA 10
- Tabelul 5.11. Analiza armonică – perioada oscilației fundamentale

1. STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL CONTROLULUI VIBRAȚIILOR TEHNOLOGICE

1.1. Considerente generale

Sistemul conceptual al utilajelor și echipamentelor tehnologice utilizate în construcții are ca efect creșterea permanentă a performanțelor operaționale ale acestora, care trebuie să fie îndeplinite prin minimizarea consumului energetic al sistemului lor de acționare. Ca urmare, în vederea creșterii fiabilității, a duratei de viață și a preciziei execuției fazelor ciclului de lucru se impune realizarea unor studii cu privire la comportamentul dinamic al echipamentelor, în special în timpul desfășurării procesului tehnologic caracterizat prin regimuri de lucru variabile care implică modificarea rapidă a parametrilor tehnologici, cum ar fi: deplasarea (liniară sau unghiulară), viteza (liniară sau unghiulară), accelerația (liniară sau unghiulară), forța transmisă, nivelul acțiunilor dinamice exprimat prin forțe sau cupluri variabile în timp etc. Din analiza datelor sintetizate printr-o amplă activitate de documentare și de participare la teste experimentale în cadrul Institutului de Cercetări pentru Echipamente și Tehnologii în Construcții - ICECON S.A. București, se poate afirma că toate acțiunile interioare și exterioare care acționează în timpul funcționării echipamentelor tehnologice sunt resimțite atât de structura metalică a construcției acestora, cât și de sistemul de acționare, toate acestea având implicații directe asupra performanțelor lor funcționale.

Pornind de la aceste premise, cercetările au fost concentrate spre identificarea și controlul acțiunilor generatoare de vibrații liniare și torsionale care apar la echipamentele tehnologice ce au în componența lor structurală medii elastice cu deformații liniare și arbori elastici cu deformații unghiulare. Pentru exemplificare, s-a considerat util pentru atingerea obiectivelor impuse prin această teză de doctorat, elaborarea unui studiu al dinamicii echipamentelor de compactare prin vibrații, al vibratoarelor inerțiale și al excavatoarelor cu o cupă, abordându-se numai acele aspecte generate de vibrații liniare sau torsionale.

1.2 Modelarea reologică și matematică pentru evaluarea și controlul răspunsului sistemelor mecanice

Atât modelarea reologică cât și metodele de modelare matematică au ca obiectiv definirea unui model echivalent pentru un sistem mecanic real ce se obține la finalul unui proces iterativ. Acesta are la bază, de cele mai multe ori, un model simplificat caracterizat printr-un număr redus al gradelor de libertate corespunzătoare mișcărilor specifice semnificativ ale sistemului analizat. Procesul de modelare matematică constă în definirea constrângerilor la care este supus sistemul mecanic, luându-se în considerare numai acele caracteristici esențiale în raport cu scopul analizei ce trebuie efectuată. Pentru validarea modelului și pentru facilitarea rezolvării matematice (sau numerice) a ecuațiilor diferențiale de mișcare, se pot restrânge numărul condițiilor impuse la frontieră sau se pot introduce ipoteze simplificatoare.

Din punctul de vedere al concepției, utilajele și echipamentele tehnologice folosite în construcții (excavatoare, încărcătoare, compactoare, buldozere etc.) se

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare remarcă prin complexitate structurală și funcțională. Implicit, acțiunile la care sunt supuse sistemele din componența acestora, în timpul desfășurării procesului de lucru, sunt foarte variate, identificându-se acțiuni statice și dinamice. Din gama celor dinamice un interes deosebit, în această teză de doctorat, este acordat studiului efectelor dinamice al acțiunilor generate de vibrațiile liniare și torsionale.

Referințele din literatura de specialitate, sunt numeroase și variate fiind utilizate pentru studiul dinamic al proceselor mecanice și modelelor reologice clasice, precum Voight-Kelvin, Maxwell etc. Cu ajutorul acestor modele reologice se pot elabora modele echivalente specifice echipamentelor tehnologice care au în componența lor, după caz, sisteme sau subsisteme mecanice supuse la vibrații liniare, cum este, de exemplu, cazul echipamentelor de compactare prin vibrații și al excavatoarelor cu variații mari parametrice în procesul de lucru.

Utilitatea modelării matematice a unui fenomen mecanic constă, în principal, în posibilitatea realizării unui control al comportării sistemului analizat sub acțiunea factorilor perturbatori, prin identificarea răspunsului dinamic al mărimilor fizice care prezintă importanță pentru studiul efectuat.

În cazul echipamentelor de compactare prin vibrații prezintă un interes deosebit studiul mai multor aspecte, precum: cunoașterea răspunsului în forță și a răspunsului în deplasare, evaluarea forței dinamice transmise terenului, evaluarea izolării vibrațiilor etc.

A realiza un control asupra vibrațiilor staționare la echipamentele de compactare prin vibrații înseamnă a studia dinamica acestora pe modele echivalente specifice [11, 43, 46, 48, 49, 74]. Astfel, în funcție de caracteristicile constructive și funcționale ale compactoarelor se pot adopta modele echivalente simplificate (cu un singur grad de libertate) sau cu grad ridicat de complexitate (cu trei grade de libertate) pe care să se efectueze analiza vibrațiilor tehnologice, a vibrațiilor transmise mediului etc. [27, 36, 42, 63].

În ceea ce privește studiul acțiunii vibrațiilor torsionale, la echipamentele tehnologice modelele uzuale folosite conțin arbori rigizi și/sau elastici. În această teză de doctorat, o atenție deosebită se acordă analizei vibrațiilor torsionale pe modele echivalente cu arbori elastici, evidențiindu-se efectele dinamice care apar în timpul regimurilor tranzitorii de funcționare ale echipamentelor tehnologice, specifice fazelor de pornire și oprire. Ca exemplu de studiu poate fi considerat cazul excavatoarelor hidraulice cu o cupă aflate în timpul procesului de rotire a echipamentului de lucru cu cupa încărcată. La terminarea cursei unghiulare de rotire, în vederea descărcării cupei, apar încărcări dinamice prin șoc resimțite atât în sistemul mecanic, [65, 97, 99], cât și în cel hidraulic [101, 102, 103], un aspect important de studiat fiind, în acest caz, controlul vibrațiilor torsionale prin efectuarea unei analize dinamice a solicitărilor vibratorii torsionale.

1.3 Rolul și importanța studiului solicitărilor dinamice

Pentru obținerea performanțelor tehnologice și funcționale din ce în ce mai ridicate, utilajele sunt concepute să efectueze fazele ciclului de lucru cu viteze mari, aspect care duce la necesitatea aprofundării și evaluării fenomenelor care produc solicitări dinamice cu caracter variabil în structura echipamentului, solicitări care pot fi rezultatul acțiunii vibrațiilor liniare sau a celor torsionale.

Din cercetările efectuate până în prezent [12, 13, 56, 68, 70, 77], s-a observat că regimurile tranzitorii prin care trec utilajele de construcții sunt cele care produc solicitări dinamice considerabile. Evidențierea acestora poate fi grupată, pe domenii de interes astfel:

- regimuri tranzitorii produse de modificarea parametrilor de lucru ai echipamentelor tehnologice;
- regimuri tranzitorii provocate de pornirea/oprirea bruscă a echipamentului de excavator în timpul rotirii cupei pentru descărcare;
- regimuri tranzitorii provocate de trecerea prin regimuri de rezonanță, atunci când frecvența forței perturbatoare (exterioară sau interioară) coincide sau este apropiată de frecvențele proprii ale sistemului (ex. cazul vibratoarelor inerțiale ale echipamentelor tehnologice);
- regimuri stabilizate la funcționarea stabilă în postrezonanță unde mărimile cinematice ale vibrațiilor pot fi realizate și menținute.

Pentru toate situațiile enumerate mai sus, în elementele structurale cu comportare elastică ale echipamentelor tehnologice (care au în componență arbori elastici) apar solicitări variabile care generează vibrații cu caracter aleator, ale căror amplitudini maxime pot depăși valorile solicitărilor statice. Frecvent, apariția acestor solicitări (liniare sau torsionale) duce la degradarea temporară sau la distrugerea unor elemente de prindere (articulații), a unor sisteme de acționare sau chiar a întregului echipament tehnologic. De asemenea, sistemul de acționare a utilajului este perturbat de procesele tranzitorii, fapt resimțit prin oscilații ale presiunii, care determină scăderea fiabilității sistemului cât și a preciziei comenzilor la execuția mișcărilor. Studii acestor fenomene se realizează pe baza unor modele dinamice (liniare și torsionale) care se obțin prin reducerea maselor, a momentelor de inerție, a rigidității elementelor și a forțelor la elementul cu influența cea mai mare în cadrul sistemului studiat [10, 31, 52, 53, 49]. Întrucât rezolvarea ecuațiilor de mișcare utilizate pentru determinarea comportamentului echipamentelor tehnologice folosite spre exemplificare au un grad ridicat de complexitate, se recurge, în consecință, la introducerea ipotezelor simplificatoare, precum și la folosirea pachetelor software specializate cum ar fi MAPLE 7, MATLAB/Simulink.

1.4. Stadiul actual al cercetărilor în domeniu

Cunoașterea aspectelor specifice ale solicitărilor dinamice din structura echipamentelor tehnologice care au în componență lor arbori elastici este deosebit de utilă atât pentru dimensionarea optimă a construcției și a sistemului de acționare a acestora, în vederea îmbunătățirii performanțelor globale ale mașinii, prin funcționarea la parametrii tehnologici cu nivel impus. În urma testelor experimentale efectuate pe diferite echipamente tehnologice s-au evidențiat următoarele aspecte fundamentale de comportament dinamic:

- a) asigurarea regimului de vibrații stabile în postrezonanță pentru atingerea forței transmise mediului vâscoelastic de compactare pentru compactoarele vibratoare utilizate la structuri de drumuri [13, 19, 36, 105];
- b) apariția solicitărilor complexe care ating valoare maximă în evoluția lor, cum este cazul frânării bruște a mișcării de rotație a platformei excavatorului pentru descărcarea cupei. Toate aceste acțiuni se transmit atât în structura metalică, cât și în sistemul mecanic și hidraulic de acționare [65, 101];

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare

- c) Firma Bomag din Germania a efectuat studii și încercări de teren în "canale de pământ" pentru analiza efectului compactării prin vibrații. De asemenea, specialiști de la firma AMMANN, au implementat un sistem de control automat "in situ" al parametrilor tehnologici specifici procesului de compactare prin vibrații [3] ;
- d) Institutul de Mecanica Solidelor al Academiei Române efectuează studii de modelare complexă a materialelor cu comportare neliniară și răspuns dinamic la acțiuni exterioare impuse.

Centre de cercetare, afiliate unor universități de renume din lume, au ca preocupare studii efectelor dinamice care apar la interacțiunea organ de lucru - material în procesul de lucru. Astfel, s-au determinat, de exemplu, legități comportamentale ale parametrilor cu influență esențială (precum parametrii de vibrație și cei ergonomici) asupra performanțelor operaționale ale compactoarelor vibratoare.

Investigațiile experimentale, cât și analizele de fiabilitate evidențiază faptul că solicitările dinamice exterioare localizate atât în structura metalică de rezistență a echipamentelor de lucru cât și în sistemele de acționare ale acestora duc la diminuarea durabilității și capabilității tehnologice în timp real.

Ingineri de concepție și cercetători de la renumite firme constructoare de echipamente au dezvoltat și implementat concepte de simulare prin intermediul cărora se realizează prototipuri virtuale ale utilajelor ce permit analizarea comportării acestora în timpul diferitelor faze ale procesului de lucru. Astfel, pot fi reținute următoarele categorii de firme și cercetători care au adus contribuții importante în acest domeniu:

- a) Firmele Caterpillar Inc., Komatsu, Case, Liebherr, sunt liderii mondiali în fabricarea mașinilor de construcții și acordă un interes deosebit dezvoltării tehnicilor de modelare și simulare în vederea creșterii performanțelor globale ale mașinilor de terasamente [40, 60, 67, 96];
- b) Numeroși cercetători au studiat efectul vibrațiilor în structura metalică a excavatoarelor datorită funcționării necorespunzătoare a elementelor din componența mecanismului de rotire (de exemplu: încărcarea neuniformă a rulmentului) [38, 56, 65, 97, 99];
- c) Numeroase studii abordează aspecte privind controlul parametrilor cu comportare neliniară în timpul procesului de lucru. Reglarea parametrilor specifici sistemului hidraulic (atât pentru circuite închise/deschise) s-a demonstrat ca are influență asupra minimizării consumului energetic cauzat de apariția suprasolicităților specifice regimurilor reale de funcționare ale echipamentelor tehnologice [9, 40, 57, 59, 60, 96];
- d) Studiul vibrațiilor torsionale și controlul acestora la echipamentele tehnologice prezintă un interes deosebit. Preocupări recente sunt remarcate în literatura de specialitate prin abordarea aspectelor legate de variația momentelor de inerție ale echipamentului de excavator pe durata realizării fazei de rotire, analizându-se cazuri în care sunt diferite pozițiile cupei în raport cu axa de rotație a platformei [6, 12, 61, 72, 67, 73];
- e) Proiectul MOSAIC promovat de un grup de cercetători de la firma Volvo CE, împreună cu profesori de la School of Industrial Engineering and Management Royal Institute of Technology (KTH) din Suedia, a dezvoltat un model virtual

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare complex folosind pachetul software ADAMS, pe baza căruia au studiat evoluția presiunii din cilindrii pentru acționarea cupei și brațului unui încărcător precum și reacțiunile din articulațiile de prindere a elementelor componente ale echipamentului;

- f) Institutul Krafftfahrwesen Kolbenmaschinen (IKK) din Universitatea Bundeswehr Hamburg, din Germania împreună cu cercetătorul Christoph Kölsch au studiat efectele care apar la interacțiunea dintre roată și sol în cazul solului rigid și deformabil. Acest lucru a fost posibil prin realizarea simulărilor dinamice și analizei cu elemente finite (a căii de rulare) la trecerea unei mașini pe un drum care se deformează datorită încărcărilor celor doua punți;
- g) Tehnici de investigare a influenței densității spectrale a unui drum cu denivelări la trecerea unei mașini cu viteză de deplasare foarte mare pentru evidențierea procesului complex de interacțiune teren-roată [4, 45, 49];
- h) Firma producătoare de utilaje de construcții PROMEX S.A. Brăila, în 1978 au efectuat cercetări privind reducerea nivelului de vibrații la excavatoarele hidraulice măsurând accelerațiile verticale ale platformei la deplasarea utilajului peste denivelări. Astfel, s-a observat ca la deplasarea cu viteză maximă (25 km/h) a unui excavator pe pneuri pe un drum cu denivelări (drum comunal) se produc accelerații pe platforma excavatorului de ordinul 4...10g. Acestea, pe lângă discomfortul provocat operatorului, au efecte negative asupra bunei funcționări a componentelor utilajului și solicită la oboseală construcția metalică a acestuia;
- i) Profesorul Vlădeanu A. (Institutul de Construcții București, Facultatea de Utilaj Tehnologic) a studiat solicitările dinamice în mecanismul de deplasare a utilajelor terasiere cu acționare hidrostatică, precum și modalitatea realizării unui control pozițional al elementelor de execuție din componența excavatoarelor cu o cupă, în vederea realizării unei traiectorii impusă de săpare [74, 98];
- j) Analiza dinamică a mașinilor de construcții mobile cu viteză medie de deplasare pe terenuri denivelate, la Universitățile din Freiburg, Munchen și Milano cu evidențierea resurselor limită;
- k) Cercetări privind starea de tensiune și deformații în elementele echipamentelor și articulațiile excavatoarelor și încărcătoarelor la săpare, încărcare, transport, în cadrul Universității Tehnice din Varșovia și IMIGS Varșovia;
- l) Analiza eforturilor și vibrațiilor în regim variat la încărcătoarele frontale rapide în cadrul ICECON București (Programe de cercetare RELANSIN, AMTRANS, CALIST);
- m) Institutul ICECON București a efectuat studii de modelare fizică și numerică pentru comportarea dinamică a compactoarelor vibratoare, cât și a interacțiunii rului vibrator-teren [13, 28] .

1.5. Obiectivele tezei

Obiectivul general al lucrării constă în identificarea, evaluarea și controlul acțiunilor dinamice generate de vibrații liniare și torsionale în echipamentele tehnologice pentru construcții care trebuie să atingă performanțe impuse.

În scopul atingerii acestui obiectiv autorul tezei a abordat următoarele etape de analiză și cercetare:

- modelarea reologică a materialelor vâscoelastice de compactare prin vibrații;

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare

- identificarea și sistematizarea modelelor reologice utilizate pentru modelarea și simularea dinamicii echipamentelor tehnologice care au în construcția lor arbori elastici, în funcție de tipurile de acțiuni la care sunt supuse (precum vibrații liniare sau torsionale);
- elaborarea modelelor dinamice echivalente pentru studiul regimurilor tranzitorii ale echipamentelor cu arbori elastici;
- evaluarea și controlul parametrilor cu influență esențială (deplasări, accelerații, forțe) asupra performanțelor operaționale ale echipamentelor tehnologice (ex. compactoare cu un singur rulou vibrator, excavatoare cu o cupă, vibratoare inerțiale înglobate), în funcție de tipurile de acțiuni la care sunt supuse;
- elaborarea unor metode experimentale de analiză atât a vibrațiilor tehnologice, cât și a celor transmise mediului.

În acest scop au fost analizate câteva cazuri semnificative de echipamente tehnologice frecvent utilizate pe șantierul de construcții și anume: vibrocompactoare, vibrorînglobate și excavatoare cu o cupă. Rezultatele finale ale comportării dinamice au fost reflectate în relații de calcul și variație parametrică a celor mai importante și semnificative performanțe caracteristice.

2. MODELE DINAMICE ALE ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE

2.1. EVALUAREA DINAMICII SISTEMULUI ÎN MIȘCARE VIBRATORIE LINIARĂ

2.1.1 Modelul de tip Voigt-Kelvin

Se consideră modelul din figura 2.1, ce conține sistemul tehnic, având masa concentrată m , rezemat prin intermediul unui ansamblu de tip *Voigt-Kelvin*, cu caracteristicile de rigiditate k , respectiv de amortizare c [26, 79, 82].

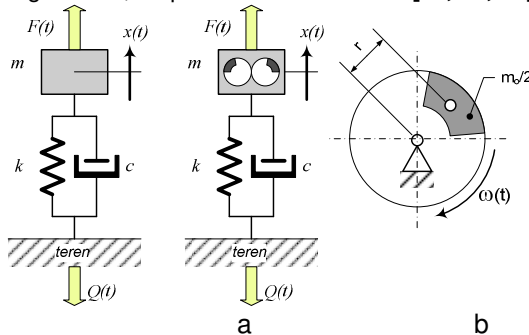


Fig. 2.1. Sistemul vâscoelastic *Voigt-Kelvin*

Sistemul modelat în figura 2.1 are parametrii structurali definiți astfel:

- sistemul vâscoelastic de tip elastomeric, format din n straturi separate cu armături metalice intermediare, fiecare strat având k_0 și c_0 , astfel încât rigiditatea totală este $k = \frac{1}{n} k_0$ și amortizarea totală este $c = \frac{1}{n} c_0$;

– semnalul de excitație definit prin acțiunea armonică $F(t) = F_0 \sin \omega t$, unde $F_0 = \text{const}$. este amplitudinea forței excitatoare aplicate pe direcția coordonatei x (fig. 2.1, a);

– semnalul de excitație definit prin acțiunea $F(t) = m_0 r \omega^2 \sin \omega t$, unde $m_0 r \omega^2 = F_0$ este amplitudinea forței excitatoare de tip inerțial, unidirecțional, având coordonata x (fig. 2.1, b).

2.1.1.1. Controlul dinamic în forță și răspuns în deplasare

Ecuția diferențială a mișcării corespunzătoare modelului din figura 2.1.a este

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t.$$

Se definește funcția complexă $\tilde{x} = \tilde{x}e^{j\omega t}$ astfel încât $\text{Re } \tilde{x} = x$.

Ținând seama de faptul că $p^2 = k/m$ și de notațiile prezentate anterior rezultă:

⇒ pentru *amortizarea structurală de tip elastomeric* (fig. 2.1.a) exprimată prin $\delta = c\omega/k$ și pulsația relativă Ω , din (2.17) se obține:

$$A = \frac{F_0}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2 + \delta^2}}, \quad (2.18)$$

în care F_0 poate fi constant ($F_0(\omega) = F_0 = \text{const}$) sau variabil în funcție de pulsația ω , adică $F_0 = F_0(\omega) = m_0 r \omega^2$.

⇒ pentru *amortizarea vâscoasă* evaluată prin factorul de amortizare $2n = c/m$ sau prin fracțiunea din amortizarea critică $\zeta = c/(2mp)$, din relația (2.17) rezultă:

$$A = \frac{F_0}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2 + 4\zeta^2\Omega^2}}, \quad (2.19)$$

în care F_0 poate fi constant $F_0(\omega) = F_0$ sau poate fi variabil în funcție de pulsația ω , adică $F_0 = F_0(\omega) = m_0 r \omega^2$. În figura 2.2 se prezintă diagramele de variație pentru amplitudinea A în funcție de Ω și de amortizarea δ (fig.2.2.a) și, respectiv, în funcție de Ω și ζ (fig.2.2.b).

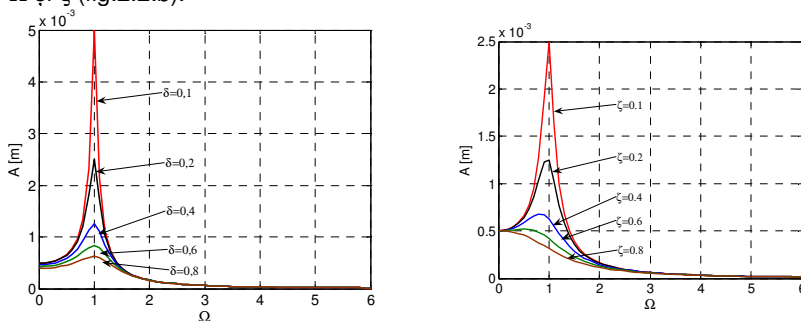


Fig. 2.2. Variația amplitudinii A în funcție de parametrii $\Omega - \delta$ și, respectiv, în funcție de $\Omega - \zeta$.

În concluzie, răspunsul dinamic în funcție de deplasarea instantanee $x = x(\dot{t})$ este dat de forma membrului drept al ecuației diferențiale liniare (2.1), adică sub forma unei funcții armonice

$$x = x(t) = A \sin(\omega t - \varphi), \quad (2.23)$$

unde A și φ sunt evaluate prin relațiile (2.18), (2.19), (2.21), (2.22).

2.1.1.3. Evaluarea izolării vibrațiilor

Transmisibilitatea T are următoarea formulă [14, 15]:

$$T = \left| \frac{Q_0}{F_0} \right| = \sqrt{\frac{k^2 + c^2 \omega^2}{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}}$$

iar gradul de izolare a vibrațiilor este definit ca fiind $(1 - T)$, în procente expresia având forma: $I = (1 - T) 100$ [%]. (2.33)

În funcție de amortizarea internă a elementului elastomeric sunt posibile următoarele situații:

- amortizarea structurală $g = \delta = c\omega/k$ ce implică relațiile următoare

$$Q_0 = F_0 \sqrt{\frac{1 + \delta^2}{(1 - \Omega^2)^2 + \delta^2}} \quad (2.34)$$

iar

$$T = \sqrt{\frac{1 + \delta^2}{(1 - \Omega^2)^2 + \delta^2}}; \quad (2.35)$$

- amortizarea vâscoasă liniară definită $\zeta = c / (2mp)$, conduce la expresia

$$Q_0 = F_0 \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 \Omega^2}{(1 - \Omega^2)^2 + 4\zeta^2 \Omega^2}} \quad (2.36)$$

iar

$$T = \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 \Omega^2}{(1 - \Omega^2)^2 + 4\zeta^2 \Omega^2}}. \quad (2.37)$$

În figura 2.3 se prezintă variația transmisibilității T pentru cazul cu amortizare structurală δ (fig. 2.3.a) și respectiv pentru cazul amortizării vâscoase ζ (fig. 2.3.b).

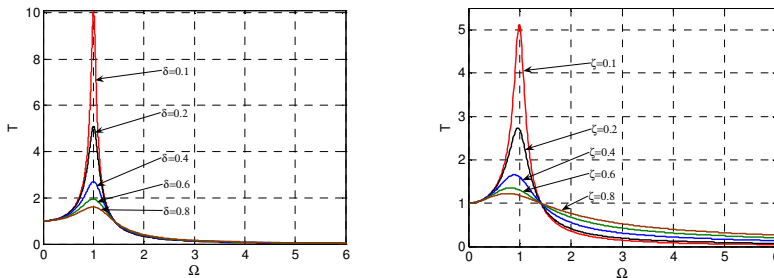


Fig. 2.3. Variația transmisibilității T pentru cazul cu amortizare structurală δ (a) și, respectiv, pentru cazul amortizării vâscoase ζ (b)

2.1.2. Modelul Maxwell

Modelul vâscoelastic de tip *Maxwell* consideră elemente elastice și vâscoase înglobate de tip structural având parametrii k și δ (fig. 2.4.a), precum și elemente elastice și vâscoase liniare discrete având parametrii k și c (fig. 2.4.b). Excitația poate avea amplitudinea forței constantă în raport cu pulsația excitatoare ω , adică $F(t) = F_0 \sin \omega t$ sau poate prezenta amplitudinea forței variabilă cu ω sub formă $F = m_0 \omega^2 \sin \omega t$, adică de tip inertial cu mase excentrice rotitoare cu viteza unghiulară ω [15, 26, 82].

2.1.2.1. Controlul dinamic în forță și răspunsul în deplasare

În conformitate cu schematizările prezentate în figura 2.4, ecuațiile diferențiale de mișcare, în formulare complexă, sunt următoarele:

$$\begin{cases} m\ddot{\tilde{x}} + c(\dot{\tilde{x}} - \dot{\tilde{y}}) = F_0 e^{j\omega t} \\ c(\dot{\tilde{x}} - \dot{\tilde{y}}) = k\tilde{y}, \end{cases} \quad (2.40)$$

în care \tilde{x} este coordonata complexă corespunzătoare poziției instantanee a masei m ; \tilde{y} – coordonata ascunsă, internă, ce desemnează deformația mediului elastic de parametru k .

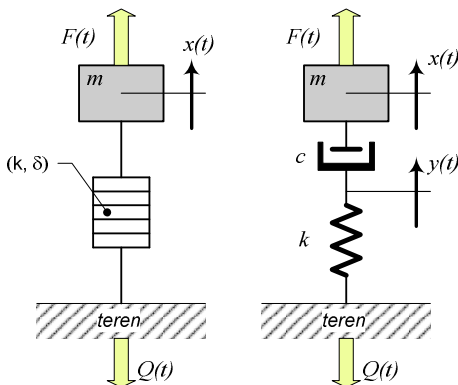


Fig. 2.4 Sistemul vâscoelastic de tip Maxwell

Amplitudinea A_0 se va exprima în funcție de tipul amortizării astfel:

- pentru amortizarea structurală de tip $\delta = c\omega/k$,

$$A_0 = \frac{F_0}{k} \sqrt{\frac{1 + \delta^2}{\Omega^4 + \delta^2(1 - \Omega^2)^2}}, \quad (2.50)$$

reprezentată grafic în figura 2.5.a;

- pentru amortizarea vâscoasă de tip $\zeta = c/(2mp)$,

$$c^2 \omega^2 = 4m^2 p^2 \zeta^2 \omega^2 = 4 \frac{k^2}{p^4} p^2 \zeta^2 \omega^2, \quad (2.51.a)$$

sau

$$c^2 \omega^2 = 4k^2 \zeta^2 \Omega^2, \quad (2.51.b)$$

astfel încât $\delta = c\omega/k$ poate fi exprimat sub forma

$$\delta = \frac{c\omega}{k} = \frac{2k\zeta\Omega}{k} = 2\zeta\Omega, \quad (2.51.c)$$

iar amplitudinea $A_0(\Omega, \zeta)$ reprezentată grafic în figura 2.5.b are expresia

$$A_0 = \frac{F_0}{k} \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 \Omega^2}{\Omega^4 + 4\zeta^2 \Omega^2 (1 - \Omega^2)^2}}. \quad (2.51)$$

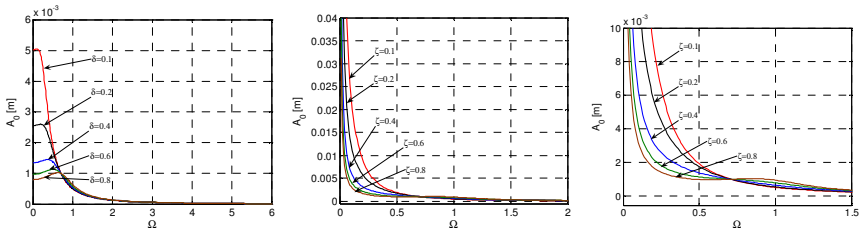


Fig. 2.5 Amplitudinea A_0 în cazul amortizării structurale și amortizării vâscoase

2.1.2.3. Evaluarea izolării vibrațiilor

Se determină transmisibilitatea forței $T = Q_0 / F_0$ în cele două situații prezentate anterior și rezultă [14, 26]:

$$T(\Omega, \delta) = \frac{\delta}{\sqrt{\Omega^4 + \delta^2 (1 - \Omega^2)^2}}; \quad (2.58)$$

și respectiv:

$$T(\Omega, \zeta) = \frac{2\zeta\Omega}{\sqrt{\Omega^4 + 4\zeta^2 \Omega^2 (1 - \Omega^2)^2}}. \quad (2.59)$$

Curbele de variație pentru $T(\Omega, \delta)$ și respectiv pentru $T(\Omega, \zeta)$ sunt reprezentate în figura 2.6.

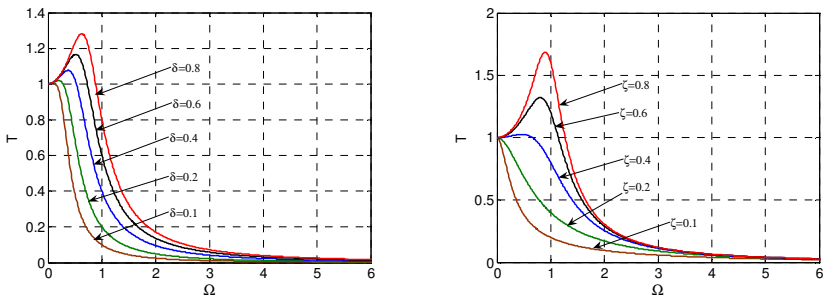


Fig. 2.6 Curbele de variație pentru transmisibilitățile $T(\Omega, \delta)$ și $T(\Omega, \zeta)$ [19]

Valoarea maximă pentru $T(\Omega, \zeta)$ rezultă pentru

$$\Omega_M = \frac{\sqrt{8\zeta^2 - 1}}{2\zeta\sqrt{2}}; \quad T_M(\Omega_M) = \frac{8\zeta^2}{\sqrt{16\zeta^2 - 1}}. \quad (2.60)$$

2.2. Vibrații torsionale

Funcționarea oricărei mașini modelate după diverse tipuri de scheme echivalente de calcul trebuie să fie caracterizată de următoarele regimuri dinamice: regimul tranzitoriu de pornire; regimul staționar nominal; regimul tranzitoriu de oprire. Regimul nominal de funcționare este caracterizat, în cele mai multe cazuri, de variații mici ale momentelor motor și rezistent și, deci de variații mici ale accelerațiilor unghiulare ale rotorului motorului de antrenare și ale organului de lucru. În această situație, se poate considera că momentele cuplurilor de torsiune din arborii transmisiei mecanice sunt cvasiconstante, încărcarea acestor arbori având un caracter static, similar încărcării torsionale la arborii rigizi. Regimul tranzitoriu de pornire este caracterizat de variații bruște ale cuplului motor, care conduc la creșteri ale vitezelor și accelerațiilor unghiulare, atât ale rotorului motorului cât și ale organului de lucru. Astfel, în arborii de legătură iau naștere solicitări torsionale mai mari decât cele din regim stabilizat datorită vibrațiilor torsionale ale maselor cu legături elastice și poartă denumirea de solicitări vibratorii, spre deosebire de cele din regim staționar care se datorează numai cuplurilor inerțiale și poartă denumirea de solicitări inerțiale [86,93]. În regimul tranzitoriu de oprire variațiile de viteze și accelerații unghiulare sunt, în general, mai mici decât la pornire și depind în mare măsură de modul de realizare a opririi mașinii: în sarcină sau în gol și, respectiv, cu frânare sau fără frânare.

2.2.1. Sistem cu arbore rigid

Că urmare a reducerii unui sistem real la un sistem dinamic echivalent (sistem redus), se poate ajunge la o schemă de calcul cu un arbore și doi volanți că în figura 2.7a (reducerea este făcută la arborele motor, cuplul static/rezistent redus fiind M_{sr} , momentul de inerție echivalent J_2 și se neglijează toate elasticitățile arborilor din sistem). Dacă se consideră că motorul de antrenare are rotorul de moment de inerție J_1 și cuplul de moment M_m , schema de calcul este prezentată în figura 2.7b, unde M_t este momentul de răscuire din arbore [30, 51, 52].

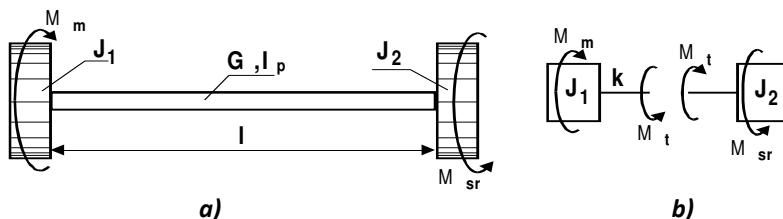


Fig. 2.7 Reprezentarea a doi volanți cu arbore rigid

Momentul de torsiune din arborele de legătură se poate scrie în funcție de cuplul motor

$$M_m - J_1 \varepsilon - M_t = 0 \Rightarrow M_t = M_m - J_1 \varepsilon \quad (2.62)$$

sau, în funcție de momentul rezistent:

$$M_t - M_{sr} - J_2 \varepsilon = 0 \Rightarrow M_t = M_{sr} + J_2 \varepsilon \quad (2.63)$$

2.2.2. Sistem cu arbore elastic

Se consideră că arborele de legătură dintre volanții de momente de inerție J_1 și J_2 (figura 2.7a) este elastic, cu constanta echivalentă k .

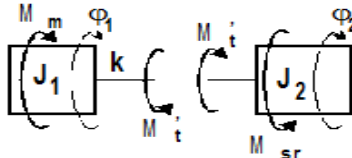


Fig 2.8 Sistem cu arbore elastic

Momentele ce acționează în regim dinamic asupra celor doi volanți sunt influențate de caracteristica elastică a legăturii:

$$M_m = k(\varphi_1 - \varphi_2) + J_1 \varepsilon_1 \quad (2.69)$$

$$M_{sr} = k(\varphi_1 - \varphi_2) - J_2 \varepsilon_2 \quad (2.70)$$

2.2.3. Analiza vibrațiilor torsionale

În cele ce urmează, se vor analiza vibrațiile libere ale sistemelor cu arbori elastici cu doi, trei și patru volanți, punându-se în evidență pulsațiile proprii, formă modurilor proprii de vibrație și valorile maxime ale solicitărilor torsionale.

2.2.4. Dinamica regimurilor tranzitorii ale echipamentelor cu arbori elastici

Studiul dinamic al oricărei mașini reale necesită realizarea unui/unei model/scheme de calcul, pe baza căruia/căreia se determină ecuațiile diferențiale de mișcare și parametrii dinamici. În funcție de gradul de complexitate al echipamentului modelat și de scopul urmărit, se fac unele simplificări ale sistemului sau se fac reduceri ale elementelor masice, elastice și ale sarcinilor aplicate. Dacă perioada de variație a sarcinilor aplicate sistemului (moment motor, moment/forțe de frânare, moment/forțe tehnologice la organul de lucru) este mult mai mică decât perioada vibrației proprii, atunci sarcinile pot fi considerate că aplicate static (sunt constante), altfel se va ține seama de legile de variație ale acestor sarcini. În cele ce urmează, se vor studia regimul tranzitoriu de pornire (în gol și în sarcină, cu moment motor constant și cu moment motor variabil) și regimul tranzitoriu de oprire (cu momentul de frânare aplicat organului de lucru, motorului sau ambelor).

2.2.4.1. Regimul tranzitoriu de pornire

A. Pornirea în gol

Pornirea sau demarajul echipamentului/mașinii este caracterizat/ă de aplicarea unui moment motor (la motorul de acționare), rezultatul fiind creșterea

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare turatăției (vitezei unghiulare) a acestuia și a organului de lucru de la zero la turatăția nominală (de regim). În cazul modelării sistemului prin intermediul a doi volanți cuplați printr-un arbore elastic, schema de calcul pentru pornire este prezentată în figura 2.12 [31, 52].

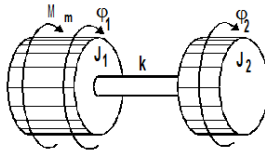


Fig 2.12 Pornirea cu moment motor constant

A1. Pornirea în gol cu moment motor constant

Se consideră modelul echivalent al unui sistem de antrenare obținut prin reducerea elementelor masice la arborele motorului de antrenare ca în figura 2.12, unde momentul motor aplicat este constant ($M_m = M_0 = Ct$). Pentru analiza dinamică a sistemului se consideră φ_1 și φ_2 coordonatele generalizate ale sistemului și se neglijează disipările de orice fel.

Legea de variație a rotirii relative dintre cei doi volanți are expresia

$$\varphi(t) = \frac{M_0 J_2}{k(J_1 + J_2)} (1 - \cos pt) \quad (2.173)$$

iar momentul de torsiune din arbore:

$$M_t(t) = k\varphi(t) = \frac{M_0 J_2}{J_1 + J_2} (1 - \cos pt) \quad (2.174)$$

Din analiza expresiei (2.174), se constată că valoarea maximă a deformației arborelui se obține pentru $\cos pt = -1$ și este:

$$\varphi_{\max} = \frac{2M_0 J_2}{k(J_1 + J_2)}. \quad (2.175)$$

Acestei deformații maxime îi corespunde un moment de torsiune maxim care are expresia după cum urmează:

$$M_{t\max} = \frac{2M_0 J_2}{J_1 + J_2} = \frac{2M_0}{\frac{J_1}{J_2} + 1} \quad (2.176)$$

În cele mai multe cazuri, momentul de inerție al motorului de antrenare este mult mai mic decât cel al organului de lucru sau momentul de inerție echivalent redus la arborele motor ($J_1 \ll J_2$), astfel încât în relația (2.176) se poate neglija raportul momentelor de inerție, în arborele elastic de legătură putând lua naștere un moment de torsiune de două ori mai mare decât momentul motor:

$$M_{t\max} \approx 2M_0. \quad (2.177)$$

A2. Pornirea în gol cu moment motor variabil

Se consideră acționarea cu un motor de acționare cu caracteristică mecanică elastică (figura 2.13), întâlnite la motoarele electrice de curent continuu sau la cele cu abur cu piston. Variația momentului motor se poate scrie

$$M_m = M_0 \left(1 - \frac{\omega}{\omega_0} \right), \quad (2.211)$$

unde: $M_0 = ct.$ este momentul motor de pornire; ω_0 - viteza unghiulară a motorului la mers în gol; ω - viteza unghiulară a rotorului motorului (J_1).

Expresia maximului deformației arborelui elastic de legătură și momentul de torsiune maxim sunt:

$$\varphi_{\max} = Ce^{-\frac{\Phi}{B} \left(\frac{M_0}{3J_1\omega_0} + A \right)} \left(-Be^{\frac{3A}{B}\Phi} + D \right) \quad (2.284)$$

$$M_{t\max} = k\varphi_{\max} = kCe^{-\frac{\Phi}{B} \left(\frac{M_0}{3J_1\omega_0} + A \right)} \left(-Be^{\frac{3A}{B}\Phi} + D \right). \quad (2.285)$$

B. Pornirea în sarcina

Un sistem mecanic de acționare a unui mecanism sau echipament de utilaj poate fi redus la o schemă de calcul cu doi volanți legați prin intermediul unui arbore elastic că în figura 2.15 [29, 53]. Pentru analiza pornirii în sarcină a sistemului, se consideră modelul din figura 2.15 unde au fost utilizate notațiile: M_m - moment motor; M_{sr} - moment rezistent redus; φ_1, φ_2 - coordonate generalizate; J_1, J_2 - momente de inerție.

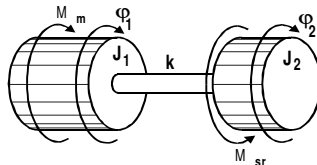


Fig 2.15 Schematizarea modelului cu doi volanți și arbore elastic

În cele ce urmează, se face o analiză a pornirii sistemului acționat de un motor de curent continuu cu excitație în paralel, cu o treaptă de prepornire și două trepte de pornire (cu reostat de pornire), care are o caracteristică mecanică dură (tare), cu o expresie analitică.

B1. Demararea cu treapta de prepornire

În cazul pornirii cu treaptă de prepornire, se aplică rotorului motorului de acționare un moment egal că valoare cu cea a momentului rezistent redus, astfel încât sistemul se găsește la mometul inițial în echilibru static.

După înlocuirea expresiilor constantelor în (2.299), se obține legea de variație a deformației arborelui:

$$\varphi(t) = \frac{J_2(M_m - M_{sr})}{k(J_1 + J_2)}(1 - \cos pt) + \frac{M_{sr}}{k} \quad (2.303)$$

Valorile maxime ale deformației arborelui și cuplului de torsiune se obțin pentru $\cos pt = -1$ și sunt după cum urmează:

$$\varphi_{\max} = \frac{2J_2(M_m - M_{sr})}{k(J_1 + J_2)} + \frac{M_{sr}}{k} \quad (2.304)$$

$$M_{t\max} = k\varphi_{\max} = \frac{2J_2(M_m - M_{sr})}{J_1 + J_2} + M_{sr} \quad (2.305)$$

În cazul în care momentul de inerție al rotorului motorului de antrenare este mult mai mic decât momentul de inerție redus al celorlalte componente ale echipamentului $J_1 \ll J_2$, se poate face aproximarea

$$M_{t\max} \approx 2(M_m - M_{sr}) + M_{sr} = 2M_m - M_{sr}, \quad (2.306)$$

rezultând că este mai avantajoasă, din punct de vedere al solicitărilor arborelui de legătură, pornirea în sarcină cu treaptă de prepornire decât pornirea "în gol".

B2. Demararea fără treaptă de prepornire

Se consideră același modelul din figura 2.15 al unui sistem redus, asupra căruia acționează cuplul motor M_m și cel rezistent redus M_{sr} , ambele constante. De asemenea, se consideră că rezistențele din sistem se aplică numai în regim dinamic, adică numai în momentul în care are loc rotirea (în general deplasarea) organului de lucru și a celorlalte componente acționate ale mașinii. Astfel, volantul J_2 începe să se rotească numai dacă momentul de torsiune din arbore depășește momentul static/rezistent redus.

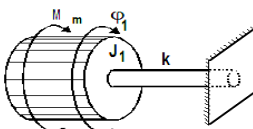


Fig 2.18 Schematizarea demarării fără treaptă de prepornire

Din comparația valorilor timpilor date de relațiile (2.180) și (2.181), rezultă că deformația maximă a arborelui se obține la sfârșitul primei etape a demarării, momentul maxim de torsiune fiind:

$$M_{t\max} = k\varphi_{\max} = k \frac{M_{sr}}{k} = M_{sr} \quad (2.324)$$

Pentru analiza solicitărilor dinamice ale arborelui elastic de legătură în cea de-a doua etapă a demarajului, se consideră schema redusă de calcul din figura 2.18, căreia îi corespunde modelul matematic dat de relațiile (2.138), (2.139) sau

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare (2.140). Este evident că soluția pentru ecuația diferențială scrisă în deformația φ este de formă (2.142) iar derivata sa are expresia (2.143), constantele de integrare putându-se determina din condițiile inițiale date de (2.160) și (2.164).

Legea de variație a deformației (2.331) se poate scrie și sub forma

$$\varphi(t) = \Phi \sin(\rho\tau + \phi) + \frac{M_m J_2 + M_{sr} J_1}{k(J_1 + J_2)}, \quad (2.333)$$

unde au fost utilizate notațiile:

$$\Phi^2 = C_1^2 + C_2^2 = \frac{1}{k^2} \left[\frac{M_{sr} J_2 (2M_m - M_{sr})}{J_1 + J_2} + \frac{J_2^2 (M_{sr} - M_m)^2}{(J_1 + J_2)^2} \right] \quad (2.334)$$

$$\Rightarrow \Phi = \frac{J_2}{k(J_1 + J_2)} \sqrt{M_m^2 + 2 \frac{J_1}{J_2} M_m M_{sr} - \frac{J_1}{J_2} M_{sr}^2} \quad (2.335)$$

$$\tan \phi = \frac{C_2}{C_1} = (M_{sr} - M_m) \sqrt{\frac{J_2}{M_{sr} (2M_m - M_{sr}) (J_1 + J_2)}} \quad (2.336)$$

Valoarea maximă a deformației arborelui

$$\varphi_{\max} = \frac{M_m + \lambda M_{sr}}{k(1 + \lambda)} + \frac{\sqrt{M_m^2 + 2\lambda M_m M_{sr} - \lambda M_{sr}^2}}{k(1 + \lambda)}, \quad (2.337)$$

momentul de torsiune maxim având expresia

$$M_{t\max} = k\varphi_{\max} = \frac{M_m + \lambda M_{sr}}{1 + \lambda} + \frac{\sqrt{M_m^2 + 2\lambda M_m M_{sr} - \lambda M_{sr}^2}}{1 + \lambda} \quad (2.338)$$

unde a fost utilizată notația: $\lambda = J_1 / J_2$. (2.339)

2.2.4.2. Regimul tranzitoriu de oprire

Oprirea oricărui echipament sau mașină reprezintă procesul de trecere din regimul de funcționare stabilizată (regim nominal) în starea de repaus, decelerarea făcându-se de obicei sub acțiunea frecărilor naturale din sistem sau, uneori, sub acțiunea sarcinilor de la organul de lucru. Dacă în plus, din exterior se aplică forțe sau cupluri pentru scurtarea regimului tranzitoriu de oprire, se poate spune că aceste sarcini suplimentare conduc la o oprire mai rapidă a sistemului, procesul purtând denumirea de frânare iar sarcinile aplicate forțe/momente de frânare.

3. CONTROLUL VIBRAȚIILOR STATIONARE LA ECHIPAMENTELE DE COMPACTARE PRIN VIBRAȚII

3.1. Dinamică compactoarelor vibratoare autopropulsate cu un singur rulou vibrator cu un grad de libertate

3.1.1. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Voigt-Kelvin

Acest tip de model este alcătuit dintr-un element elastic și un element vâcos, prin componerea în paralel a acestora. În figura 3.1.a se prezintă schematizarea modelului cu excitație cinematică, iar în figura 3.1.b cea a modelului cu excitație dinamică. Acesta din urmă este analizat în continuarea acestui subcapitol al tezei, ținând cont de corespondența dintre modelul fizic al echipamentului compactor și comportamentul funcțional simulat prin schematizarea din figura 3.1.b. Excitația de tip cinematic de forma $x(t) = A_0 \sin \omega t$ face ca sistemul să transfere energie către baza de susținere, adică să conducă la un răspuns dinamic în legătura vâscoelastică reprezentat prin forța $Q(t) = c\dot{x} + kx$ [82].

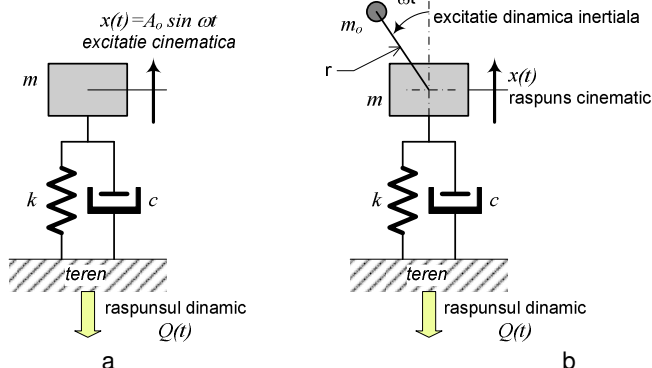


Fig. 3.1. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin

Util de studiat este răspunsul sistemului modelat prin schematizarea reologică de tip Voigt-Kelvin la excitația dinamică inerțială armonică. Astfel, se consideră schematizarea prezentată în fig. 3.1.b, în care toate elementele vâsco-elastice ce simulează comportarea terenului sunt constante pentru o anumită stare de lucru și regim tehnologic, deci sistemul reprezentat este de tip vâscoelastic liniar.

În acest caz pot fi considerate următoarele etape de analiză [63]:

- excitația de tip inerțial în mișcare de rotație a masei m_0 cu raza r și viteza unghiulară ω , este exprimată printr-o funcție de forță de tip armonic,
- răspunsul în deplasare instantanee capătă forma $x(t) = A \sin(\omega t - \varphi)$, iar forța de reacție devine $Q(t) = Q_0 \sin(\omega t - \varphi - \theta)$.

Transmisibilitatea de forțe T este definită prin expresia:

$$T = \frac{1 + 4\Omega^2\zeta^2}{(1 - \Omega^2)^2 + 4\Omega^2\zeta^2} \quad (3.5)$$

Amplitudinea mișcării corespunzătoare deplasării instantanee că răspuns al sistemului este dată de expresia:

$$A = \frac{\Omega^2 A_{st}}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4\Omega^2\zeta^2}} \quad (3.6)$$

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
 adică $A = A(\omega, \zeta)$ este o funcție exprimată în coordonata unghiulară relativă Ω și, respectiv, fracțiunea din amortizare ζ .

Caracteristica modelului E/V (Voigt-Kelvin) este preponderent elastică ceea ce face ca schematizarea aleasă să corespundă situațiilor în care sunt compactate terenuri elastice sau elastoplastice, având o influență redusă a vâscozității naturale în caracteristica globală *tensiune – deformăție*.

3.1.2. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Maxwell

Acest model descrie comportarea fizică liniară a terenului. Este schematizat prin legarea în serie a unui element elastic cu un element vâscos. În fig. 3.2.a se ilustrează reprezentarea simbolică a modelului cu excitație cinematică, iar în fig. 3.2.b modelul cu excitație dinamică, model care este analizat [26, 63, 82].

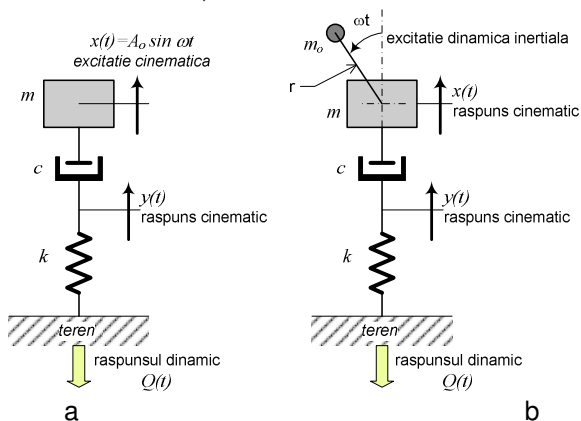


Fig. 3.2. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Maxwell

Transmisibilitatea forței T este

$$T = \frac{2\zeta}{\sqrt{\Omega^2 + 4\zeta^2(1 - \Omega^2)^2}} \quad (3.9)$$

În aceste condiții, amplitudinea mișcării rezultă :

$$A = A_{st} \Omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 \Omega^2}{\Omega^4 + 4\zeta^2 \Omega^2 (1 - \Omega^2)^2}} \quad (3.10)$$

Caracteristica acestui tip de model (Maxwell) este preponderent de tip disipativ (vâscoasă), ceea ce face că alegerea acestei schematizări pentru simulare și analiză să fie potrivită în general pentru terenurile granulare nisipoase cu umiditate semnificativă.

3.1.3. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Zener

Acest tip de model are, comparativ cu cele prezentate anterior, o configurație structurală mai complexă, fiind alcătuit prin componerea în paralel a unui element elastic (tip Hooke) cu un ansamblu dintr-un element disipativ cuplat în serie cu un multiplu elastic (ansamblu echivalent unui model tip Maxwell). În figura 3.3.a este prezentat modelul cu excitație cinematică, iar în figura 3.3.b modelul cu

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
 excitație dinamică, acesta din urmă, pe baza justificării date în paragrafele anterioare, fiind în continuare analizat în detaliu.

Studiul răspunsului sistemului cu schematizare reologică tip Zener la excitația dinamică inerțială armonică se va dezvolta pe baza modelului schematizat în figura 3.3.b, în care toate elementele elastice și vâscoase au caracteristică liniară (sunt caracterizate de parametri constanți), astfel că sistemul este de tip liniar vâscoelastic. Răspunsul cinematic de forma $x(t) = X_0 \sin(\omega t - \varphi)$, $y(t) = Y_0 \sin(\omega t - \theta)$ și răspunsul dinamic în sistemul de legătură mașină-teren, de forma $Q = Q_0 \sin(\omega t - \varepsilon)$ sunt mărimile specifice care caracterizează comportamentul dinamic al sistemului compactor-teren cu modelul complex E/(E-V).

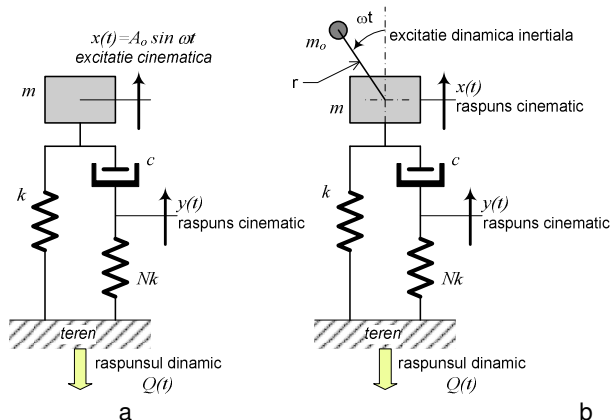


Fig. 3.3. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Zener

Amplitudinea deplasării $x(t)$ are expresia

$$A = A_{st} \Omega^2 \sqrt{\frac{N^2 + 4\zeta^2 \Omega^2}{N^2(1-\Omega^2)^2 + 4\zeta^2 \Omega^2 (N+1-\Omega^2)^2}} \quad (3.14.c)$$

Forța maximă transmisă bazei (terenului) are expresia

$$Q_0 = A_{st} k \Omega^2 \sqrt{\frac{N^2 + 4\zeta^2 \Omega^2 (N+1)^2}{N^2(1-\Omega^2)^2 + 4\zeta^2 \Omega^2 (N+1-\Omega^2)^2}} \quad (3.15)$$

Transmisibilitatea forței transmise T are expresia

$$T = \sqrt{\frac{N^2 + 4\zeta^2 \Omega^2 (N+1)^2}{N^2(1-\Omega^2)^2 + 4\zeta^2 \Omega^2 (N+1-\Omega^2)^2}} \quad (3.16)$$

3.1.4. Modelarea pe baza schematizării reologice tip Voigt-Kelvin-Hooke

Schematizarea reologică propusă în acest paragraf are la bază compunerea în serie a unui element multiplu elastic (echivalent Hooke) cu un ansamblu reologic format dintr-un element elastic cuplat în paralel cu un element disipativ (Voigt-Kelvin). În figura 3.4.a este prezentat modelul cu excitație cinematică, iar în figura 3.4.b modelul cu excitație dinamică. Evident că pe baza ipotezelor din subcapitolele anterioare, în continuare va fi analizat exclusiv modelul cu excitație dinamică.

Pentru analiza răspunsului sistemului modelat cu ajutorul schematizării

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare reologice tip Voigt-Kelvin-Hooke la excitația dinamică inerțială armonică a fost utilizată ipoteza liniarității caracteristicilor forță-deformație pentru fiecare element al modelului prezentat în figura 3.4.b. Această schemă evidențiază faptul că la excitația dinamică cu forță perturbatoare rotitoare $F_0 = m_0 r \omega^2$ răspunsul sistemului rezultă în mărimile cinematice (deplasări) instantanee $x(t)$ și $y(t)$, precum și într-o mărime dinamică instantanee $Q(t)$ care este de fapt forța de reacție la bază (a terenului), cu alte cuvinte forța de interacțiune compactor-teren.

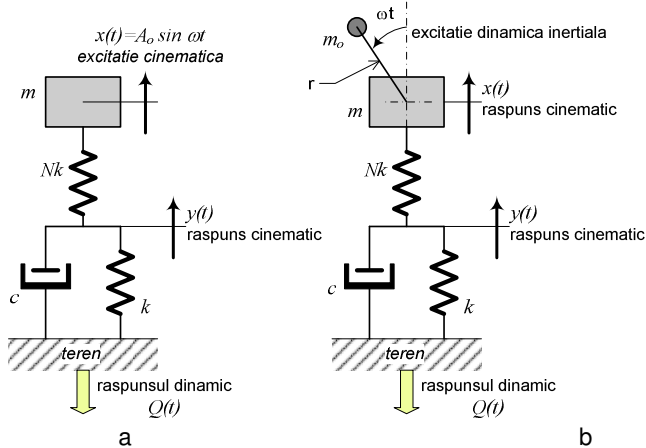


Fig. 3.4 Schematizarea cu ajutorul modelului reologic complex tip Voigt-Kelvin-Hooke

Forța transmisă terenului are expresia:

$$\tilde{Q}_0 = F_0^{st} \Omega^2 \frac{N(1+j2\zeta\Omega)}{N-(1+N)\Omega^2 + j2\zeta\Omega(N-\Omega^2)} e^{j\omega t} \quad (3.19.b)$$

având valoarea maximă (modulul)

$$Q_0 = |\tilde{Q}_0| = F_0^{st} \Omega^2 \frac{N\sqrt{1+4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{[N-(1+N)\Omega^2]^2 + 4\zeta^2 2(N-\Omega^2)^2}} \quad (3.19.c)$$

Transmisibilitatea forței perturbatoare în terenul compactat are expresia:

$$T = \frac{Q_0}{F_0^{st} \Omega^2} = \frac{N\sqrt{1+4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{[N-(1+N)\Omega^2]^2 + 4\zeta^2 2(N-\Omega^2)^2}} \quad (3.20)$$

În aceste condiții, amplitudinea deplasării $x(t)$ este:

$$A = A_{st} \Omega^2 \frac{\sqrt{(1+N)^2 + 4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{[N-(1-N)\Omega^2]^2 + 4\zeta^2\Omega^2(N-\Omega^2)^2}} \quad (3.22)$$

3.1.5. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin-Newton

Schematizarea propusă este structural asemănătoare cu cea din subcapitolul precedent, diferența fiind dată de utilizarea unui element de tip Newton, în locul celui de tip Hooke, înseriat cu ansamblul Voigt-Kelvin. În figura 3.5.a este dată schematizarea modelului cu excitație cinematică, iar în figura 3.5.b a celui cu

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
 excitație dinamică, evident cel din urmă constituind baza dezvoltărilor teoretice prezentate în acest subcapitol. Răspunsul acestui tip de model (pe baza schemei reologice Voigt-Kelvin-Newton) la excitația dinamică inerțială armonică este evaluat și analizat pe baza schematizării din figura 3.5.b, în ipoteza constanței parametrilor esențiali. Acest model evidențiază faptul că la excitația dinamică cu forță perturbatoare rotitoare de forma $F_0 = m_0 r \omega^2$ răspunsul sistemului rezultă în mărimile cinematice instantanee notate $x(t)$ și respectiv $y(t)$, precum și într-o mărime dinamică instantanee notată $Q(t)$, care este de fapt forța de reacție la baza (a terenului), cu alte cuvinte forța de interacțiune la interfața compactor-teren.

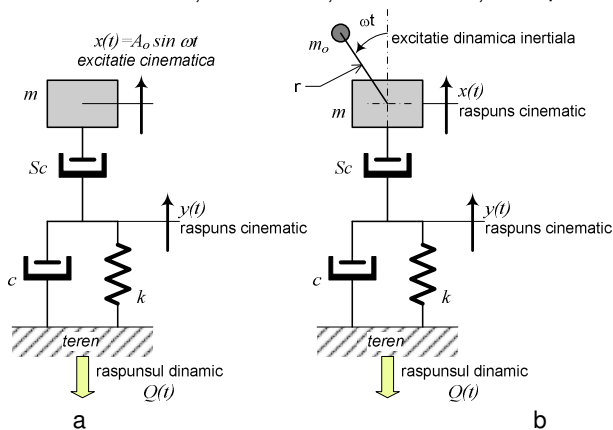


Fig. 3.5. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic complex tip Voigt-Kelvin-Newton

Forța din sistemul vâscoelastic, notată \tilde{Q} , are expresia:

$$\tilde{Q} = F_0^{st} \frac{2S\zeta\Omega^2(2\Omega\zeta - j)e^{j\omega t}}{\Omega[1+4S\zeta^2] - j2\zeta[S - (1+S)\Omega^2]^2} \quad (3.24.a)$$

având valoarea maximă dată de expresia

$$Q_0 = |\tilde{Q}_0| = F_0^{st}\Omega^2 \frac{2S\zeta\sqrt{1+4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{\Omega^2[1+4S\zeta^2]^2 + 4\zeta^2[S - (1+S)\Omega^2]^2}} \quad (3.24.c)$$

Transmisibilitatea forței, notată cu T , este

$$T = \frac{2S\zeta\sqrt{1+4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{\Omega^2[1+4S\zeta^2]^2 + 4\zeta^2[S - (1+S)\Omega^2]^2}} \quad (3.25)$$

În aceste ipoteze, amplitudinea deplasării instantanee $x(t)$ corespunzătoare masei m a compactorului este:

$$A = A_{st}\Omega^2 \sqrt{\frac{1+4\Omega^2\zeta^2(1+S)^2}{\Omega^4(1+4S\zeta^2)^2 + 4\zeta^2\Omega^2[S - (1+S)\Omega^2]^2}} \quad (3.26)$$

3.1.6. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic tip Voigt-Kelvin-Hooke-Newton

Modelul propus în acest subcapitol prezintă cel mai ridicat grad de complexitate comparativ cu cele prezentate anterior. Acest model este structurat astfel: un ansamblu de tip Maxwell înseriat cu un ansamblu de tip Voigt-Kelvin. Schematizările posibile pentru acest tip de model complex sunt prezentate în figura 3.6, în care varianta (a) corespunde unui semnal excitator de tip cinematic, iar varianta (b) unei excitații de tip dinamic. După cum a fost amintit în fiecare dintre subcapitolele anterioare, pe baza ipotezelor enunțate în primul subcapitol, în continuare va fi analizat cazul al doilea, corespunzător excitației dinamice. Varianta de lucru este cea din figura 3.6.b, care evidențiază faptul că pentru excitația dinamică cu forță perturbatoare rotitoare de forma $F_0 = m_0 r \omega^2$, rezultă un răspuns al sistemului în mărimile cinematice instantanee notate $x(t)$, $y(t)$ și $u(t)$, precum și într-o mărime dinamică instantanee, notată $Q(t)$, care are semnificația unei forțe de reacție a bazei (a terenului compactat), adică este forța de interacțiune la interfața compactor-teren. Ținând cont de cerința de compatibilizare a evaluărilor analitice în vederea unei analize comparative a evoluțiilor sistemului mașină-teren, este evident faptul că și în acest caz a fost utilizată ipoteza liniarității caracteristicilor fiecărui element constitutiv al modelului propus (constanța parametrilor esențiali ai modelului).

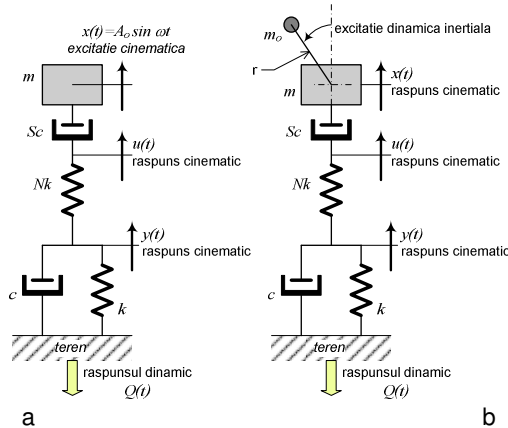


Fig. 3.6. Schematizarea cu ajutorul modelului reologic complex tip Voigt-Kelvin-Hooke-Newton

Expresia forței \tilde{Q} este:

$$\tilde{Q} = F_0^{st} \Omega^2 \frac{2S\zeta(1 + j2\Omega\zeta)e^{j\omega t}}{\left[4\frac{S}{N}\zeta^2\Omega^2 - 4S\zeta^2 - 1\right]\Omega^2 + j2\Omega\zeta\left[S - \Omega^2\left(1 + S + \frac{S}{N}\right)\right]}$$

având valoarea maximă dată de expresia:

$$Q_0 = F_0^{st} \Omega^2 \frac{2S\zeta\Omega\sqrt{1+4\Omega^2\zeta^2}}{\sqrt{\Omega^2\left[1+4S\zeta^2 - \frac{4S}{N}\zeta^2\Omega^2\right]^2 + 4\zeta^2\left[S - \Omega^2\left(1+S+\frac{S}{N}\right)\right]^2}} \quad (3.28)$$

Transmisibilitatea forței, notată cu T , este dată de expresia:

$$T = \frac{2S\zeta\Omega\sqrt{1+4\Omega^2\zeta^2}}{\sqrt{\Omega^2\left[1+4S\zeta^2-\frac{4S}{N}\zeta^2\Omega^2\right]^2+4\zeta^2\left[S-\Omega^2\left(1+S+\frac{S}{N}\right)\right]^2}} \quad (3.29)$$

Expresia amplitudinii deplasării instantanee $x(t)$ a masei ruloului compactor este:

$$A = A_{st}\Omega^2\sqrt{\frac{\left(1-\frac{S}{N}4\zeta^2\Omega^2\right)^2+4\Omega^2\zeta^2\left(1+S+\frac{S}{N}\right)^2}{\Omega^4\left[1+4S\zeta^2-\frac{4S}{N}\zeta^2\Omega^2\right]^2+4\zeta^2\Omega^2\left[S-\Omega^2\left(1+S+\frac{S}{N}\right)\right]^2}} \quad (3.30)$$

3.2. Dinamică compactoarelor vibratoare autopropulsate cu un singur rulou vibrator și cu trei grade de libertate

3.2.1. Studiul vibrațiilor

În figura 3.8 se dă modelul dinamic compus din elementele elastice k_1 , k_3 ce modelează terenul de compactat, k_2 ce caracterizează rigiditatea sistemului elastic de izolare a vibrațiilor transmise de la ruloul vibrator la șasiu. Elementele masice sunt reprezentate prin: masa m , a ruloului vibrator, masa m și momentul de inerție masic J față de axa transversală care trece normal prin centrul de masă al șasiului, ambele fiind ale șasiului mașinii, și masa m' a ruloului de tracțiune amplasat în spate. Studiul vibrațiilor se va face în următoarele variante de abordare;

- utilizarea relației generale de determinare a deplasărilor absolute ale punctelor cu ajutorul matricei antiseismice de rotire;
- utilizarea matricei generale de influență a deplasărilor asupra deformațiilor elementelor elastice.
- formularea ecuațiilor de mișcare în raport cu deplasările instantanee z_j , cu $j = 1, 2, 3$ ale punctelor A_1, A_2, A_3 .

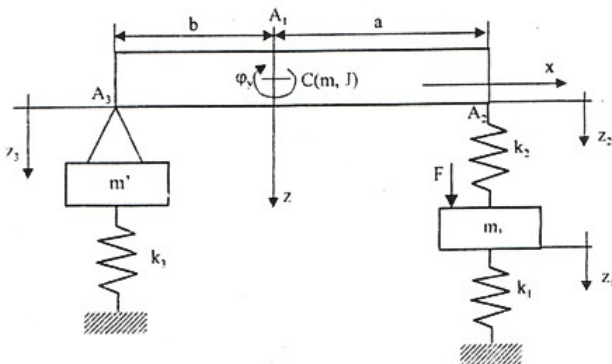


Fig 3.8 Modelul fizic al compactorului vibrator autopropulsat cu un rulou vibrator [15]

a) Se adoptă coordonatele generalizate z_1 , z și φ .

Se obține ecuațiile diferențiale:

$$\begin{cases} m_1\ddot{z}_1 + k_1z_1 - k_2(z - a\varphi - z_1) = 0 \\ m_2\ddot{z} + m_{23}\ddot{\varphi} + k_2(z - a\varphi - z_1) + k_3(z + b\varphi) = 0 \\ m_{23}\ddot{z} + m_3\ddot{\varphi} - k_2a(z - a\varphi - z_1) + k_3b(z + b\varphi) = 0 \end{cases} \quad (3.44)$$

b) Se notează deformațiile elementelor elastice cu $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ care sunt componenteii vectorului deformațiilor v . Astfel, avem:

$$v_1 = z_1; \quad v_2 = z - a\varphi - z_1; \quad v_3 = z + b\varphi \quad (3.45)$$

În formulare matriceală ecuațiile de mișcare se scriu astfel:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & m_{23} \\ 0 & m_{23} & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z} \\ \ddot{\varphi} \end{Bmatrix} + K \begin{Bmatrix} z_1 \\ z \\ \varphi \end{Bmatrix} = 0 \quad (3.50)$$

Analitic, avem :

$$m_1 \ddot{z}_1 + (k_1 + k_2)z_1 - k_2 z + a k_2 \varphi = 0 \quad (3.51)$$

$$m \ddot{z} + m_{23} \ddot{\varphi} - k_2 z_1 + (k_2 + k_3)z + (-a k_2 + b k_3)\varphi = 0 \quad (3.52)$$

$$m_{23} \ddot{z} + m_3 \ddot{\varphi} + a k_2 z_1 + (-a k_2 + b k_3)z + (a^2 k_2 + b^2 k_3)\varphi = 0 \quad (3.53)$$

c) Ecuațiile diferențiale ale vibrațiilor forțate funcție de deplasările absolute ale punctelor A_1, A_2, A_3

Matricea de rigiditate K a întregului sistem elastic rezultă, astfel:

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & k_2 - k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \quad (3.78)$$

În formulare matriceală, ecuațiile de mișcare se scriu sub forma:

$$M \ddot{z} = K z = f \quad (3.80)$$

unde f este vectorul forțelor perturbatoare:

$$f = \begin{Bmatrix} m_0 r \omega^2 \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (3.81)$$

3.2.2. Studiul pulsațiilor proprii

Se consideră modelul unui compactor cu o singură treaptă elastică și un singur rulou vibrator. Tracțiunea poate fi realizată fie cu ambele ruloouri, fie numai cu ruloul din spate sau cu pneurile plasate în locul ruloului spate. Schematizarea din fig. 3.10 permite stabilirea modelului dinamic de calcul.

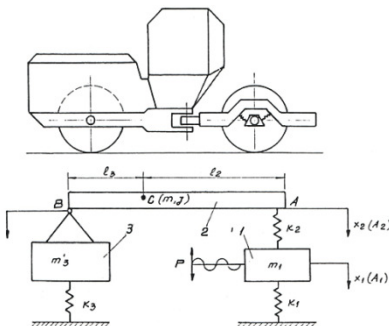


Fig. 3.10 Modelul dinamic de calcul [15, 28, 34]

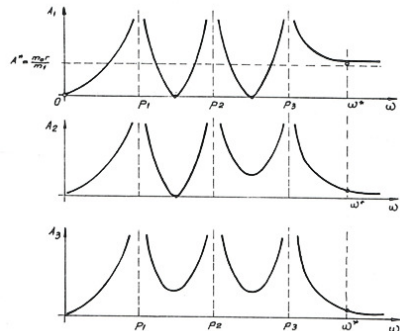


Fig. 3.11 Reprezentarea grafică a amplitudinilor $A_1 \dots A_3$ [15]

Amplitudinea ruloului vibrator A_1 se determină astfel:

$$A_1 = \frac{1}{D} m_0 r \omega^2 [(k_2 - m_2 \omega^2)(k_3 - m_3 \omega^2) - m_{23}^2 \omega^4] \quad (3.91)$$

Amplitudinile șasiului A_2 și A_3 sunt de formă :

$$A_2 = \frac{1}{D} m_0 r \omega^2 [(k_2 - m_2 \omega^2) k_2] \quad (3.92)$$

$$A_3 = \frac{1}{D} m_0 r \omega^4 m_{23} k_2 \quad (3.93)$$

3.3. Analiza compatibilității sistemice a echipamentelor cu vibratoare inerțiale inglobate

În acest subcapitol este prezentată o analiză a regimurilor funcționale semnificative ale echipamentelor tehnologice ce au în componență generatoare inerțiale de vibrații, acționate cu motoare electrice. Pentru aceste tipuri de echipamente este necesară evaluarea și analiza potențialelor situații de lucru, pe parcursul ciclului de exploatare, în care ansamblul motor-vibrator trebuie să prezinte caracteristici funcționale stabile, care să asigure nivelul parametric impus de procesul tehnologic [87]. În figura 3.13 este prezentat schematic modelul unui echipament tehnologic cu excitație dinamică [33]. Parametrii din figura 3.13 au următoarele semnificații și anume: m este masa echipamentului, $m_0 r$ este momentul static al vibratorului, k este rigiditatea, iar c este amortizarea vâscoasă. Excitația este dată de forța $F(t) = m_0 r \omega^2 t$, în care ω este viteza unghiulară a motorului electric de acționare. Ecuația diferențială de mișcare are următoarea expresie [34, 36]

$$(m_0 + m)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_0 r \omega^2 \sin \omega t \quad (3.95)$$

având componenta staționară a deplasării instantanee dată de expresia: $x = A \sin(\omega t - \varphi)$, în care: A este amplitudinea mașinii; ω – pulsația excitației; φ – defazajul dintre forța excitatoare și deplasarea sistemului.

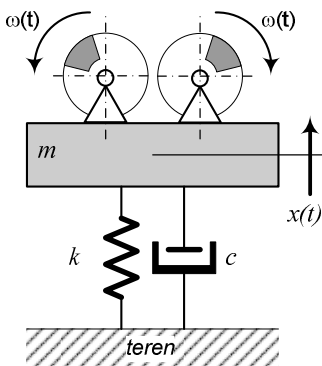


Fig.3.13 Modelul cu un grad de libertate corespunzător unui echipament tehnologic dotat cu generator inerțial de vibrații

Pulsația relativă în funcție de alunecarea efectivă a motorului de acționare este dată de expresia

$$\Omega = \Omega_0(1 - s); \quad \Omega_0 = \frac{\omega_s}{\omega_0} \quad (3.102)$$

Energia disipată pe un singur ciclu ($\frac{2\pi}{\omega} = T$) este :

$$\langle W_d \rangle = W_d = \int_0^T F \dot{x} dt \quad (3.107)$$

$$W_d = \int_0^T m_0 r \omega^2 \sin \omega t * A \omega \cos(\omega t - \varphi) dt \quad (3.108)$$

$$W_d = \pi m_0 r \omega^2 A \sin \varphi \quad (3.109)$$

Puterea necesară acționării $\langle P_d \rangle$ este :

$$\langle P_d \rangle = P_d = \frac{1}{T} W_d \quad (3.111)$$

$$P_d = \frac{1}{2} m_0 r \omega^3 A \sin \varphi. \quad (3.112)$$

Momentul cuplului motor M pe un ciclu are următoarea expresie:

$$M = A_\infty Q_0 R(\Omega, \zeta). \quad (3.114)$$

în care termenii au următoarele semnificații:

$$A_\infty = \frac{m_0 r}{m_0 + m} \quad (3.115)$$

$$Q_0 = m_0 r \omega_0^2 \quad (3.116)$$

$$R(\Omega, \zeta) = \frac{\zeta \Omega^5}{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta \Omega)^2}. \quad (3.117)$$

Parametrii de acționare în regim de rezonanță sunt următorii:

a) alunecarea sistemului la rezonanță:

$$s_{rez} = 1 - \frac{1}{\Omega_0} - \frac{1}{\sqrt{1 - 2\zeta^2}}. \quad (3.119)$$

Reprezentarea grafică a alunecării la rezonanță este dată în fig. 3.14, în funcție de fracțiunea din amortizarea critică și considerând parametrul de referință raportul dintre turația de sincronism și pulsația proprie a sistemului, raport notat cu Ω_0 și având următoarele valori pentru $\Omega_0 = 0.2, 0.4, 0.5, 0.8, 0.9, \dots 1.0$.

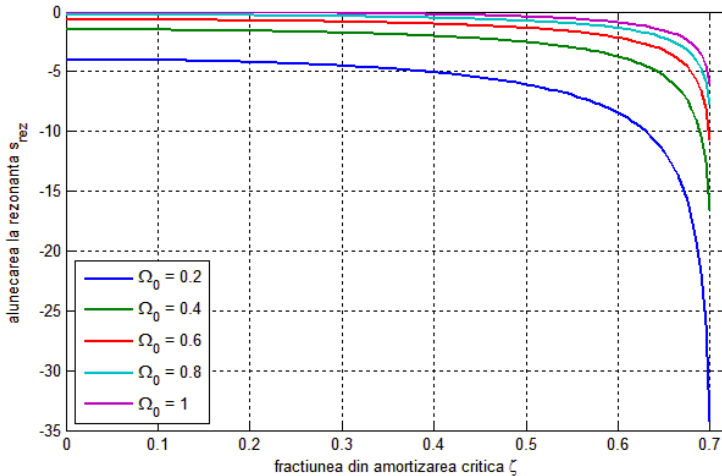


Fig.3.14 Alunecarea sistemului la rezonanță

b) Momentul cuplului la rezonanță, evaluat cu expresia

$$M_{rez}(s) = A_\infty^{st} Q_0 R_0^{rez}(s) \quad (3.120)$$

în care

$$R_0^{rez}(s) = \frac{\zeta \Omega_0^2 (1-s)^5}{[1 - \Omega_0^2 (1-s)^2]^2 + (2\zeta \Omega_0)^2 (1-s)^2} \quad (3.121)$$

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare și având reprezentările grafice prezentate în figura 3.15 pentru pulsația de sincronism în jurul valorii pulsației proprii a sistemului, adică Ω_0 având valori în domeniul $[0,9; 1,1]$, în funcție de alunecarea s și de setul de valori ai parametrului de referință ζ : $[0,1; 0,2; 0,5; 0,7]$.

În figura 3.16 sunt prezentate patru seturi de diagrame obținute prin reprezentarea grafică tridimensională a variației funcției de pondere – expresia (3.111) – considerându-se o variație continuă a parametrului de referință ζ în intervalul analizat $\Omega_0 = 0.9$.

În figura 3.17 sunt prezentate diagramele de variație ale funcției de pondere – expresia (3.165). În acest caz au fost considerate două valori semnificative ale parametrului ζ și anume $[0,1; 0,3]$, iar ca parametru de referință, având o variație continuă în intervalul $[0,5; 1,5]$, a fost stabilit raportul dintre pulsația de sincronism și, respectiv, cea proprie a sistemului analizat.

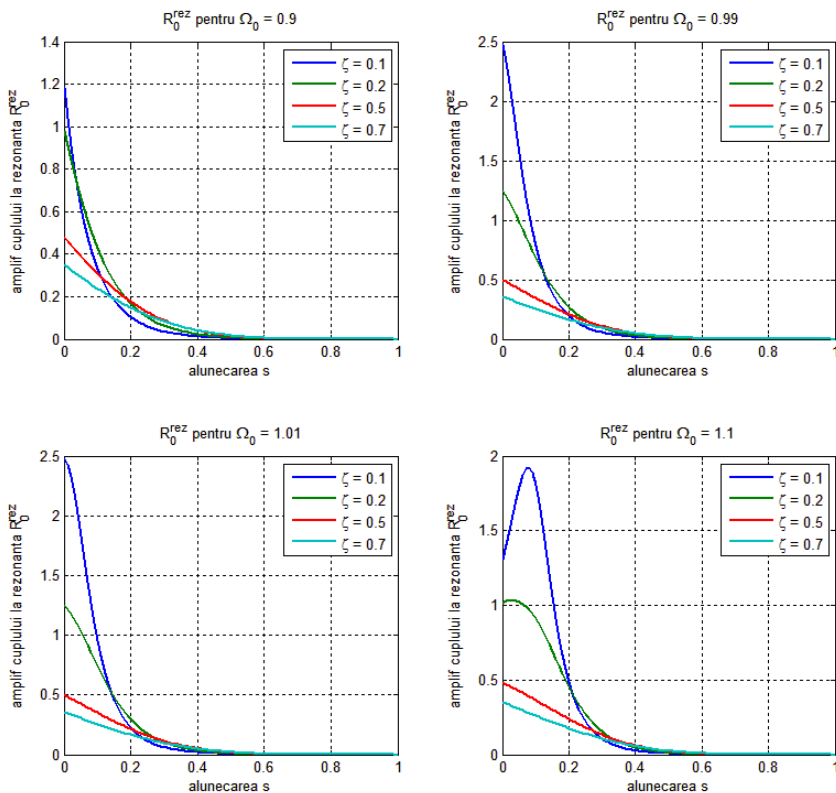


Fig 3.15 Momentul cuplului la rezonanță pentru evoluții discrete ale parametrului de referință ζ

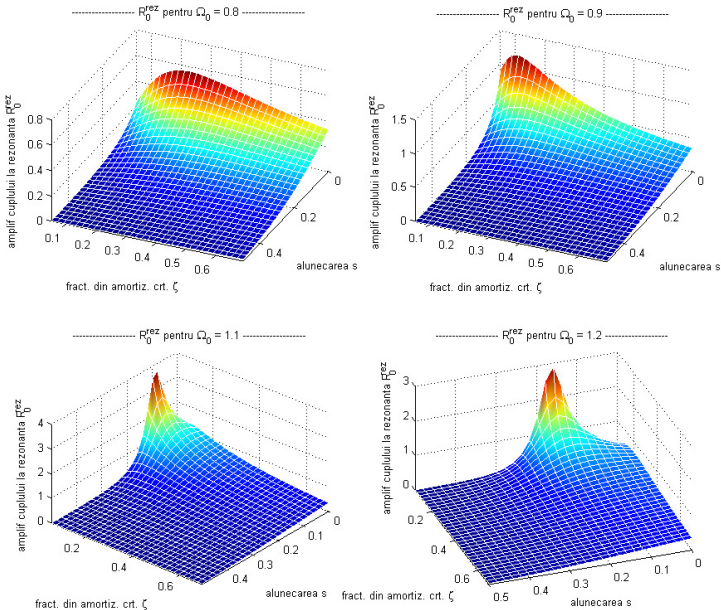


Fig.3.16 Momentul cuplului la rezonanță pentru evoluții continue ale parametrului de referință ζ

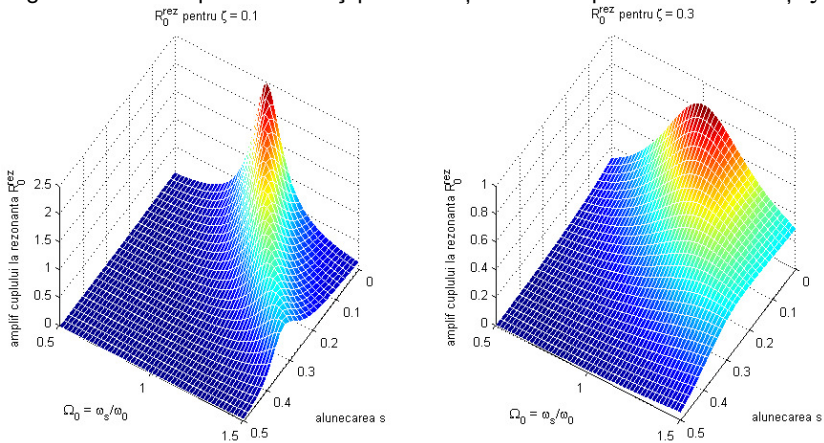


Fig.3.17 Momentul cuplului la rezonanță pentru evoluții continue ale parametrului de referință Ω_0

c) Cuplul de acționare pentru valoarea maximă corespunzătoare rezonanței poate fi evaluat în funcție de fracțiunea din amortizarea critică ζ cu următoarea expresie și anume

$$R_0^{rez}(\zeta) = \frac{1}{4\zeta(1-\zeta^2)\sqrt{1-2\zeta^2}} \quad (3.122)$$

în care

$$M_{rez}(\zeta) = A_{\infty}^{st} Q_0 R_0^{rez}(\zeta) \quad (3.123)$$

Ținând cont de următoarele valori semnificative ale parametrilor structurali $r = 0.2 \text{ m}$; $m_0 = 2 \text{ kg}$; $m = 100 \text{ kg}$; și considerând următorul șir de valori pentru parametrul de referință pulsația proprie a sistemului $\omega_0 = 50, 100, 150, 200, 300 \text{ [s}^{-1}\text{]}$, evoluțiile valorilor maxime ale cuplului la rezonanță sunt prezentate în fig. 3.18.

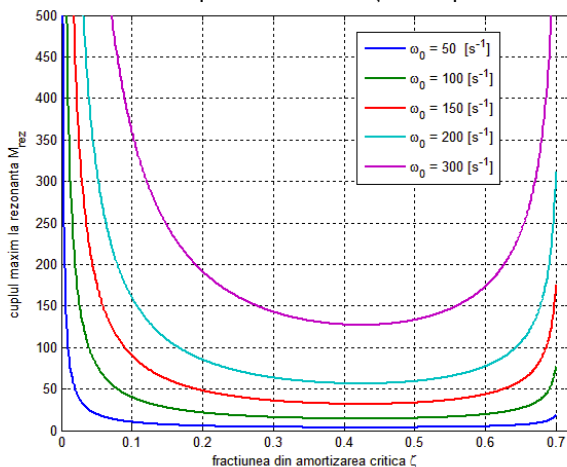


Fig 3.18 Valorile maxime ale cuplului la rezonanță pentru evoluții discrete ale parametrului de referință ω_0

O reprezentare grafică a evoluției cuplului de acționare pentru valoarea maximă corespunzătoare rezonanței, în condiția unei evoluții continue a parametrului de referință ω_0 , este dată în figura 3.19.

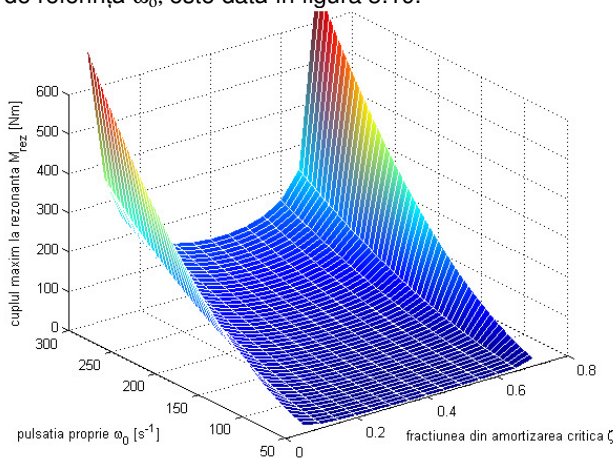


Fig 3.19 Valorile maxime ale cuplului la rezonanță pentru evoluții continue ale parametrilor de referință ζ și ω_0

d) Locul geometric al vârfurilor la rezonanță se evaluează cu expresia

$$M_{rez}^{max}(s) = A_{\infty}^{st} Q_0 R_0^{rez}(s) \quad (3.124)$$

în care:

$$R_0^{rez}(s) = \frac{1}{\Omega_0^4(1-s) \sqrt{\frac{1}{2} \frac{1}{2\Omega_0^2(1-s)^2} \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{2\Omega_0^2(1-s)^2} \right]}} \quad (3.125)$$

Ținând cont de valorile semnificative ale parametrilor structurali prezentate în paragraful anterior $r = 0.2 \text{ m}$; $m = 2 \text{ Kg}$; $m = 100 \text{ Kg}$; și considerând următorul șir de valori pentru parametrul de referință pulsația proprie a sistemului $\omega_0 = 50, 100, 150, 200, 300 \text{ s}^{-1}$, evoluțiile locului geometric al vârfurilor la rezonanță sunt prezentate în diagrama din figura 3.20.

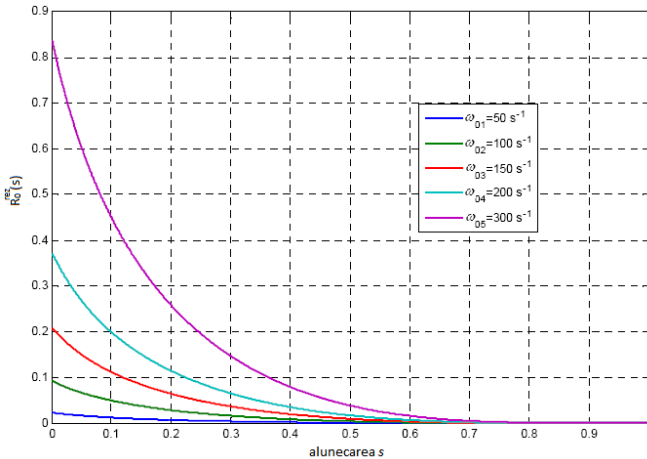


Fig. 3.20 Locul geometric al vârfurilor la rezonanță

e) Caracteristica momentului capabil al motorului electric de acționare în funcție de alunecarea acestuia are următoarea expresie și anume

$$M_m = M_k \frac{2(1+\varepsilon)}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} + 2\varepsilon} \quad (3.126)$$

în care: M_k este momentul critic; s_k alunecarea la momentul critic; s alunecarea efectivă; coeficientul $\varepsilon = 5s_n$, unde s_n este alunecarea nominală. În aceste condiții, caracteristica momentului capabil al motorului electric de acționare este dată de expresia următoare

$$M_m = M_k \frac{2(1+5s_n)}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} + 10s_n} \quad (3.127)$$

Dacă se consideră următoarele valori semnificative pentru parametrii funcționali ai motorului electric de acționare și anume:

$$s_n = 0.05, s_k = 0.30 \text{ și } M_k = 20; 50; 100; 150; 200 \text{ Nm}$$

și dacă se consideră variabila independentă alunecarea efectivă s , rezultă familia de caracteristici ale motorului de acționare prezentată în diagrama din figura 3.21. Reprezentările au fost realizate considerând ca parametru de referință momentul critic M_k având următoarele valori: [20, 50, 100, 150, 200] Nm.

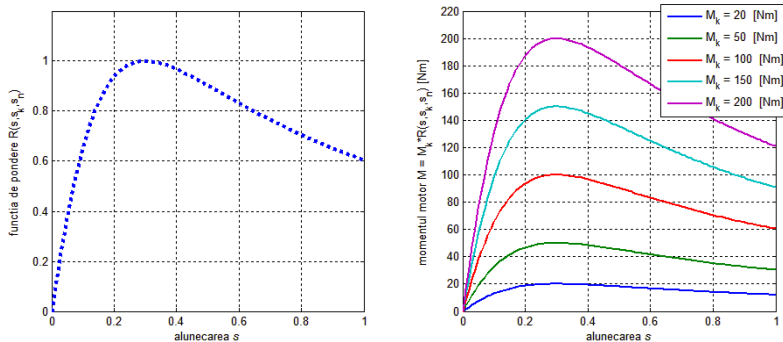


Fig. 3.21. Familia de caracteristici pentru momentul motor la S_n dat

4. CONTROLUL VIBRAȚIILOR TORSIONALE LA ECHIPAMENTELE TEHNOLOGICE CU ÎNCĂRCĂRI DINAMICE PRIN ȘOC

4.1. Considerații generale

Regimul ciclic de funcționare al sistemului de rotire la excavatoarele hidraulice impune analiza încărcărilor dinamice vibratorii torsionale, care de cele mai multe ori duc la depășirea rezistențelor admise, cu scoaterea din funcțiune a elementelor componente din lanțul cinematic al fluxului de energie transmis.

În acest capitol se va evalua coeficientul dinamic de solicitare în regim tranzitoriu pentru sisteme mecanice în mișcare de rotație, cu încărcări dinamice prin șoc. Simularea și analiza vor fi realizate pe un sistem elastic torsional cu două discuri având aplicate momentul motor și momentul rezistent static [85]. Metoda de analiză dinamică poate fi utilizată pentru categoria de mașinilor cu gabarit mare, precum excavatoare cu o cupă, macarale turn, etc. Exemplificarea prezentată va fi dezvoltată pentru mecanismul de rotire al unui excavator hidraulic cu cupă de 2,5 m³ din fabricația firmei PROMEX Brăila.

4.2 Analiza dinamică a solicitărilor vibratorii torsionale

Întregul mecanism de rotire se poate modela că un sistem elastic torsional redus la două discuri (fig. 4.2), iar demararea sistemului are loc sub sarcină cu moment motor constant, fără treaptă de prepornire. Analiza tensionării torsionale se face în două etape la pornirea din repaus și la funcționarea în regim. Elementele din schema prezentată în figura 4.2 au următoarele semnificații și anume: J_1 este momentul de inerție al ansamblului motor hidraulic-mecanism de rotire, J_2 - momentul de inerție al întregului ansamblu rotitor față de axa de rotație a platformei echipată complet, k - coeficientul de elasticitate redus față de axa de rotație a tuturor elementelor elastice torsionale din echipamentul de rotire, M - momentul motor aplicat pe discul conducător, M_s - momentul static rezistent echivalent frecărilor din rulmentul de susținere a platformei. Elementele de calcul pentru echipamentul de rotire și platformă rotitoare ale excavatorului hidraulic cu cupă de 2,5 m³ PROMEX sunt următoarele: $J_1 = 500 \text{ Kg m}^2$, $J_2 = 106 \text{ Kg m}^2$, $k = 6,7 \cdot 10^3 \text{ Nm}$.

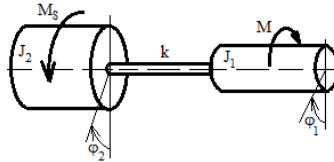


Fig.4.2 Schema de calcul cu doi rotori și arbore elastic

În prima etapă a mișcării numai discul J_1 se rotește, astfel încât la $t = 0$, $\varphi_1(0) = 0$ și $\dot{\varphi}_1(0) = 0$, în timp ce discul condus J_2 se află în repaus până când elementul elastic este torsionat complet, adică $\varphi_1 = \frac{M}{k}$ și $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_1(t_1)$, unde t_1 este durata primei etape. Schema din figura 4.3 ilustrează această etapă.

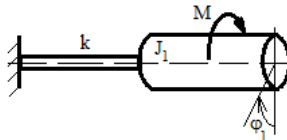


Fig. 4.3 Schema de calcul pentru analiza regimului de demarare

Prima etapă se încheie în momentul t_1 , atunci când $\varphi_1 = \frac{M_s}{k}$, adică:

$$\varphi_1 = \frac{M_s}{k} = \frac{M}{k} \left(1 - \cos t_1 \sqrt{\frac{k}{J_1}} \right) \quad (4.11)$$

de unde avem:

$$t_1 = \sqrt{\frac{J_1}{k}} \arccos \frac{M - M_s}{M} \quad (4.13)$$

Viteza la începutul etapei a doua este:

$$\dot{\varphi}_1(t_1) = \sqrt{\frac{M_s(2M - M_s)}{J_1 k}} \quad (4.17)$$

În etapa a doua, modelul de calcul se bazează pe ecuațiile diferențiale de mișcare:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k(\varphi_1 - \varphi_2) = M \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - k(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_s \end{cases} \quad (4.18)$$

în care introducem $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$.

Momentul de răsucire $M = k\varphi$ este dat de relația:

$$M = \sqrt{\frac{M_s(2M - M_s)J_2}{J_1 + J_2}} \sin t \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} k -$$

$$\frac{(M-M_s)J_2}{J_1+J_2} \cos t \sqrt{\frac{J_1+J_2}{J_1J_2} k + \frac{(M-M_s)J_2}{J_1+J_2} + M_s} \quad (4.30)$$

Valoarea maximă a momentului este atunci când $\sin(pt - \gamma) = 1$, adică:

$$M_{\max} = \frac{M + \lambda M_s}{\lambda + 1} + \frac{1}{\lambda + 1} \sqrt{2MM_s\lambda - M_s^2\lambda - M_s^2\lambda + M^2} \quad (4.44)$$

unde $\lambda = J_1/J_2$. Momentul dinamic mediu M_{med} care reprezintă momentul elastic la accelerare sau la frânare, fără a ține seama de oscilațiile torsionale, este dat de partea constantă în raport cu timpul a relației (4.44):

$$M_{med} = \frac{M + \lambda M_s}{\lambda + 1} \quad (4.48)$$

Coeficientul dinamic de solicitare, Ψ , se definește că fiind raportul dintre momentul dinamic maxim și momentul dinamic mediu, astfel:

$$\Psi = \frac{M_{\max}}{M_{med}} \quad (4.49)$$

Introducând expresiile M_{\max} și M_{med} se obține:

$$\Psi = 1 + \frac{1}{M + \lambda M_s} \sqrt{2\lambda MM_s - \lambda M_s^2 + M^2} \quad (4.50)$$

Se introduce raportul momentelor static și motor sub forma:

$$\mu = \frac{M_s}{M} \quad (4.51)$$

caz în care Coeficientul dinamic Ψ are următoarea expresie:

$$\Psi = 1 + \frac{1}{1 + \lambda\mu} \sqrt{2\lambda\mu - \lambda\mu^2 + 1} \quad (4.52)$$

4.3. Concluzii parțiale

Dacă se consideră că momentul de inerție al rotorului motorului de acționare este mult mai mic decât cel al echipamentului antrenat, caz întâlnit la acționările mai multor utilaje tehnologice (precum excavatoare, macarale, dragline, concasoare mari, mașini cu echipamente rotative mari -excavatoare multicupă), coeficientul λ este foarte mic, putându-se face aproximația $\lambda \approx 0$. În acest caz momentul elastic de torsiune are valoarea maximă $M_{t\max} \approx 2M_m$. Din analiza expresiei analitice a coeficientului dinamic se pot trage următoarele concluzii:

a) în cazul echipamentelor cu organe de lucru mari (cu momente de inerție reduse mult mai mari decât cel al rotorului motorului), coeficientul dinamic este maxim $\Psi = 2$, că și în cazul aplicării unui moment motor mult mai mare decât momentul rezistent redus ($\mu \approx 0$);

b) în figura 4.4 sunt prezentate curbele de variație a coeficientului dinamic în funcție de μ , pentru diverse valori ale parametrului λ ; se constată că micșorarea coeficientului dinamic se poate face prin micșorarea momentului motor la pornire (creșterea lui μ), cu atât mai mult cu cât și momentul de inerție al motorului este mai

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare mare; evident acest lucru se poate face în limitele obținerii unui timp de demaraj suficient de scăzut [88];

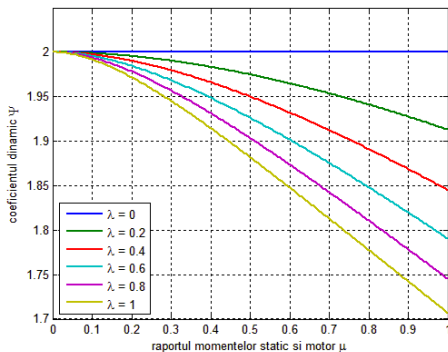


Fig 4.4 Curbele de variație a coeficientului dinamic în funcție de parametrul λ

c) în figura 4.5 sunt prezentate curbele de variație a coeficientului dinamic în funcție de λ , pentru diverse valori ale parametrului μ [88];

d) în mod uzual pornirea se face cu valori ale cuplurilor motor de circa $1,5 \div 2$ din momentul rezistent ($\mu = 0,5 \div 0,66$), astfel încât, pentru valori uzuale ale lui λ , coeficientul dinamic este $\Psi = 1,85 \dots 2$. În figura 4.6 este prezentată evoluția coeficientului dinamic Ψ pentru variații continue ale ambilor parametri de referință λ și respectiv μ , în domeniul $[0, 1]$.

Față de cele de mai sus rezultă că atât în etapa de proiectare cât și în etapa de exploatare este necesar să se țină seama de solicitările dinamice torsionale la variații ciclice ale regimului de lucru care induc încărcări vibratorii în lanțul de transmisie.

Solicitările dinamice torsionale sunt preluate de transmiterea fluxului de energie de la motorul hidrostatic de acționare și până la coroana dințată a platformei rotitoare.

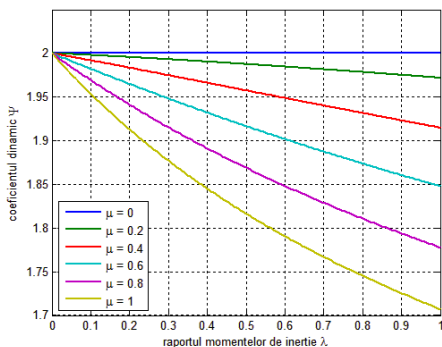


Fig 4.5 Curbele de variație a coeficientului dinamic în funcție de parametrul μ

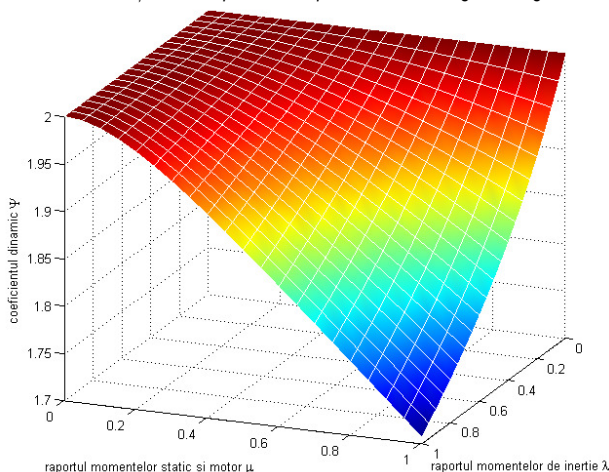


Fig 4.6 Curbele de variație a coeficientului dinamic Ψ pentru variații continue ale ambilor parametri de referință λ și respectiv μ , în domeniul $[0, 1]$

Evaluarea incorectă a coeficientului de încărcare dinamică poate duce la implicații imprevizibile în exploatare prin defecțiuni generate de ruperi sau uzuri premature a elementelor cinematice de legătură.

5. METODE EXPERIMENTALE DE ANALIZĂ

5.1 Aspecte generale privind analiza datelor experimentale

Metodele de prelucrare a semnalelor au avut drept implicații creșterea complexității algoritmilor, având drept scop utilizarea informațiilor pentru a atinge cele mai bune performanțe. În general cerințele de calcul ale metodelor de prelucrare a semnalelor au crescut, uneori exponențial cu complexitatea algoritmilor. Totuși, costurile implementării metodelor avansate de prelucrare a semnalelor au fost compensate și au devenit accesibile din cauza creșterii continue a performanțelor, concomitent cu scăderea costurilor prelucrării semnalelor [78,82].

5.2 Analiza experimentală a rulourilor compactoare vibratoare

În vederea validării modelelor dinamice elaborate, pe baza cărora au fost determinați parametrii vibrațiilor de lucru și regimul de funcționare, este necesară verificarea pe cale experimentală a amplitudinilor vibrațiilor forțate la frecvențele corespunzătoare precum și pulsațiile proprii [13]. Pentru aceasta, s-au determinat valorile amplitudinilor, prin calcul cu ajutorul programării în mediul de dezvoltare al aplicațiilor de calcul computerizat Matlab, în vederea comparării cu rezultatele experimentale obținute din măsurarea pe anumite modele reale de cilindri compacori vibratorii [7]. Datele de intrare în programul utilizat au fost determinate pe cale experimentală, iar împreună cu adoptarea modelului simplificat cu patru

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare grade de libertate, au permis calculul cât mai exact al amplitudinilor, pulsațiilor proprii, forței perturbatoare și coeficienților de transmisibilitate.

5.2.1 Evaluarea experimentală a caracteristicilor mecanice

Toate elementele elastice și inerțiale, părți componente ale modelului dinamic, au fost încercate experimental în cadrul Institutului de Cercetări pentru Echipamente și Tehnologii în Construcții - ICECON S.A. București.

A. Coeficienții de rigiditate ai mediului de compactat

Coeficientul de rigiditate pentru trei categorii de materiale a fost determinat, în condiții de laborator, utilizând metoda excitării sistemului în rezonanță și evaluarea semnalului de răspuns. Variația frecvenței și înregistrării semnalului au fost realizate cu un sistem complex de achiziție și prelucrare a datelor format din aparatură, software și traductori de la firmele Brujel&Kajer, HBM Test and Measurements și, respectiv, National Instruments. Experimentările s-au efectuat cu ajutorul unei plăci de probă cu aria $A = 900 \text{ cm}^2$, pe care se află solidarizat un excitator electrodinamic, iar categoriile de teren au fost următoarele: sort agregate (3 - 7) mm în grosime de 16 cm, sort agregate (7 - 15) mm în grosime de 16 cm și pământ nisipos în grosime de 20 cm. De asemenea, umiditatea probelor a fost realizată, pentru fiecare categorie de material, ca și a terenului natural. Utilizând, în același timp și rezultatele experimentale obținute în țară la noi [42] și pe plan mondial [4,64,81], s-au determinat valorile coeficienților de rigiditate pentru diverse categorii de teren (mediu de compactat), în condițiile a două mașini de compactat prin vibrare și anume CVA 4-5 și CVA 10. Valorile coeficienților de rigiditate determinați în aceste condiții sunt prezentate în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1. Valorile coeficienților de rigiditate

Natura terenului de compactat	Coeficientul de rigiditate, $10^6 k_1 \text{ N/m}$	
	CVA 4-5	CVA -10
Pietriș cu pământ nisipos	20	44,0
Pietriș sort (7-15) mm, Nisip fin, argilos	30	67,5
Nisip cu granulație medie	40	90,0
Nisip cu granulație medie până la mare după compactare; Nisip și pietriș; Pietriș argilos foarte compact.	52	120,0

Coeficienții de rigiditate au fost calculați având în vedere faptul că aria suprafeței de contact este de 2000 cm^2 pentru compactorul CVA 4-5 și de 4500 cm^2 pentru compactorul CVA-10. Aria amprenteii de contact a fost măsurată pe urmele lăsate de rulourile compactoarelor pentru categoriile de teren cuprinse în tab. 5.1.

B. Coeficienții de rigiditate ai sistemului elastic și de amortizare

Coeficienții de rigiditate ai sistemului elastic, atât pentru prima treaptă cât și pentru cea de-a doua treaptă [28], au fost determinați pe standuri special construite utilizând metoda încărcării la rezonanță a sistemului. Din motive de rezistență și durabilitate, elementele antivibrabile din cauciuc sunt montate sub un unghi de 60° axa de compresiune față de direcția de vibrare, constituind prima

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare treaptă la compactoarele-vibratoare CVA 4-5 și CVA 10. Valorile coeficienților de rigiditate dinamici determinate pe cale experimentală, sunt date în tabelul 5.2, pentru compactorul CVA 4-5 și în tabelul 5.3 pentru compactorul CVA-10, în funcție de unghiul de așezare și pentru patru rețete distincte de cauciuc. Coeficienții de rigiditate echivalenți ai treptei a doua, determinați experimental pentru compactorul CVA 10, sunt prezentați în tabelul 5.4.

C. Caracteristicile inerțiale

Pentru compactoarele vibratoare autopropulsate CVA 4-5 și CVA 10 s-au determinat masele, prin cântărire, momentele de inerție principale, prin suspendarea subsansamblelor folosind metoda bifilarului și poziția centrului de masă al șasiului posterior. Determinările au fost efectuate în condițiile echipării mașinii cu toate subsansamblele, inclusiv cele auxiliare [13]. Astfel în tabelul 5.5 se prezintă caracteristicile inerțiale, determinate experimental, pentru compactoarele CVA 4-5 și CVA 10, având în vedere modelul dinamic simplificat [21], [129], [130], [131].

Tabelul 5.5. Caracteristicile inerțiale determinate experimental

Caracteristica	U.M.	Tipul utilajului		Observatii
		CVA 4-5	CVA 10	
m_1	kg	850	1700	x – cu lest xx – fara lest
m_2	kg	1360 ^x	736 ^{xx}	
m	kg	2490	4200	
J	kg*m ²	720	4812	
m/s	kg	750	1667	
l_3	m	0,672	0,05	
l_4	m	1,248	1,15	

Cu ajutorul rezultatelor experimentale, prezentate în tabelul 5.5 și utilizând relațiile de calcul [13], s-au calculat elementele masice m_3 , m_4 și m_{34} necesare programului de calcul.

5.3. Evaluarea experimentală a parametrilor vibrațiilor

Pentru a evalua regimul de vibrații al mașinilor de compactat cu acțiune vibrantă, au fost utilizate metodele generale de măsurare în diferitele puncte ale utilajului, fie simultan în mai multe locuri, fie separat. În acest scop, s-a urmărit măsurarea amplitudinii pentru mai multe frecvențe la ruloul compactor, definind zona vibrațiilor de lucru și măsurarea vibrațiilor transmise la postul de comandă și la subsansamblele funcționale plasate pe șasiul posterior.

5.3.1. Vibrațiile de lucru ale ruloului vibrator

Vibrațiile ruloului compactor au fost măsurate cu ajutorul unui sistem de aparate Bruel& Kajer cu înregistrarea semnalului și analizarea lui pe o lățime de bandă având media benzii de frecvență de 1/3 octavă sau cu un sonometru tip Bruel&Kajer cu integrator, analizarea semnalului făcându-se pe o lățime de bandă de o octavă. S-au efectuat măsurări ale accelerației, vitezei și deplasării vibrațiilor atât pe axul ruloului vibrator, cât și pe mantaua și flanșa laterală a acestuia pentru a evalua, influența jocurilor asupra vibrațiilor [13]. Pentru a verifica menținerea

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare caracterului armonic al vibrațiilor în timpul lucrului (exploatării) cu utilajul, s-a înregistrat variația deplasării, în timp și s-a analizat semnalul de răspuns al deplasării, obținându-se caracteristicile unei armonici pure la turația de lucru a vibratorului. În tabelele 5.6 și 5.7, sunt prezentate valorile amplitudinii la diverse frecvențe de lucru, ale utilajelor CVA 4-5 și respectiv CVA-10, precum și în funcție de caracteristica sistemului elastic.

5.3.2. Vibrațiile transmise postului de comandă și subsansamblelor mașinii

În vederea evaluării cât mai precise a vibrațiilor transmise mecanicului la postul de comandă și subsansamblelor mașinii (grup de acționare construcție metalică, instalația de forță și de comandă, etc.), s-au măsurat parametrii vibrațiilor (accelerație, viteză și deplasare) cu ajutorul aparaturii Bruel&Kajer, la diferite frecvențe de lucru ale utilajului și diverse combinații ale amortizoarelor din cauciuc. Tehnica de măsurare a vibrațiilor respectă prevederile normative în vigoare, iar valorile obținute au fost comparate cu valorile admisibile pentru om. În tabelul 5.8 se dau valorile parametrilor vibrațiilor la postul de comandă - pe podeaua 1B cabinei, și la operatorul utilajului.

5.4. Analiza comparativă a rezultatelor estimate teoretic cu cele evaluate experimental

Având în vedere că modelele adoptate conțin anumite simplificări, prin ipotezele introduse, pot fi apreciate ca neesențiale numai atunci când abaterea rezultatelor calculate față de cele măsurate sunt neesențiale. Pentru vibrațiile de lucru ale ruloului vibrator abaterea de + 15 % pentru tehnologia de compactare se consideră neesențială. De aceea, pentru cazul analizat, pe baza experienței din domeniul construcțiilor de mașini cu acțiune vibrantă, se poate considera că abaterea calculului față de realitate poate fi de max + 20 % și min. -10 % atât pentru amplitudine, cât și pentru frecvență. În teză se prezintă rezultatele evaluate analitic și determinate experimental pentru utilajele CVA 4-5 și CVA-10, obținându-se o bună concordanță, ceea ce demonstrează că modelul dinamic simplificat adoptat, este apt pentru modelarea utilajelor de compactat din această clasă. În tabelele 5.9 și 5.10 se dau valorile experimentale și cele calculate. Au fost utilizate mai multe standuri astfel încât să poată fi reproduse cât mai fidel condițiile de solicitare mecanică corespunzătoare regimurilor de lucru ale mașinilor de compactat în exploatare. Astfel în fig. 5.3 este prezentat un stand de încercare a două elemente amortizoare legate în paralel. Cadru 1 are menirea să preia forța dezvoltată de cilindrul pulsatorului 2 care acționează asupra părții mobile 3 a standului propriu-zis, iar grupurile 5 care conțin elementele amortizoare sunt menținute sub tensiune prin intermediul dozelor tensometrice 4 care măsoară forța ce revine fiecărui grup.

Pentru că standul să prezinte stabilitate în timpul probelor acesta a fost dotat cu un ghidaj plasat pe axa de simetrie. Cu acest stand au fost încercate la durabilitate în regim de solicitare ciclică mai multe tipuri de elemente antivibratle din cauciuc. Acest stand a permis ca să se poată aprecia și rezistența admisibilă pentru câteva elemente antivibratle din amestecuri de cauciuc românesc.



Fig. 5.4.b Standul vibrator unidirecțional – imagini din timpul testelor experimentale. (a) imagini de ansamblu; (b) detalii bacuri de prindere și poziționare [13, 104,105]

Pentru măsurarea deplasării relative dintre partea mobilă și cea fixă (adică deformația cauciucului dintre armături) s-a utilizat un traductor de deplasare de tip inductiv. Construcția cu cele trei brațe echilibrate orientate simetric la 120° în plan orizontal a permis evitarea folosirii unui ghidaj central, eliminându-se frecările (la alunecare) de natură mecanică.

Caracteristicile constructive și funcționale ale standului din figura 5.4 sunt următoarele:

dimensiuni de gabarit	latura triunghiului (perimetrului) de bază	1200 mm
	înălțimea	1930 mm
masa părții mobile		360 kg
vibratorul	tip	unidirecțional
	momentul static al maselor excentrice	0,304 kg.m
	amplitudinea forței perturbatoare la frecvența de 50 Hz	3000 daN
	masa	111 kg
motorul electric	tip	asincron
	puterea	7.5 kW
	turația	2900 rot/min
	tensiunea	200/380V
	curentul	25.4/14,7 A
grupul de prindere al amortizoarelor	diametrul	410mm
	posibilitatea de rotire și fixare	0 ⁰ -90 ⁰
	intervalul de modificare a unghiului	incremental la 15 ⁰

În vederea verificării caracterului armonic al vibrațiilor generate, precum evidențierea eventualelor perturbații parazite care ar putea să provină de la alte elemente componente în mișcare, s-a analizat răspunsul în deplasare, folosind analiza armonică. Pe baza răspunsului sistemului în funcționare s-a înregistrat semnalul de deplasare cu timpul de eșantionare 10^{-2} s, care a fost achiziționat și prelucrat cu ajutorul calculatorului. Astfel s-au determinat coeficienții dezvoltării seriei Fourier, remarcându-se că armonica fundamentală apare la turația de 1857 rot/min, datele obținute fiind prezentate în tabelul 5.11.

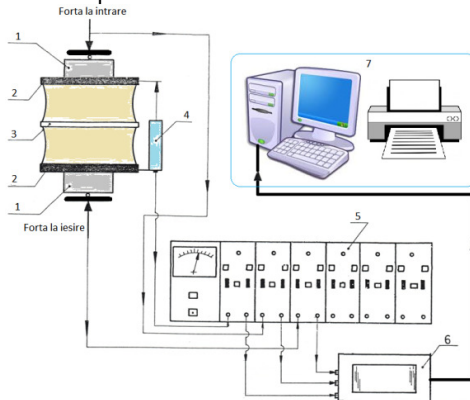


Fig. 5.5 Schema sistemului de măsurare pentru determinarea caracteristicilor elementelor antivibrație

Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 5.6. Aceste diagrame, obținute prin interpolare pe baza funcțiilor numerice determinate experimental, prezintă dependența dintre rigiditatea dinamică a elementului testat și unghiul de aplicare a sarcinii dinamice exterioare – evaluat între direcția de compresiune pură a elementului testat și direcția de aplicare a sarcinii exterioare.

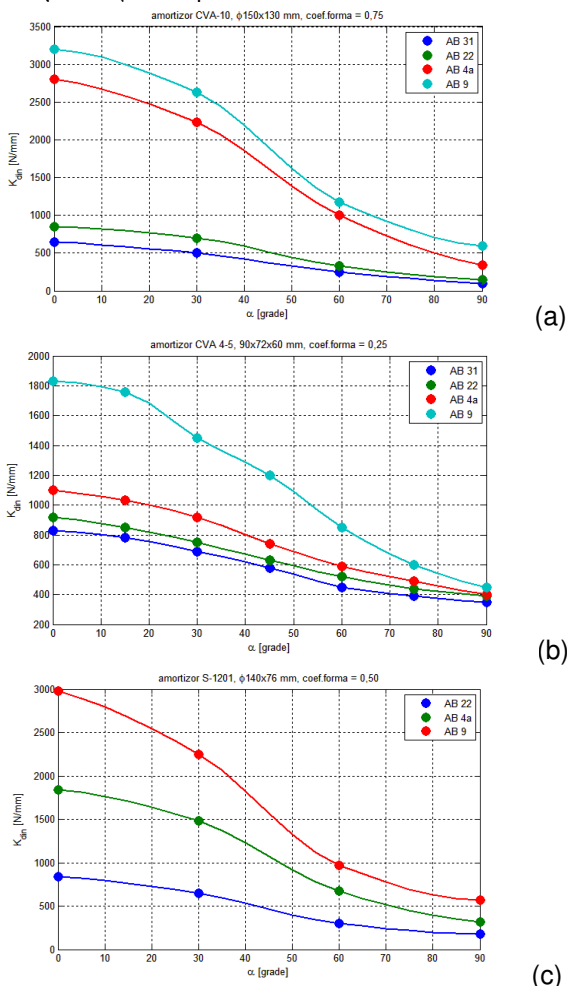


Fig. 5.6 Curbele caracteristice ale elementelor vibroizolatoare determinate experimental

Din analiza celor trei diagrame din figura 5.6 rezultă o caracteristică comună a celor trei tipuri de elemente vibroizolatoare testate și anume faptul că odată cu majorarea unghiului α , de aplicare a sarcinii de test în raport cu direcția de

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
compresiune a elementului, se constată o diminuare accentuată a valorii rigidității dinamice. Cu alte cuvinte, capacitatea maximă de preluare a sarcinii dinamice exterioare se manifestă pentru solicitarea de compresiune pură, în timp ce valoarea minimă a acestei capacități apare pentru solicitarea preponderent de forfecare (în realitate aceasta fiind o stare compusă de solicitare).

O altă caracteristică comună a celor trei seturi de diagrame este neliniaritatea prezentă în evoluțiile atât a celor trei tipuri de amortizoare, cât și pentru toate rețetele de material elastomeric utilizat. Analizând evoluțiile neliniare ale celor trei categorii de elemente elastomerice vibroizolatoare se observă faptul că procentul semnificativ al diminuării rigidității dinamice apare în domeniul $[\pi/6 \dots \pi/3]$, în afara acestuia descreșterile având valori procentuale reduse.

Aceste ultime două concluzii enunțate subliniază caracterul de generalitate al rezultatelor obținute în cadrul programului de încercări experimentale și prezentate în acest capitol al tezei.

Analizând comparativ cele trei seturi de diagrame corespunzătoare celor trei tipuri de elemente elastomerice vibroizolatoare se constată o dependență semnificativă între valorile rigidității dinamice și coeficientul de formă, dependență care se manifestă indiferent de rețeta utilizată pentru materialul de bază. Această concluzie este justificată de micșorarea rigidității dinamice odată cu micșorarea valorii coeficientului de formă.

De asemenea, analiza comparativă a întregului ansamblu de date experimentale relevă faptul că pe măsură ce unghiul α de înclinare a elementului elastomeric antivibratilor crește, domeniul de valori ale rigidității dinamice se restrânge semnificativ, în unele cazuri (amortizor CVA 4-5, figura 5.6.b) valorile corespunzătoare pentru $\alpha = 90^\circ$ fiind aproximativ egale.

Concluzionând rezultatele și observațiile prezentate în acest subcapitol, rezultă importanța deosebită a acestor încercări experimentale, ținând cont de aspectele practice ale utilizării și implementării unor soluții complexe destinate izolării antivibratorii, pe baza acestor elemente elastomerice antivibratile. Se face referire în special la faptul că în condiții reale de exploatare, sarcina dinamică exterioară acționează după mai multe direcții simultan, controlul direcției de aplicare a acesteia fiind dificil de efectuat, iar situația în care această sarcină perturbatoare acționează centric, după direcția corespunzătoare solicitării de compresiune pură, are un caracter preponderent teoretic (destinat în special estimărilor calitative ale comportamentului și cerințelor impuse sistemelor de izolare antivibratorie).

6. CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI PERSPECTIVE

Cercetările efectuate în domeniul controlului vibrațiilor liniare și torsionale au evidențiat categorii de echipamente tehnologice unde optimizarea este imperios necesară. Astfel, ca urmare a unei profunde documentări, sub aspectul performanțelor de fabricație și exploatare, publicate de marile firme din S.U.A., Germania, Franta, Suedia, Italia cât și a consultării publicațiilor de specialitate din țară și străinătate, având în vedere cerințele normative cuprinse în standardele europene și internaționale, cu apariție și aplicare recentă, în cadrul tezei au fost analizate și dezvoltate următoarele direcții de cercetare:

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare

- a) identificarea acțiunilor specifice interacțiunii mașină-mediul pentru compactoarele vibratoare;
- b) evaluarea răspunsului dinamic al mașinii sub influența acțiunilor și eficiența compactării;
- c) stabilirea parametrilor normați, sub forma indicatorilor globali de performanță, în regim dinamic și real de exploatare;
- d) modelarea și evaluarea solicitărilor dinamice torsionale în regim dinamic de șoc la rotirea excavatoarelor cu o cupă.

Ca urmare a unei astfel de abordări pot fi sintetizate atât contribuțiile originale, cât și concluziile finale.

6.1 Concluzii generale

Lucrarea este structurată pe șase capitole, acestea cuprinzând o mare parte din problemele destinate proiectării, cât și exploatării echipamentelor de compactare și a excavatoarelor, sub aspectul obținerii unui nivel superior de performanță.

Complexitatea problemelor abordate este legată atât de numărul mare de factori care pot influența performanța globală a mașinii, cât și de modul de evaluare a acestora. Rezolvarea acestor probleme impune atât utilizarea criteriilor cunoscute în ceea ce privește nivelul de performanță al unui utilaj, cât și introducerea unor noi indicatori de performanță care să caracterizeze evoluția mașinii în regim dinamic real de funcționare, în timpul procesului tehnologic.

Linia de conduită a acestei cercetări urmărește, într-o prima fază, identificarea regimurilor de lucru și a factorilor perturbatori care au ca rezultat producerea efectelor dinamice resimțite în structura metalică și în sistemul de acționare a echipamentului. Realizarea acestui lucru a fost posibilă prin efectuarea unor teste experimentale diversificate având ca obiectiv măsurarea și monitorizarea parametrilor funcționali specifici fiecărui regim de lucru testat și analizat. Astfel, existența și utilizarea, la momentul actual, a unor criterii și indici de performanță, pentru caracterizarea mașinii în regim static, în exclusivitate, nu oferă posibilitatea evaluării caracterului dinamic al regimului de funcționare, specific acestor utilaje, în procesul tehnologic, care să țină seama de interacțiunea echipament-material.

Pe baza analizei de performanță este posibilă caracterizarea și încadrarea în clase de performanță a compactoarelor vibratoare și a excavatoarelor cu mișcări rotaționale rapide.

Aceasta se realizează printr-o coroborare biunivocă între criteriile de performanță definite în regim static și cele definite în regim dinamic. Rezultă că introducerea criteriilor noi de performanță, în regim dinamic real, oferă premisele unei abordări unitare, la nivel global, a echipamentelor, atât ca entitate de sine stătătoare, cât și în interacțiune cu mediul de lucru.

Analizând comportarea echipamentelor în procesul tehnologic, având la bază date experimentale și rezultate numerice obținute prin simulări, pot fi sintetizate următoarele concluzii:

- a) natura acțiunilor perturbatoare influențează comportarea mașinii în timpul procesului tehnologic;

- b) sistemul de acționare a utilajului oferă posibilitatea evaluării globale, atât sub aspect calitativ, cât și sub aspect cantitativ a acțiunilor. Acest lucru se datorează sensibilității și elasticității sistemului de acționare;
- c) evidențierea unor regimuri dinamice variate, poate fi realizată în funcție de etapa tehnologică de lucru, materialul utilizat și parametrii dinamici;
- d) transmiterea forței reziduale atât la compactoare vibratoare, cât și la excavatoare este dependentă de caracteristicile de rigiditate și vâscoase ale structurii echipamentului.

Folosirea indicilor de performanță în regim dinamic de funcționare, în cadrul sistemelor integrate de proiectare, analiză și diagnosticare virtuală - sisteme CAD și CASE, oferă posibilitatea evaluării performanțelor globale ale acestor utilaje încă din faza inițială de concepție. Cele enunțate anterior se constituie într-o justificare suplimentară a noțiunii și a conceptului general de prototip virtual - *virtual prototyping* - oferind un motiv în plus în sprijinul implementării și utilizării pe scară largă a tehnicilor și soluțiilor moderne, integrate și automatizate de inginerie asistată de calculator.

În cadrul analizei au fost adoptate conceptele de "parametri de sinteză" și "eficiență dinamică maximă" ținând seama de următoarele:

- a) analiza de performanță trebuie să țină seama de folosirea unui parametru al carei valori de referință să nu varieze în timpul ciclului de lucru. În acest sens a fost adoptat drept parametru de referință forța transmisă la compactare sau coeficientul dinamic la excavatoare;
- b) ținând cont de multitudinea de variante utilizate pentru sistemul de acționare și de faptul că acestea sunt preponderent de tip hidraulic se poate afirma faptul că puterea consumată este singurul parametru care oferă toate informațiile necesare caracterizării unei comportări globale a mașinii, atât în regim static, cât și dinamic care este dependent de parametrii dinamici;
- c) analiza performanțelor în regim dinamic este justificată pe deplin de faptul că trebuie să se obțină performanțe funcționale ridicate, la puteri instalate cât mai reduse. Deci, criteriile de performanță, trebuie reformulate cu o analiză din punctul de vedere al puterii necesare acționării utilajului în corelație cu regimul dinamic.

Evaluările nivelului de dinamicitate globală a excavatoarelor au o cupă cu efect direct asupra performanțelor de calitate ale acestora. Astfel se poate analiza individual fiecare fază constitutivă a procesului sau întregul proces, pe întreg ciclul de săpare completă.

Scopul principal al analizei evoluției parametrilor vibrațiilor și al coeficienților dinamici specifici fiecărei acțiuni, este acela de a evidenția caracterul profund dinamic al întregului proces de lucru cu echipamentele analizate. Se remarcă faptul că procesele de lucru analizate au un puternic caracter dinamic, iar performanța globală a acestor utilaje este influențată în mod negativ de valorile necorespunzătoare ale forțelor de răspuns. Coeficienții dinamici constituie măsura răspunsului dinamic al utilajului în timpul procesului de lucru, pentru fiecare tip de acțiune considerată separat și înlesnesc caracterizarea gradului de performanță prin însumarea efectelor diferitelor acțiuni.

În final, se poate concluziona că prezenta lucrare a abordat în totalitate, atât obiectivul general, cât și problemele conexe propuse inițial. Astfel în teză sunt

Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare descrise, structurate, fundamentate, atât teoretic, cât și experimental elementele conceptului global de performanță în ceea ce privește comportarea în regim static și dinamic a compactoarelor vibratoare și a excavatoarelor cu o cupă la șocuri de frânare.

Întreaga problematică abordată în teza oferă o imagine de ansamblu privind nivelurile de performanță impuse și obținute pentru echipamentele de construcții cu funcționare rapidă ținându-se cont de acțiunile dinamice specifice procesului tehnologic.

6.2. Contribuții originale

Având în vedere domeniile de cercetare care au stat la baza elaborării metodelor de analiză și sinteză pot fi evidențiate următoarele contribuții originale și anume:

- a) stabilirea conceptului de model interactiv în procesul tehnologic de lucru cu compactoarele vibratoare într-o abordare globală a nivelului de performanță;
- b) modelarea fizică și matematică a mașinii în regim dinamic de compactare pentru variate situații de interacțiune cu mediul de compactat;
- c) modelarea fizică și matematică a mașinii în regim dinamic atunci când rigiditatea terenului se modifică semnificativ;
- d) modelarea fizică și matematică a mașinii în procesul tehnologic atunci când parametrii de vibrație sunt discret variabili;
- e) identificarea și definirea acțiunilor specifice procesului de frânare cu șoc pentru excavatoarele în ciclul de rotație a platformei;
- f) stabilirea răspunsului dinamic al mașinii la acțiunile specifice, folosind parametri de sinteză, sub forma coeficienților dinamici (de suprasolicitare);
- g) conceperea și sistematizarea unui set de indicatori globali de performanță în regim dinamic real de exploatare.

6.3 Perspective

Dirjecțiile viitoare de cercetare se grupează în următoarele trei categorii de investigații cu caracter teoretic, computațional și experimental și anume:

- a) identificarea efectelor tranzitorii în sistemul de acționare (mecanic, hidraulic etc) în vederea minimizării acestora;
- b) analiza comparativ a diferitelor metode și teorii referitoare la controlul parametrilor dinamici esențiali în scopul stabilirii unei soluții optime care să întrunească simultan cel puțin următoarele două condiții și anume :
 - să mențină parametri funcționali ai echipamentului studiat în valorile de referință impuse;
 - să asigure o implementare cât mai facilă indiferent de tipul echipamentului tehnologic și de natura procesului de lucru.
- c) orientarea studiilor cu predilecție spre sistemele de control autonome, auto-reconfigurabile, care să necesite o cât mai redusă influența a factorului uman în procesul decizional.

LISTA LUCRĂRILOR ȘTIINȚIFICE ÎN DOMENIUL TEZEI DE DOCTORAT

A. ARTICOLE/LUCRĂRI PUBLICATE

A.1. Articole indexate BDI

1. Săvulescu, A., Debeleac, C., *Dynamic Loads Due to Torsional Vibrations within Turning System of Hydraulic Excavators. Part I. Analytical and Numerical Approaches*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, 2015, Volumul XII, numărul 2, pp.161-164;
2. Săvulescu, A., *Aspects regarding efficiency, advantages, disadvantages, and breaking points of belts in continuously variable transmission*, The annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle XIV Mechanical Engineering, ISSN 1224-5615, 2013
3. Săvulescu, A., *Aspects regarding general considerations in the study of continuously variable transmission – CVT*, The annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle XIV Mechanical Engineering, ISSN 1224-5615, 2013
4. Săvulescu, A., *Construction of an electrical generator using the finite element analysis in electromagnetism using Ansoft Maxwell-* Volume 9, pag 37-40, Issue No. 2, 2014

A.2. Articole în volumele manifestărilor științifice de specialitate

A.2.1. Articole în volumele manifestărilor științifice internaționale / cu participare străină din România

1. Săvulescu, A., *Dynamic effects caused by the interaction of rotor-blade-wind for wind power generators*, ICSV, T15-RS01, The 22nd International Congress on Sound and Vibration, Florence Italy, paper no. 930, 2015

A.2.2. Articole în volumele manifestărilor științifice din România

1. Săvulescu, A., „*Transmisia forțelor externe și interne prin arbori elastici*”, Al XXI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, SINUC, București, 3-4 decembrie 2014
2. Săvulescu, A., *Echiparea teritoriului rural cu generatoare eoliene de energie electrică pentru dotarea individuală și colectivă*, participare cu lucrare simpozion Facultatea de Inginerie Mecanică Si Mecatronică, Universitatea Politehnică, 2013
3. Săvulescu, A., *Studiu asupra cinematicii și designului C.V.T. folosit la generatoarele eoliene*, Conferinta ICEGD, Universitatea Transilvania din Brașov, 2015

B. COMUNICĂRI, REFERATE

1. Săvulescu, A., Raport științific nr. 1, *Modele reale, fizice și reologice cu funcții de transmitere dinamică a mișcării și răspunsul la vibrații torsionale*, UDJG, FIAB, martie 2014;
2. Săvulescu, A., Raport științific nr. 2, *Răspunsul dinamic al sistemelor de rotație cu arbori elastici și analiza vibrațiilor torsionale*, UDJG, FIAB, iunie 2014;
3. Săvulescu, A., Raport științific nr. 3, *Răspunsul dinamic al sistemului de acționare în regim de motor, pe baza caracteristicilor electromagnetice ale rotorului*, UDJG, FIAB, septembrie 2014.

- Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
4. Săvulescu, A., „*Transmisia forțelor externe și interne prin arbori elastici*”, Al XXI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, SINUC, București, 3-4 decembrie 2014
5. Săvulescu, A., *Studiu asupra cinematici și designului C.V.T. folosit la generatoarele eoliene*, Conferința ICEGD, Univ. Transilvania din Brașov, 2015

BIBLIOGRAFIE

- [1] Alexandrescu, B., Popescu, C., *Mecanica pentru toți*, Colecția Enciclopedia de buzunar, 1981.
- [2] Andersson, K., Sellgren, U. *Reality-driven virtual wheel loader operation*, Proceedings of Virtual Concept 2005, Biarritz, Franta, 2005.
- [3] Anderegg, R., *ACE AMMANN Compaction Expert – Automatic Control of the Compaction*, European Workshop Compaction of Soils and Granular Materials, Paris, pp. 229-236, 2000
- [4] Axinti, G., Axinti, A. S. *Modelarea comportării dinamice a utilajelor pe pneuri ce rulează pe terenuri denivelate*, A XXVIII-a Conferința de Mecanica Aplicată, Targoviste, 2004.
- [5] Axinti, G., Axinti, A., S., *Acționări hidraulice și pneumatice. Dinamică echipamentelor și sistemelor*, Editura Tehnica-Info, Chișinău, 2008;
- [6] Axinti, G., Axinti, A., S., *Acționări hidraulice și pneumatice. Baze de calcul, proiectare, exploatare, fiabilitate și scheme de acționare, Vol. III*, Editura Tehnica-Info, Chișinău, 2009;
- [7] Axinti, G., *Proceduri experimentale. Analiza experimentală asistată de calculator*, Vol. 1, Editura Impuls, București, 2010;
- [8] Axinti, G., *Compendiu de mecanică*, Tehnica-Info, Chișinău, 2008;
- [9] Axinti, G., Năstac, S., Debeleac, C., Axinti A. *About the “pressure resonance” phenomenon in the hydraulic driving systems with rotative motor*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Volumul II, Nr. 1, martie 2005, ISSN 1584-7284, pp.27-32;
- [10] Baușic F., Diaconu C., *Dinamica mașinilor*, Editura Conspress, București, 2000;
- [11] Bausic, Fl., *Dinamica mașinilor de construcții. Bazele modelării*, Editura Matrixrom;
- [12] Bin, Y., Jiao, Z.; Douglas, K., John, L., *High Performance Swing Velocity Tracking Control Of Hydraulic Excavators*, American Control Conference, Philadelphia, 1998, pp. 818–822;
- [13] Bratu, P., *Influența sistemului elastic de amortizare asupra parametrilor dinamici la cilindrii compactori vibratorii*, Teză de doctorat, Institutul de Construcții București, 1980;
- [14] Bratu, P., *Izolarea și amortizarea vibrațiilor la utilaje de construcții*, Editura INCERC, București, 1982;
- [15] Bratu, P., *Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje*, Editura Tehnică, București, 1990;
- [16] Bratu, P. *Vibrații mecanice*. Universitatea “Dunărea de Jos” Galați, 1994;
- [17] Bratu, P., *Vibrații mecanice. Teorie. Aplicații tehnice*, Editura Impuls, București, 1998;
- [18] Bratu, P., *Vibrațiile sistemelor elastice*, Editura Tehnică, București, 2000;
- [19] Bratu, P., *Analiza structurilor elastice. Comportarea la acțiuni statice și dinamice*, Editura Impuls, București, 2011;
- [20] Bratu, P., *Estimation of the internal energy dissipated inside materials with viscous rheological non-linear inertial subjected to harmonic inertial disturbing force*, Int. Conference on Engineering Rheology, ICER, '99, Zielona Gora, 27 – 30 iunie, Polonia, 1999;
- [21] Bratu, P., *Base isolation and dissipation systems subjected to seismic action*, Proc. International Conference „Constructions 2008”, Cluj-Napoca, 9 – 10 May, 2008;
- [22] Bratu, P., *Rheological model of the neopren elements used for base isolation against seismic actions*, Revista Materiale plastice, vol. 46, nr. 3, sept. 2009;
- [23] Bratu, P., *Mecanică sistemelor deformabile*. Ed. Impuls, București, 2006.
- [24] Bratu, P., *Elastic and damping parameters for vibration insulation system*, INTER-NOISE 2010, the 39th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Lisbon, Portugal, 13-16 June, 2010;
- [25] Bratu, P., *Dynamic response features at seismic actions for buildings provided with passive base isolation*, International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV), 18th

- Adrian Săvulescu - *Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare* International Congress on Sound and Vibration (ICSV 18), Rio de Janeiro, Brazil, 10 -14 July 2011;
- [26] Bratu, P., Alexandru, C., *Compare analysis of dynamic response of an elastic-dissipative system with Voight-Kelvin or Maxwell Rheological behaviour*, 20th ICSV, Bangkok, 7-11 nov., 2013;
- [27] Bratu, P., Căpătână, G.F., Debeleac, C., *Analiza raspunsului dinamic al unui rulou vibrator în interacțiune cu sistemul rutier*, A X-a Sesiune de comunicari stiintifice a Catedrei de Mecanică tehnică și Mecanisme (SIMEC), Bucuresti, 31 Martie, ISSN 1842-8045, 2011;
- [28] Bratu, P., *Stabilirea regimului dinamic de funcționare a cilindrilor compactori vibratorii cu două trepte de amortizare*, Studii și cercetări INCERC, nr. 5, 1974;
- [29] Bratu, P. *Analiza dinamică a echipamentelor cu arbori elastici*, Editura Universitatii "Dunarea de Jos" Galati, 2001.
- [30] Bratu, P., *Dinamica mașinilor cu arbori elastici*, Institutul de Construcții București, 1988.
- [31] Bratu, P., *Dinamica echipamentelor cu arbori elastici*, Univ. "Politehnica" București, 1994.
- [32] Bratu, P. *Proiectarea tehnologică și funcțională a mașinilor de construcții*, Universitatea "Dunarea de Jos" din Galati, 1997.
- [33] Bratu, P., Vasile, O., *Analysis of systemic compatibility of equipment with inertial vibrators powered by electric motors*, The Annual Symposium of the Institute of Solid Mechanics SISOM 2012 and session of the Commission of Acoustics Bucharest, May 30-31, 2012;
- [34] Bratu, P. *Analiza spectrală a acțiunilor impulsive la structuri elastice*, Comunicare la al IX-lea Simpozion Național de Utilaje de Construcții, UTCB, București, 11 - 12 dec, 2003;
- [35] Bratu, P., Mihalcea, A., *Solicitări vibratorii torsionale la mecanismul de rotire al excavatoarelor hidraulice*, Proc. of The 3th Technical Multibranch Seminary, Braila, 1997;
- [36] Bratu, P., Debeleac, C., *The analysis of vibratory roller motion*, Proceedings of the VII International Triennial Conference Heavy Machinery – HM 2011, Session Earth-moving and transportation machinery, pp.23-26, ISBN 978-86-82631-58-3, Vrnjačka Banja, Serbia, 29 June -2 July, 2011;
- [37] Borkowski, W., Konopka, S., Prochowski, L. *Dynamika maszyn roboczych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1996;
- [38] Barber F.L., *Vibrations problems of rotating machinery due to coupling misalignments*, MSc Thesis, MIT, 1988;
- [39] Cautes, Gh., Oproescu, Gh. *Ecuatii diferentiale. Aplicatii la studiul dinamicii sistemelor elastice*, Editura Zedax, 2002;
- [40] Casoli, P., Pompini, N., Riccò, L., *Simulation of an Excavator Hydraulic System Using Nonlinear Mathematical Models*, Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering 61(2015)10, 583-593, 2015;
- [41] Căpătână, G.F., Debeleac, C., Năstac, S., *On Dynamics of Vibratory Compactors based on Complex Interaction with Terrain*, Annual Symposium Of The Institute Of Solid Mechanics - SISOM 2011 And Symposium of Acoustics, Academy Of Technical Sciences, Commission of Acoustics of Romanian Academy, Bucharest, Romania, May 26-27, 2011;
- [42] Căpătână, G., *Analiza comportării dinamice a rulourilor compactoare vibratoare pentru lucrări de drumuri*, Teză de doctorat, UDJG, 2013;
- [43] Căpătână, G.F., *Analytical and computational assessments în vibratory compaction process*, The 4th International Conference „Advanced Engineering în Mechanical Systems”-ADEMS, 24-25 Octombrie, Cluj, 2013;
- [44] Debeleac, C. *Non-linear Approaches on Dynamics of Multibody Mechanical Systems with Advanced Computing Tools*, 10th WSEAS Int. Conf. on AUTOMATION & INFORMATION (ICAI'09), Cehia, Prague, Martie 21-23, 2009, pp. 120-126;
- [45] Debeleac, C., Năstac, S. *On Non-linear Characteristics Evaluation of Vibratory Tool and Terrain Interaction for Embankment Works*, PAMM, Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, ISSN 1617-7061, INSPEC (IET), 8 June 2012;

- Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
- [46] Debeleac, C., Năstac, S., *Stochastic Approaches of Nonlinear Model-Based Simulations for Vibratory Compaction Process*, PAMM, Special Issue: 85th Annual Meeting of the International Association of Applied Mathematics and Mechanics (GAMM), Erlangen 2014, Editors: P. Steinmann and G. Leugering, Volume 14, Issue 1, pages 749–750, December 2014;
- [47] Debeleac, C., Simionescu, C., Năstac, S., *Functional Assessments of Dynamics of the Vibratory-Driven Equipments with Belt Transmissions*, 2014, *Applied Mechanics and Materials*, 657, pp.460-464;
- [48] Debeleac, C., *Cap. 4 On computational dynamics of tool - soil interaction*, Research Trends în Mechanics, vol. 4, Editura Academiei Romane, Bucuresti, 2010, pag.83-108;
- [49] Debeleac, C., *Interațiunea echipament - mediu și modelare dinamică*, Editura Galati University Press - GUP, ISBN 978-606-696-022-9, 143 pag., 2015;
- [50] Debeleac, C., Axinti, G., *Sinteze de mecanică newtoniană cu aplicații. Vol. III Dinamica*, Editura Galati University Press - GUP, ISBN 978-606-696-023-6, ISBN 978-606-696-026-7, 168 pag., 2015;
- [51] Drăgan, N., *Dinamica Mașinilor*, suport curs, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, Brăila, 2006;
- [52] Drăgan, N., *Analiza dinamică a echipamentelor cu arbori elastici*, suport curs, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, Brăila, 2006;
- [53] Drăgan, N., *The analysis of the torsional springs inertia influence on the resonance characteristic of the elastical mechanical systems*, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati, Fascicle XIV Mechanical Engineering, ISSN 1224-5615, 2006.;
- [54] Anghelache, D., Leopa, A., Debeleac, C., N., Dragan, N., *Heavy excavating machines dynamics of the bucket lifting mechanism*, Proceedings of "trans & MOTAUTO'05+" Conference Veliko Tarnovo 23-25 November 2005, vol. 3 "Mechanics, dynamics, strenght and reliability. Theory of machines and mechanisms", ISBN 954-9322-11-4, Sofia 2005, pag. 142;
- [55] Leopa, A., Dragan, N., Anghelache, D., Debeleac, C., *The influence of nonlinear damping on dynamic action equipment*, Proceedings of "trans & MOTAUTO'05+" Conference Veliko Tarnovo 23-25 November 2005, vol. 3 "Mechanics, dynamics, strenght and reliability. Theory of machines and mechanisms", ISBN 954-9322-11-4, Sofia 2005, pag. 135;
- [56] Dumitrescu, I., Jula, D., Itu, V., *Study of improvement of rotation mechanism ball of EsRc-1400 rotor excavator*, Annals of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal Of Engineering, Tome IX (Year 2011), Fascicule Extra, ISSN 1584 – 2673;
- [57] Ehsan Rezazadeh Azar, Chen Feng, Vineet R. Kamat, *Feasibility of in-plane articulation monitoring of excavator arm using planar marker tracking*, ITcon Vol. 20 (2015), pp.213-229;
- [58] Filla, R., Palmberg, J. *Using dynamic simulation în the development of construction machinery*, The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, Tampere, Finland, May 7-9, 2003;
- [59] Gawlik, A., *Energy recovery system for excavators with movable counterweight*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 20, No. 2, 2013;
- [60] Gui Ju-Zhang, Cai Yuan-Xiao, Qing-Tan and You Yu-Mo, *Simulation and optimization of hydraulic excavator's working device based on MATLAB*, Journal of Chemical and Pharmaceutical Research, 2014, 6(3); pp.245-250;
- [61] Georgiev, T., Nikolov, V., Atanasov, V., *The Estimation of Mass Moment of Inertia on an Equipment - Modelling and Optimisation*, RECENT, Vol. 9, no. 2(23), 2008, pp.22-27;
- [62] Ghinea M., Fireșteanu V., *Matlab. Calcul numeric. Grafică. Aplicații*, Editura Teora, 2006;
- [63] Gușă G. Adriana Carmen (Alexandru), *Analiza performanței sistemelor elastice și disipative de izolare dinamică la acțiuni seismice sau vibratorii*, Teză de doctorat, UDJG, 2015;
- [64] Horst Konig, *Maschinen im Baubetrieb. Grundlagen und Anwendung*, Vieweg+Teubner, 2008

- Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
- [65] Jovanović, V., Janošević, D., Petrović, N., *Analysis of slewing bearing load of a rotating platform drive in hydraulic excavators*, Tehnički vjesnik 21, 2(2014), pp.263-270;
- [66] Jian-Xin, Z., Cheng-Yun, Y., Huo-Yan, H., Xiang-Fu Z., *Reducing-resistance mechanism of vibratory excavation of hydraulic excavator*, J. Cent. South Univ. Technol. 15(2008), pp. 535-539;
- [67] Lazarević, O., Batinić, V., Đurković, S., *Determining Natural Frequencies And Types Of Free Oscillations Of The Part Of Excavator By Applyingfinite-Element Method*, The Proceedings of the International Scientific Conference on Defensive Technologies OTEH 2012, Serbia, 2012;
- [68] Leopa, A., Debeleac, C., Nastac, S. *Simulation of Vibration Effects on Ground Produced by Technological Equipments*, 12th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM2012 Conference Proceedings, Vol. 5, ISSN 1314-2704;
- [69] Leopa A., Nastac S., *The Impulsive Loadings Characterization, a Needful Stage in Dynamic Processes Simulation*, The Proceedings of the 7th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 22-24 April 2010, Tallinn, Estonia, Editor R. Kyttner, ISBN 978-9985- 59-982-2, pp.25-29;
- [70] Leopa, S. Nastac, *The Monitoring of the Technological Equipments by the Technological Process Specific Parameters*, MATHEMATICAL and COMPUTATIONAL METHODS, The Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on MATHEMATICAL and COMPUTATIONAL METHODS in SCIENCE and ENGINEERING (MACMESE '09), Morgan State University, Baltimore, USA, ISSN: 1790-2769, ISBN: 978-960-474-133-5, pp.150-154;
- [71] Leopa A., Nastac S., *Dynamical Response Analysis oa a System with One Degree of Freedom Stresses by the Different Pulse Excitation Functions*, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati, Fascicle XIV Mechanical Engineering, ISSN 1224-5615, vol.2, 2010, pp.71-74;
- [72] Li Yuanzhao and Wang Shuyan, *Inertia moment calculation of work devices of hydraulic excavator*, Construction Machinery and Equipment, Vol. 26, no. 12, pp.5-10, 1995;
- [73] Liu Xiangqi, Han Beibei, Zhu Zefei, *Modeling and Control on the Synchrodrive Rotary System with Dual Motor*, The 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, October 25-30, 2015;
- [74] Mihăilescu, Șt., Bratu, P., Goran, V., Vlădeanu, A., Aramă, Ș., *Mașini de Construcții, Vol.2*. Editura Tehnică, București, România, 1985;
- [75] Mihăilescu, Șt., Goran, V., Bratu, P. *Mașini de construcții : Constructia, calculul și încercarea mașinilor pentru lucrari de pamant*, Vol. 2, Editura Tehnica, Bucuresti, 1985.
- [76] Mihăilescu, Șt., Zafiu, Gh., Gaidoș, A., Bratu, P., Vlădeanu, A., Mihăilescu, S., *Tehnologii și utilaje pentru executarea, întreținerea și reabilitarea suprastructurilor de drumuri. Executarea suprastructurilor de drumuri*, Editura Impuls, Vol. I, București, 2005;
- [77] Năstac, S., Debeleac, C., Simionescu, C., *Dynamic Diagnosis of Elastic Coupling Transmissions of Technological Equipments Based on Joint Time-Frequency Evaluations*, Applied Mechanics and Materials, 657, pp.465-469;
- [78] Năstac, S., *Analiza numerică cu aplicații în ingineria mecanică*, Editura Impuls, Bucuresti, 2004, ISBN 973-8132-45-2;
- [79] Năstac S., Leopa A., *Comparative Analysis of Visco-elastic Models with Variable Parameters*, Analele Universitatii "Eftimie Murgu" Resita, ANUL XVII, NR. 1, 2010, ISSN 1453 - 7397, pp. 227-232;
- [80] Oproescu, Gh., Năstac, S. *Elemente de modelare numerica*, Ed. Libertatea, Braila, 2000;
- [81] Proctor, R. R., *Fundamentals principles of soil compaction*, Engineering news-record. Vol. 111, No. 9, 245-248, 1933;
- [82] Panfiloiu, Gh., *Sistem informatic pentru analiza modelelor reologice*, Teză de doctorat, Facultatea de Inginerie din Brăila , Universitatea Dunărea de Jos din Galați, 2013
- [83] Petrea I., Necula C., *Echipamente de lucru adaptabile și interschimbabile pentru excavatorul hidraulic cu o cupă*, Editura Evrika, 1999;

- Adrian Săvulescu - Controlul vibrațiilor de răspuns la echipamentele tehnologice în regim dinamic de funcționare
- [84] Rădoi M., Deciu E., *Mecanica*, E.D.P., 1981;
- [85] Săvulescu, A., Rap științific nr. 1, *Modele reale, fizice și reologice cu funcții de transmitere dinamică a mișcării și răspunsul la vibrații torsionale*, UDJG, FIAB, martie 2014;
- [86] Săvulescu, A., Raport științific nr. 2, Răspunsul dinamic al sistemelor de rotație cu arbori elastici și analiza vibrațiilor torsionale, UDJG, FIAB, iunie 2014;
- [87] Săvulescu, A., Raport științific nr. 3, *Răspunsul dinamic al sistemului de acționare în regim de motor, pe baza caracteristicilor electromagnetice ale rotorului*, UDJG, FIAB, septembrie 2014;
- [88] Săvulescu, A., Debeleac, C., *Dynamic Loads Due to Torsional Vibrations within Turning System of Hydraulic Excavators. Part I. Analytical and Numerical Approaches*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, 2015, Volumul XII, numărul 2, pp.161-164;
- [89] Săvulescu, A., *Dynamic effects caused by the interaction of rotor-blade-wind for wind power generators*, The 22nd International Congress on Sound and vibration, Florence Italy, 2015
- [90] Săvulescu, A., *Aspects regarding efficiency, advantages, disadvantages, and breaking points of belts in continuously variable transmission*, The annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle XIV Mechanical Engineering, ISSN 1224-5615, 2013;
- [91] Săvulescu, A., *Aspects regarding general considerations in the study of continuously variable transmission – CVT*, The annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle XIV Mechanical Engineering, ISSN 1224-5615, 2013;
- [92] Săvulescu, A., *Construction of an electrical generator using the finite element analysis in electromagnetism using Ansoft Maxwell-* Volume 9, pag 37-40, Issue No. 2, 2014;
- [93] Săvulescu, A., *Transmisia forțelor externe și interne prin arbori elastici*, Al XXI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, SINUC, București, 3-4 decembrie 2014;
- [94] Săvulescu, A., *Echiparea teritoriului rural cu generatoare eoliene de energie electrică pentru dotarea individuală și colectivă*, participare cu lucrare simpozion Facultatea de Inginerie Mecanică Si Mecatronică, Universitatea Politehnică, 2013;
- [95] Săvulescu, A., *Studiu asupra cinematicii și designului C.V.T. folosit la generatoarele eoliene*, Conferinta ICEGD, Universitatea Transilvania din Brașov, 2015;
- [96] Soon-Kwang Kwon, Jae-Jun Kim, Young-Man Jung, Chan-Se Jung, Chang-Don Lee and Soon-Young Yang, *A hydraulic simulator for an excavator*, Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA 2008, September 15-18, 2008;
- [97] Tadeusz, S., Damian, D., Mariusz, S., *Evaluation of load distribution in the superstructure rotation joint of singlebucket caterpillar excavators*, Automation in Construction, 17, 3(2008), pp. 218–223;
- [98] Vlădeanu Alexandru, Vlădeanu Gabriela, *The control of the bucket position at the hydraulic excavators with backhoe attachment*, SISOM 2011 and Session of the Commission of Acoustics, Bucharest 25-26 May, 2011;
- [99] Zhao Hu, Jīn Zhengfu, Quan Long, *Digital Simulation Research on the Dynamic Performance of Closed Slewing System for the Hydraulic Excavator*, Advances in Information Sciences and Service Sciences (AISS) Vol 5, No 4, Feb 2013, pp.995-964;
- [100] Zeveleanu, C., Bratu, P., *Vibrații neliniare*, Ed. Impuls, București, 2001;
- [101] Xujuan, Y., Zonghua, W., Zhaojun, L., Ganwei, C., *Dynamic modeling of the torsional vibration of the slewing mechanism of a hydraulic excavator*, Applied Mechanics and Materials, Vols. 253-255, 2013, pp. 2102-2106;
- [102] Yang Zhihe, Hu Xuhuai, Guo Guangqi, *Research on Torsional Vibration Monitoring System of Steam Turbine Generator Unit*, Journal of Convergence Information Technology(JCIT), Volume 8, Number 6, Mar 2013;
- [103] Wachel (Buddy) J.C., Szeñași F.R., *Analysis of torsional vibrations in rotating machinery*, Proceeding of the 22nd Turbomachinery Symposium, pp.127-151;
- [104] Brevet nr 80484/1982/Romania - *Stand pentru determinarea caracteristicilor mecanice ale cauciucului*;
- [105] Brevet nr 74754/1980/Romania - *Stand pentru măsurarea forței perturbatoare*.