

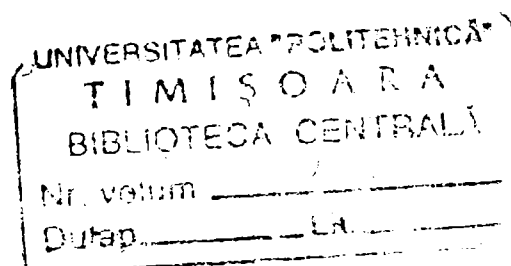
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE MECANICĂ

TEZA DE DOCTORAT

**CONSIDERAȚII ASUPRA
ÎNCERCĂRILOR DE
LABORATOR LA VIBRAȚII**

Ing.Gheorghe LUCA

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC,

Prof.dr.doc.ing.Gheorghe SILAȘ
Membru corespondent al Academiei Române

Prof.dr.ing.Doina DRĂGULESCU
Membru corespondent al Academiei de Științe Tehnice

- Timișoara 2001 -

NOȚIUNI GENERALE ASUPRA ÎNCERCĂRILOR LA VIBRAȚII ÎN LABORATOR

1.1. Scopul încercărilor de laborator

În mod obișnuit, încercările de laborator sunt folosite pentru determinarea capacității utilajelor de a rezista rigorilor șocurilor și vibrațiilor întâlnite în timpul funcționării reale.

Scopul încercărilor de verificare din laborator este de a stabili dacă echipamentul sau o parte a lui va funcționa corespunzător și va avea o durată de funcționare potrivită în condițiile de mediu date. Dacă se cunosc condițiile de mediu, o reproducere exactă în laborator este, în principiu, o operație logică ce trebuie să satisfacă următoarele cerințe [H.2]:

- a) - echipamentul va fi încercat numai într-un anumit loc, la o anumită mașină de încercat; care să reproducă condițiile naturale;
- b) - condițiile de mediu ale locului în care va funcționa echipamentul trebuie să fie asigurate cu o confidență ridicată;
- c) - să existe echipament de încercare pentru reproducerea în laborator a condițiilor de mediu măsurate în timpul funcționării reale.

Reproducerea și simularea reprezintă extreme în încercările de laborator. În principiu, efectul unei reproduceri exacte a condițiilor de mediu asupra echipamentului este simplu și direct: dacă condițiile de mediu reproduse sunt identice cu cele originale, ele vor produce aceleași deteriorări. Efectul unor condiții similare nu este evident imediat, el poate fi stabilit analitic sau experimental. Natura și severitatea încercărilor de laborator sunt ajustate, modificate, astfel încât, în final, să se observe aceleași efecte ca în cazul funcționării reale.

O importanță deosebită, în cazul încercărilor la vibrații o prezintă realizarea unor standuri sau dispozitive complexe, cu ajutorul cărora să se reproducă, în laborator, pe cât posibil, condițiile reale de funcționare a unor aparate, părți componente ale unor mașini, utilaje, etc. Se pot determina în acest mod unele caracteristici mecanice și vibraționale ale acestora.

Pentru ca măsurătorile de vibrații să îndeplinească anumite condiții: obiectivitate, repetabilitate, corectitudine, rapiditate, economicitate, au fost stabilite anumite "specificații" internaționale privind regimul încercărilor:

- normele IEC 68-2-6 Test 2F pentru echipament electronic
- normele engleze BS2011, 3G100 și DEF133
- standardele americane MIL-STD-810 și MIL-STD-202C
- normele și recomandările de evaluare ale vibrațiilor unei mașini rotative ISO 2372&2373
- recomandarea germană VDI 2056
- recomandarea engleză BS 4675 1971
- recomandarea germană DIN 45 665 1968

Dezvoltarea explozivă a tehnicii de calcul poate practic exclude realizarea standurilor experimentale, deoarece modelarea computerizată oferă o infinitate de regimuri de încercare pe modele de echipamente în condiții practic identice cu cele reale.

1.2. Metode pentru încercări de laborator

1.2.1. Incercări la vibrații armonice

Vibrațiile sinusoidale, armonice se întâlnesc mai puțin în practică în formă pură [H.2], [B.33], [B.10], [B.20], [B.14], [B.6]. Totuși, în cazuri particulare, se realizează încercări la vibrații de acest gen deoarece sunt mai ușor de efectuat într-o gamă foarte largă de frecvențe, amplitudini, accelerații și forțe perturbatoare.

Pentru a se alege regimul corespunzător de încercări, se fac mai întâi măsurători de vibrații pe mai multe aparate, instalații similare, în diferite condiții de funcționare. Din analiza vibrogramelor se obțin amplitudinile maxime și frecvențele corespunzătoare (fig.1.1) pentru care se trasează curba înfășurătoare, sub formă de segmente, ce stabilesc nivelul maxim de vibrație la care trebuie efectuate încercările la fiecare frecvență.

După ce se stabilește relația amplitudine-frecvență, se impune alegerea legii de variație în timp a frecvenței, bazată pe o valoare impusă a durabilității, corelate în timpul încercării de laborator și cu nivelul eforturilor unitare dinamice.

Baleiajul frecvenței se face automat după o lege logaritmică (fig.1.2.a) sau liniară (fig.1.2.b). Baleiajul logaritmic impune o viteză mai mare de baleiaj în domeniul frecvențelor înalte pentru a nu suprasolicita structura de încercare, iar baleiajul liniar se folosește în cazul structurilor slab amortizate, unde este necesară o rezoluție mai bună la frecvențe înalte.

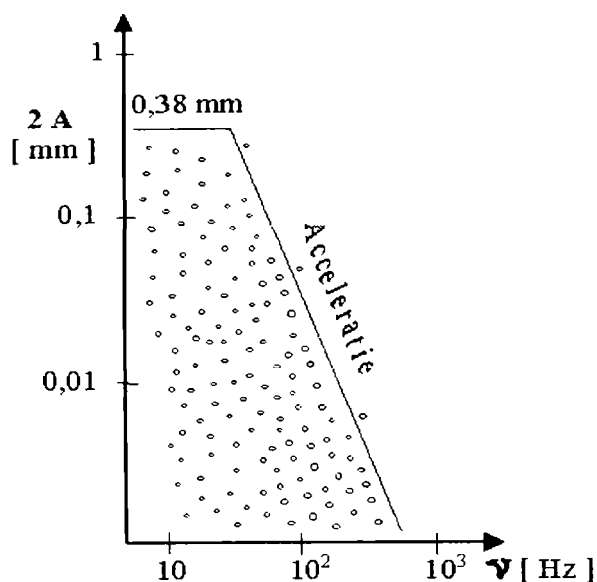


Fig.1.1. Diagrama amplitudine maximă -
frecvență

oscilator acționează, prin intermediul unui amplificator de putere, bobina mobilă a unui vibrator electrodinamic sau valva de control a unui vibrator electrohidraulic.

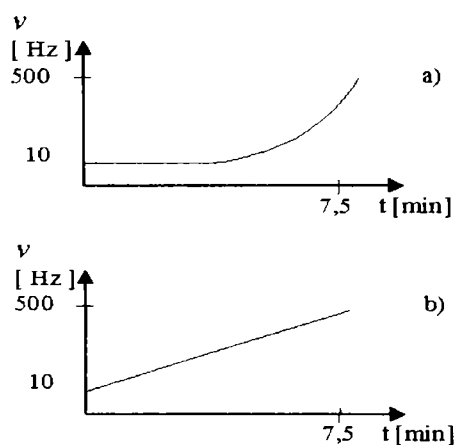


Fig.1.2. Diagrama de baleiaj în timp a
frecvenței a) lege logaritmică; b) lege
liniară

este folosit pentru a modifica automat câștigul unui amplificator de control, dispus între oscilator și amplificatorul de putere. Circuitul de reacție mai conține un amplificator de măsură și un detector de amplitudine.

Deoarece semnalul de reacție este de curent alternativ, iar reglarea se realizează menținând constantă o valoare medie a vibrației, în circuitul de reacție se face o redresare și o filtrare pentru obținerea unei valori medii,

În fig.1.3 sunt prezentate principalele componente ale unui montaj folosit la încercări în regim armonic [B.23].

Semnalul sinusoidal de excitație este generat de un oscilator a cărui frecvență poate fi reglată manual sau de la un generator de bătăi. Modificarea frecvenței sau a amplitudinii se poate face manual sau automat, în funcție de necesități. Oscilatorul este generat de un generator de bătăi care este capabil să lucreze în regim liniar sau logaritmic în sensul creșterii sau scăderii frecvenței sau alternant între limitele stabilite anterior.

În schemele cele mai simple semnalul de ieșire din

Pentru a menține nivelul de vibrație impus de specificațiile de încercări, odată cu baleiajul frecvenței trebuie variat nivelul semnalului produs de oscilator (valoarea tensiunii de alimentare a vibratorului).

În cazul unor viteze mari de baleiaj ale frecvenței și cu mai multe trepte de rezonanță se recurge la o legătură de reacție.

Semnalul de reacție se obține de la un captor de vibrații montat pe masa vibratorului sau într-un punct de referință al structurii încercate și

rezultând o tensiune constantă (continuă) care acționează amplificatorul de control.

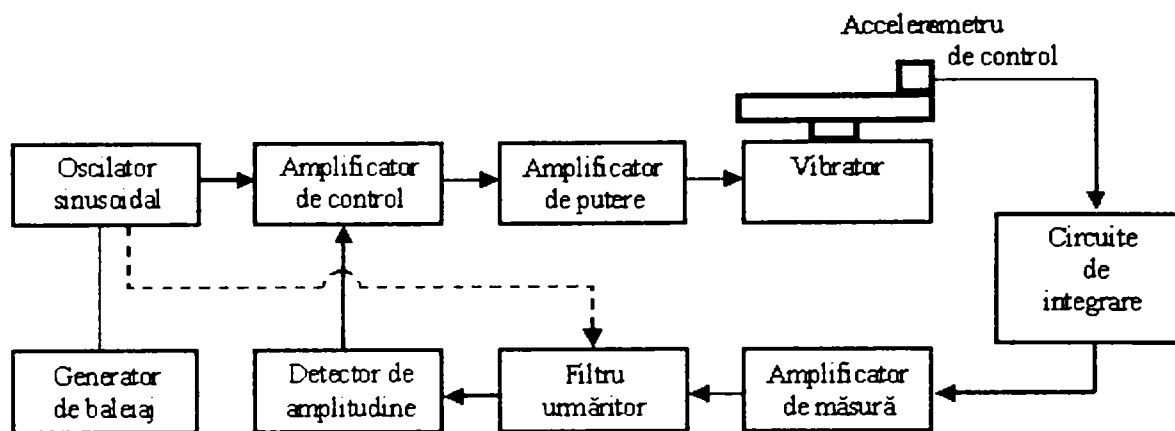


Fig.1.3. Componentele principale ale unui montaj pentru încercări de vibrații

Reglarea se face astfel încât, atunci când amplitudinea vibrației tinde să crească și deci crește tensiunea semnalului dat de traductorul de control, puterea semnalului de intrare în vibrator scade automat, până ajunge la nivelul vibrației anterior creșterii. Viteza de reglare ridică probleme legate de viteza de baleiaj a frecvenței și de mărimea distorsiunilor admise.

În general se impune ca viteza de reglare să fie mai mare ca viteza cu care sistemul intră în rezonanță. Pentru a avea distorsiuni mici, se alege o viteză mică de baleiaj și de reglare.

Filtrul urmăritor, a cărui frecvență centrală este comandată de oscilator, este introdus atunci când neliniaritățile structurale determină apariția unor distorsiuni în semnalul de reacție [B.23].

O îmbunătățire a schemei din fig.1.3 se poate face în sensul trecerii automate de la "controlul prin deplasare" la "controlul prin accelerație" (fig.1.1). Se folosesc în acest caz două amplificatoare de măsură:

- un amplificator pe care se înregistrează nivelul deplasării este legat de un captor de deplasări (sau de accelerometrul de control), prin intermediul unei rețele de integrare, care dă un semnal proporțional cu deplasarea;
- un amplificator pe care se reglează nivelul accelerației este legat direct de un accelerometru.

Comutarea de la un amplificator la altul este comandată de un selector de nivel, atunci când frecvența de baleiaj devine egală cu "frecvența de trecere" la care cele două nivele coincid.

Montajele de încercări la vibrații se mai prevăd cu circuite de protecție care asigură oprirea încercării atunci când circuitul de reacție pierde controlul asupra vibratorului (cablu rupt, legătura defectă, rezonanță neprevăzută).

1.2.2. Încercări de vibrații aleatoare de bandă largă

Necesitatea acestor tipuri de încercări au apărut odată cu dezvoltarea avioanelor cu reacție, la care excitația produsă de jetul de gaze sau de turbulența aerului are un pronunțat caracter nedeterminist.

Avantajele acestui tip de încercări constau în excitarea simultană a mai multor rezonanțe de structuri de încercat, ceea ce permite considerarea interacțiunii acestora și faptul că durata încercării este mult diminuată față de cea a încercărilor cu baleiaj de frecvență.

Schema instalației de încercat este prezentată în fig.1.4 [B.23].

Semnalul produs de un generator de zgomot aleator este trecut prin filtre de bandă îngustă (cu frecvențe centrale diferite) care împart spectrul continuu al semnalului în benzi convenabile.

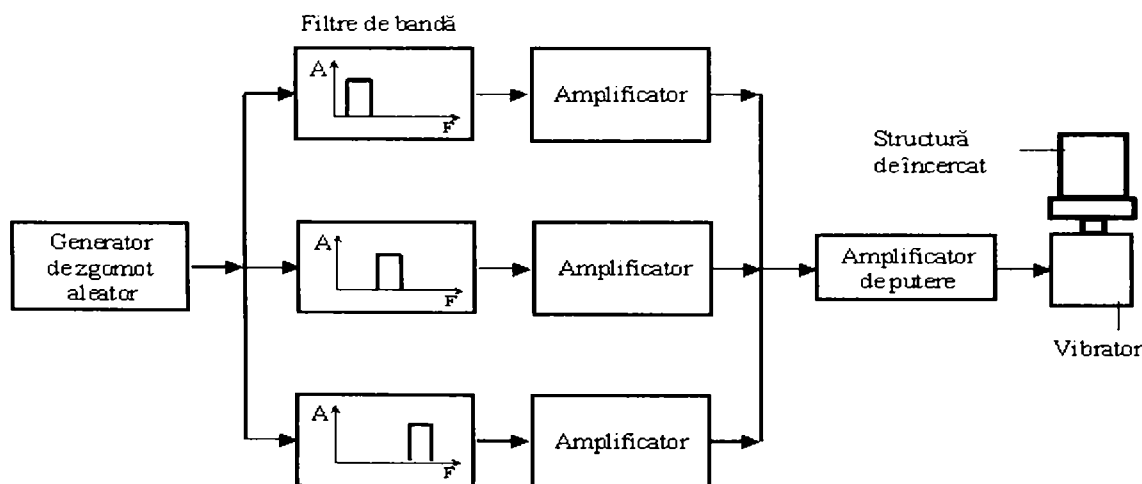


Fig.1.4. Schema instalației de încercat la vibrații aleatoare

Semnalele electrice de bandă îngustă rezultate trec prin amplificatoare astfel reglate încât prin însumarea ulterioară a semnalelor parțiale se sintetizează un semnal de bandă largă al cărui spectru este conform "specificațiilor" de încercare.

După trecerea prin amplificatorul de putere, semnalul acționează bobina unui vibrator electrodinamic ce pune în mișcare structura de încercat.

1.2.3. Încercări la vibrații aleatoare de bandă îngustă

Acest tip de încercări, cu baleiaj de frecvență, a apărut ca o particularitate a încercărilor la vibrații aleatoare cu bandă largă, având următoarele avantaje principale [B.23]:

- aceleași nivele de vibrații se pot obține cu amplificatoare de putere și vibratoare mai mici decât la încercarea cu bandă largă
- caracterul statistic al semnalului de probă se menține
- controlul nivelului vibrațiilor se face simplu

Dezavantajele legate de durata mai mare de încercare și încercarea secvențială a rezonanțelor pot fi înlăturate parțial prin folosirea unor încercări accelerate și a baleiajului multiplu.

Pentru a avea același număr de cicluri de solicitare la o anumită rezonanță este necesar baleiajul logaritm [B.23], [H.2], ca și la încercarea cu semnale de bandă largă.

Pentru a avea același număr de cicluri de solicitare la orice creștere a nivelului tensiunii, comparativ cu încercarea cu bandă largă, se folosesc filtre ce realizează creșterea cu frecvența a valorii eficace a nivelului vibrației [B.23], [H.2].

Pentru a avea aceeași distribuție a probabilității valorilor maxime în jurul valorii eficace a nivelului de încercare, se folosesc metode grafice [B.23], [H.2].

1.2.4. Încercări la șocuri

Primele încercări la șocuri s-au făcut pe mașini speciale de tip ciocan, pendul sau prin cădere liberă, urmărindu-se realizarea unor șocuri cu undă simplă, complet reproductibile [B.23], [B.20], [B.10], [H.3].

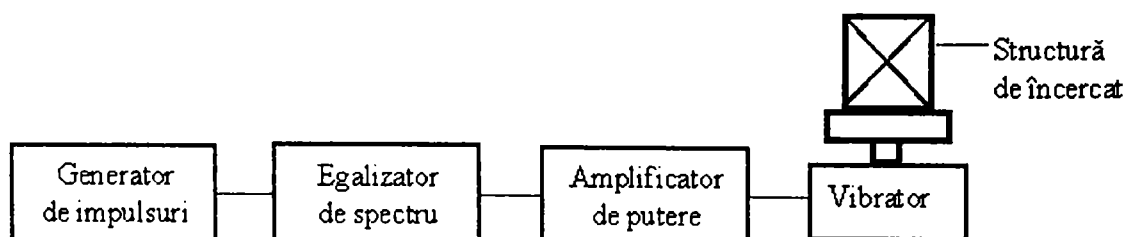


Fig.1.5. Schema bloc a metodei sintetizării spectrului de șoc

Ulterior s-a pus problema realizării unor șocuri complexe cu formă de undă mai complicată, folosind metoda sintetizării spectrului de șoc (fig.1.5).

Prin însumarea semnalelor de ieșire ale unui set de filtre se obține un semnal tranzitoriu, având aspectul de șoc cu forma dorită, care, după ce este amplificat, acționează un vibrator electrodinamic.

1.3. Alegerea generatoarelor de vibrații pentru diferite încercări

Generatoarele de vibrații se aleg în funcție de tipul de încercare la care este supusă structura respectivă, pentru fiecare gen de încercare fiind indicat tipul cel mai potrivit de generator.

1.3.1. Producerea unei mișcări rectilinii armonice pentru etalonarea traductorilor de vibrații

Producerea vibrațiilor armonice pentru etalonarea și pentru determinarea amplitudinii și a frecvenței vibrației generate este destul de dificilă din cauza abaterilor ce apar: armonice suplimentare, mișcări laterale, de rotație, lipsa unei rigidități perfecte a masei vibratoare, etc. De aceea mașina vibratoare proiectată special pentru etalonare are utilizări limitate în încercări generale de vibrații, deoarece trebuie să fie proiectată pentru a corespunde sarcinilor mici de probă. Caracteristicile sale mecanice trebuie să asigure în principal: [B.23], [H.2]

- mișcări armonice fără distorsiuni;
- mișcare rectilie, perpendiculară pe suprafața masei vibratoare, fără alte mișcări;
- masă rigidă pentru toate sarcinile prevăzute, la toate frecvențele de lucru;
- variația continuă a frecvenței și amplitudinii mișcării în anumite limite specificate, ușor reglabile în timpul funcționării;
- masă care să rămână la temperatura ambiantă și să nu fie nevoie să primească sau să cedeze căldură, indiferent de mediul ambiant;
- suprafața de fixare pe masă fără perturbații electromagnetice;
- mișcarea orizontală, precum și verticală dacă este necesar;
- caracteristici care să permită folosirea unor metode de etalonare absolute, atunci când se etalonează traductorii;

- date care să poată fi folosite pentru definirea vibrației impuse traductorului.

Dacă este necesară o gamă de frecvențe de etalonare între 5 și 10.000 Hz, atunci vibratorul electrodinamic este soluția aproape ideală.

Pentru etalonări la frecvență înaltă (1.000 Hz - 20.000 Hz) și de accelerații mari, vibratorul piezoelectric este cel mai avantajos. El nu se folosește la frecvențe mici datorită valorilor mici ale amplitudinilor care se măsoară cu dificultate.

1.3.2. Determinarea modurilor naturale de vibrație ale unei structuri

Pentru toate modurile naturale care interesează la o anumită structură se determină, de obicei, frecvența, forma mișcării și factorul de amortizare. În mod obișnuit, caracteristicile dinamice ale unei structuri sunt determinate când mașina funcționează la nivele de vibrație mici în comparație cu cele de deteriorare.

Dacă, în cazuri speciale, există caracteristici neliniare ce urmează să fie determinate, sunt necesare nivele de încercare foarte apropiate de cele de funcționare.

Se acționează cu forțe vibratoare într-unul sau mai multe puncte ale structurii, aceasta fiind suspendată în mod corespunzător. Generatoarele de vibrații utilizate trebuie să aibă următoarele caracteristici [B.23], [H.2]:

- a) Prin fixarea excitatorului de structură trebuie să rezulte numai modificări dinamice neesențiale ale caracteristicilor de vibrație ale structurii; pentru aceasta, masa, rigiditatea și amortizarea introduse de excitator trebuie să fie mică în comparație cu valorile efective ale structurii în punctul de atașare;
- b) Forța și frecvența trebuie să fie ușor reglabile de către operator, dintr-o poziție îndepărtată de excitator; dacă structura este mare, este util să se folosească o stație portabilă de reglare a frecvenței și amplitudinii; dacă dispozitivul de reglare a forței este la o anumită poziție, este necesar ca forța să rămână constantă, independent de frecvența și impedanța mecanică a structurii [B.23];
- c) Operatorul trebuie să dispună de posibilitatea de variație continuă a forței și a frecvenței; frecvența de lucru trebuie să corespundă frecvenței stabilite, independent de caracteristicile mecanice ale structurii;

- d) Trebuie să existe posibilitatea de a întrerupe brusc generarea forței; în plus, excitatorul trebuie să introducă în structura vibratoare o amortizare negliabilă;
- e) Pentru încercarea structurilor complexe pot fi necesari mai mulți excitatori, fiecare cu valoarea și faza forței reglabile separat;
- f) Excitatorul trebuie să fie portabil și ușor de atașat structurii de încercat; dacă este posibil, se vor evita legăturile grele și rigide de antrenare a excitatorului;
- g) Excitatorul trebuie să genereze forme de undă satisfăcătoare pentru a evita excitarea modurilor de înaltă frecvență ce apar la armonicele frecvenței de antrenare;
- h) Excitatorul trebuie să aibă posibilități de deplasare suficiente pentru a permite realizarea unor deplasări vibratorii acceptabile în punctul de atașare, precum și a unor schimbări accidentale de poziție între structură și reazemele părții fixe a excitatorului.

1.3.3. Încercări la oboseală

Se utilizează, de obicei, mașini proiectate special în acest scop, cu antrenare mecanică directă, cu mase neechilibrate în rotație sau cu acționare hidraulică. Totuși se pot folosi și mașini de încercat la vibrații cu destinație generală. În unele procedee de încercare, amplificarea forței se obține la rezonanța mecanică. Frecvența de lucru a mașinilor de încercat trebuie să fie cât mai înaltă, pentru a scurta durata de încercare, dar este limitată de creșterea temperaturii piesei de probă.

Caracteristicile mașinii de încercări la oboseală:

- a) - să poată menține efortul sau deformația piesei de probă pe toată durata încercării;
- b) - să se poată utiliza sarcini statice aplicate simultan cu sarcini vibratoare dacă acest lucru este cerut de procedeul de încercat;
- c) - să existe mijloace de menținere a temperaturilor înalte sau joase în piesa de probă;
- d) - ansamblul de excitație să funcționeze fără regimuri tranzitorii accidentale sau alte deranjamente ce ar putea fi transmise piesei de probă și ar complica analiza rezultatelor încercărilor.

În mod curent se folosesc pentru încercări la oboseală următoarele vibratoare:

- 1) cu antrenare directă și cu mase neechilibrate în rotație; sunt preferate datorită caracteristicilor lor, dar sunt limitate în ceea ce privește forța și frecvența maximă;

- 2) hidraulic; pot genera forțe extrem de mari, fără ca acestea să fie transmise în lagăre (ca la celelalte mașini);
- 3) electrodinamice; forțele generate sunt relativ mici dar se pot obține frecvențe de lucru mari.

Toate acestea produc amplitudine de ieșire constantă; ele funcționează la frecvențe îndepărtate de frecvența de rezonanță mecanică și necesită numai o reglare manuală ocazională pentru menținerea unei amplitudini de ieșire constantă.

Se pot folosi la încercări de oboseală vibratoare care să funcționeze la rezonanță mecanică pentru amplificarea forței și a amplitudinilor de lucru. În acest caz amortizarea piesei de probă trebuie să fie mică pentru a permite amplificarea forței de rezonanță. Avantajele acestora se concretizează prin: [B.23], [H.2]

- a) - generarea mișcării dorite excluzând toate celelalte mișcări și obținând o formă de undă dorită;
- b) - generarea unor eforturi de încovoiere, întindere-compresiune sau eforturi de răsucire folosind un excitator de vibrații cu destinație specială;
- c) - reducerea șocurilor care produc deteriorări transmise excitatorului care apar din cauza jocului sau vibrațiilor piesei de probă, prin folosirea unei mase relativ mari între excitator și piesa de probă;
- d) - concentrarea eforturilor mari pe suprafețe mici alese pentru a reproduce deteriorări de funcționare în timpul încercărilor de laborator. În multe cazuri acest lucru este posibil prin alegerea convenabilă a unui dispozitiv de fixare și a unui mod natural de vibrație.

Pentru încercări la rezonanță se folosesc următoarele tipuri de vibratoare: cu mase neechilibrate în mișcare de rotație, electrodinamice, hidraulice, electromagnetice și pneumatice.

Vibratoarele electrodinamice prezintă anumite avantaje pentru încercările de oboseală la rezonanță, deoarece au o gamă largă de frecvențe de funcționare și sunt ușor de reglat. Din aceste motive în teză ele se tratează în mod deosebit, realizându-se încercări experimentale comparate cu modelarea computerizată a funcționării.

Capitolul 2

VIBRATOARE ELECTRODINAMICE. PROIECTARE ȘI UTILIZARE

Prin vibratoare sau generatoare de vibrații se înțeleg surse (dispozitive) corespunzătoare pentru realizarea și transmiterea forței vibratoare la o structură dată, folosită în încercări de fiabilitate, încercări la oboseală sau etalonări de aparate, pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale unei structuri, mașini, teren de fundații, etc. Uneori, vibratoarele constituie elementele de bază ale unei mașini vibratoare, altele sunt incluse în mecanisme vibratoare pentru scopuri tehnologice sau pentru transportoare vibrante.

Mașinile de încercat la vibrații (mașini vibratoare sau mase vibratoare) se deosebesc de generatoarele de vibrații prin aceea că posedă o masă de montare prevăzută cu dispozitive de fixare a obiectului de încercat direct de masă [H.2].

Clasificarea vibratoarelor se face după mai multe criterii:

a) - după frecvența utilizării:

- 1) - vibratoare cu frecvență constantă
- 2) - vibratoare cu frecvență variabilă în trepte sau continuu

b) - după mărimea menținută constantă

- 1) - cu amplitudine constantă, frecvența fiind variabilă
- 2) - cu accelerație constantă - se menține constantă amplitudinea accelerației

c) - după tipul forței de antrenare:

- 1) - vibratoare care produc forță de antrenare armonică
- 2) - vibratoare care produc forțe de antrenare de altă natură: statice, tranzitorii, aleatoare, șocuri etc.

d) - după principiul de realizare a forței de antrenare

- 1 - vibratoare mecanice
- 2 - vibratoare electromagnetice
 - cu forță echilibrată
 - cu forță neechilibrată
- 3 - vibratoare electrodinamice
 - cu acțiune directă

- pentru încercări de fiabilitate, când se folosește un "vibrator mare" pe masa căruia se montează "o structură mică"

- pentru analiza modală a structurilor sau determinarea impedanței mecanice, când un "vibrator mic" este folosit pentru excitarea "unei structuri mari"

- cu acțiune inerțială

4 - vibratoare hidraulice

5 - vibratoare piezoelectrice

6 - vibratoare pneumatice

- - cu disc modulator
- - cu autoexcitare
- - cu bile

2.1. Principiul de funcționare al vibratoarelor electrodinamice

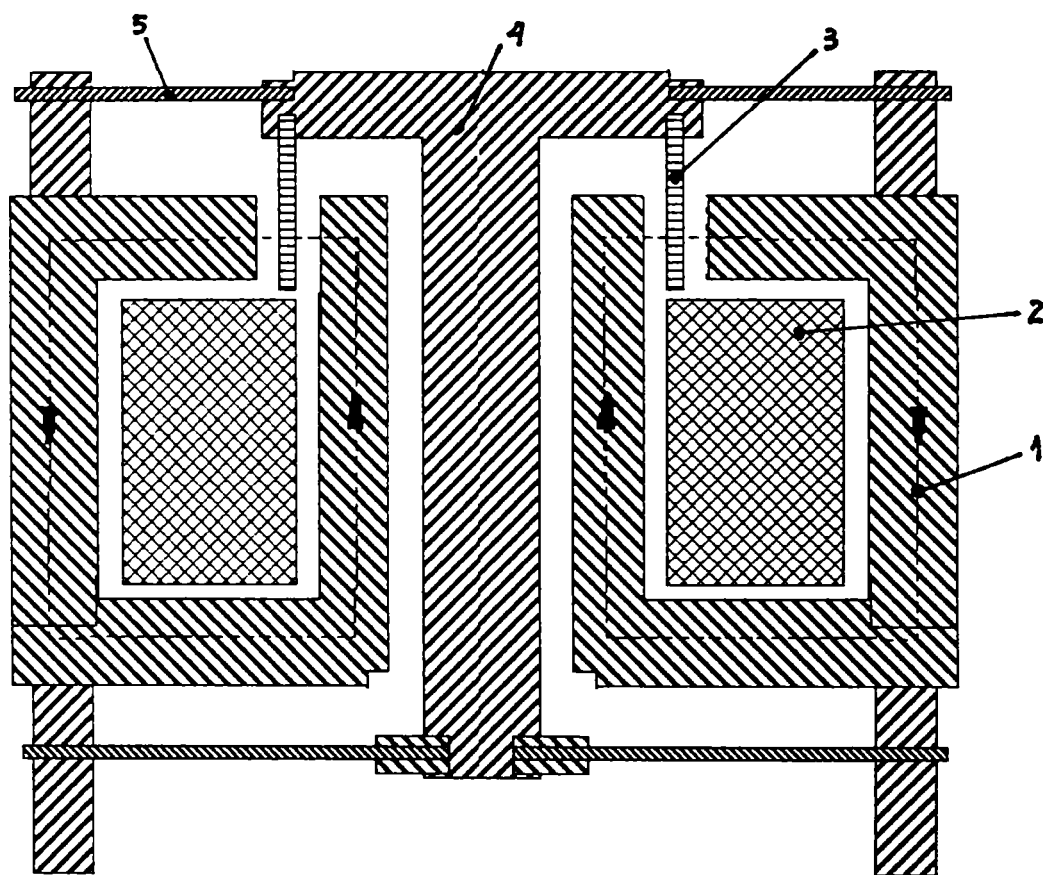


Fig.2.1. Schema de principiu a vibratorului electrodinamic VED. 1 - circuitul magnetic; 2 - bobina de magnetizare; 3 - bobina mobilă; 4 - capul vibrant; 5 - sistemul elastic

Principial, funcționarea vibratoarelor electrodinamice se bazează pe efectul câmpului electromagnetic asupra unei bobine prin care trece un curent electric variabil. Vibratoarele electrodinamice se utilizează în cazul forțelor mai

mici de 3.000 daN, a căror componentă variabilă este cuprinsă în domeniul 15-50 daN. Domeniul de frecvențe este cuprins în intervalul 10-10.000 Hz. Vibratoarele electrodinamice sunt utile laboratoarelor de încercări la vibrații, laboratoarelor uzinale de cercetare, precum și institutelor de învățământ superior. Pot fi utilizate ca surse de vibrații în diferite procese tehnologice, încercări de materiale și aparate, pentru studiul dinamic al unor mașini și instalații.

Principiul de utilizare al unui astfel de vibrator se poate explica pe baza schemei din fig.2.1.

Bobina de excitație 2 se alimentează cu un curent continuu creându-se astfel în întrefier un câmp magnetic omogen. În acest întrefier se află bobina mobilă 3 legată solidar de masa vibrantă 4, care este suspendată elastic prin intermediul membranelor 5.

Bobina mobilă 3 se alimentează de la un generator de frecvență variabilă prin intermediul unui amplificator de putere. Datorită interacțiunii dintre câmpul magnetic și curentul electric din bobină apare o forță de excitație variabilă care generează vibrații. În masa vibrantă sunt realizate orificii filetate pentru fixarea diferitelor obiecte supuse testării.

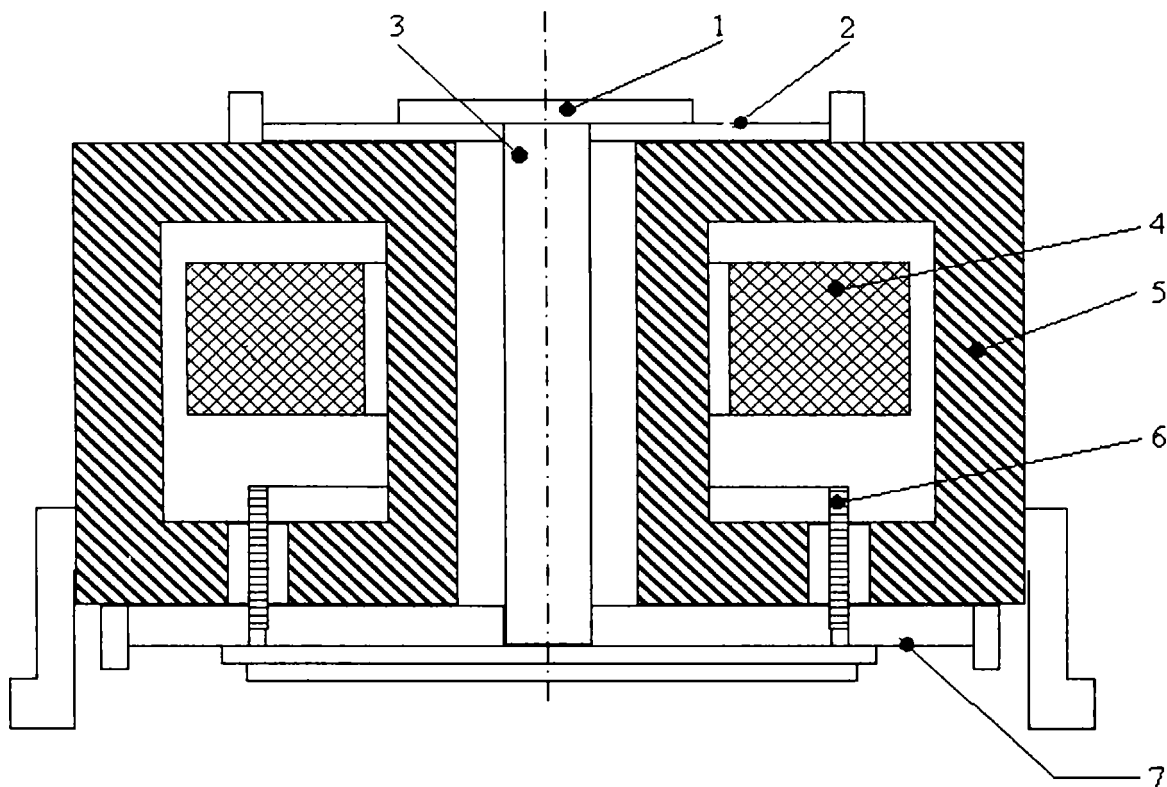


Fig.2.2. Schema de principiu a VED cu bobina plasată în partea opusă a planului util de vibrație. 1 - capul vibrator; 2 - suspensia superioară; 3 - tijă de antrenare; 4 - bobina de magnetizare; 5 - circuitul magnetic; 6 - bobina mobilă; 7 - suspensia inferioară

Bobina mobilă mai poartă denumirea de bobină de comandă. Modificând frecvența tensiunii de alimentare se poate modifica frecvența vibrațiilor.

Astfel, un avantaj al vibratoarelor electrodinamice este faptul că se pot simula diferite tipuri de șocuri și mișcări tranzitorii prin alegerea corespunzătoare a semnalului generat de oscilator.

Amplitudinea vibrațiilor poate fi modificată prin modificarea tensiunii de alimentare. De asemenea, odată cu modificarea frecvenței se schimbă și amplitudinea vibrațiilor. Trebuie avut în vedere faptul că amplitudinea maximă a vibrațiilor nu poate depăși valoarea de 5-6 mm, valoare la care apar deja ciocniri cu piesa de încercat.

Mai des întâlnite sunt următoarele tipuri de vibratoare electrodinamice (VED):

a) VED cu o bobină mobilă și o bobină fixă (fig.2.1). Sunt cele mai răspândite, prezentând o schemă simplă a circuitului magnetic, exploatare și întreținere ușoară.

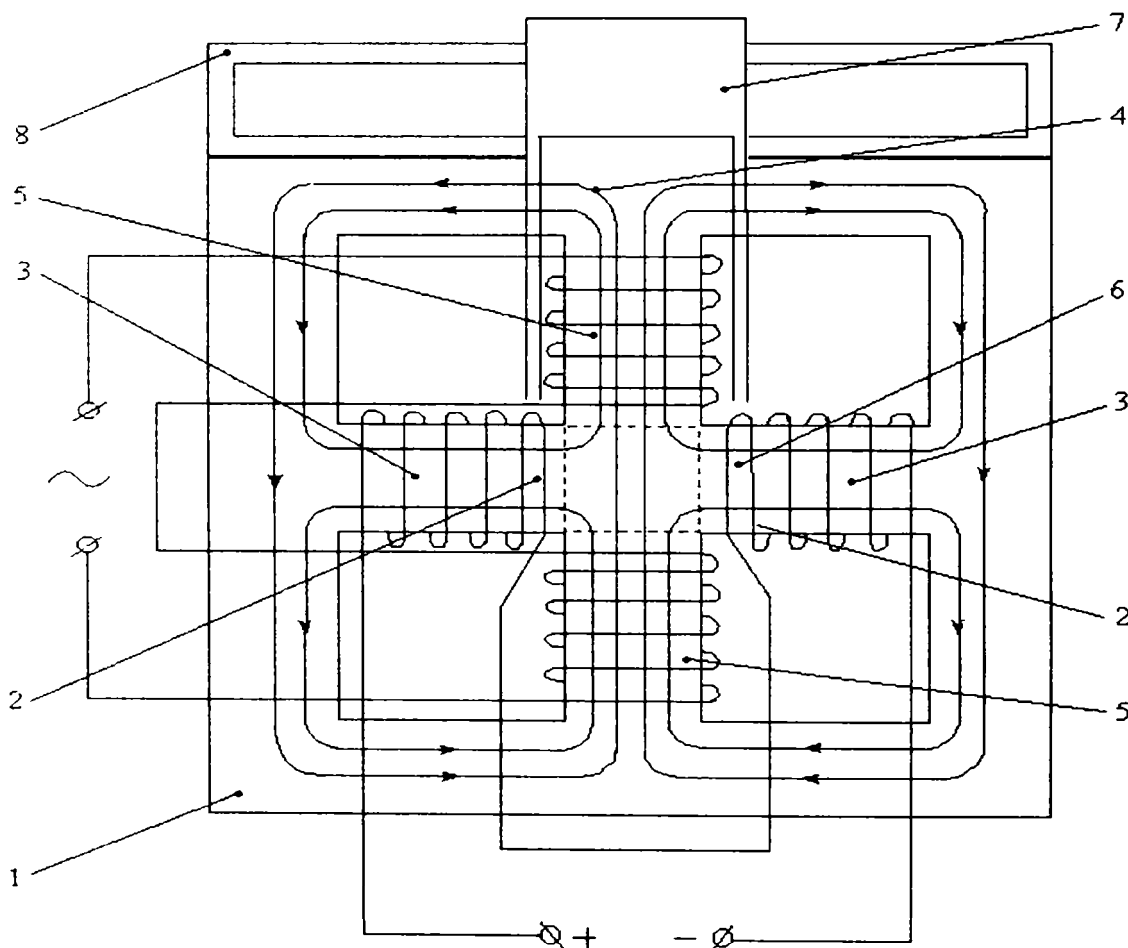


Fig.2.3. Schema de principiu a VED cu circuit magnetic dublu confecționat din tole

Deoarece fluxul magnetic al bobinei mobile se închide și prin aer, inductanța bobinei mobile este relativ mică, ceea ce nu ridică probleme la frecvențe ridicate de funcționare a vibratorului.

Principalul dezavantaj al acestui tip de vibrator îl reprezintă dispersia magnetică mare în planul de vibrație, ceea ce impune măsuri de ecranare sau amplasarea bobinei la partea inferioară (fig.2.2).

În unele cazuri, diametrul mare al bobinei mobile duce la micșorarea rigidității în plan orizontal și implicit la limitarea domeniului de lucru.

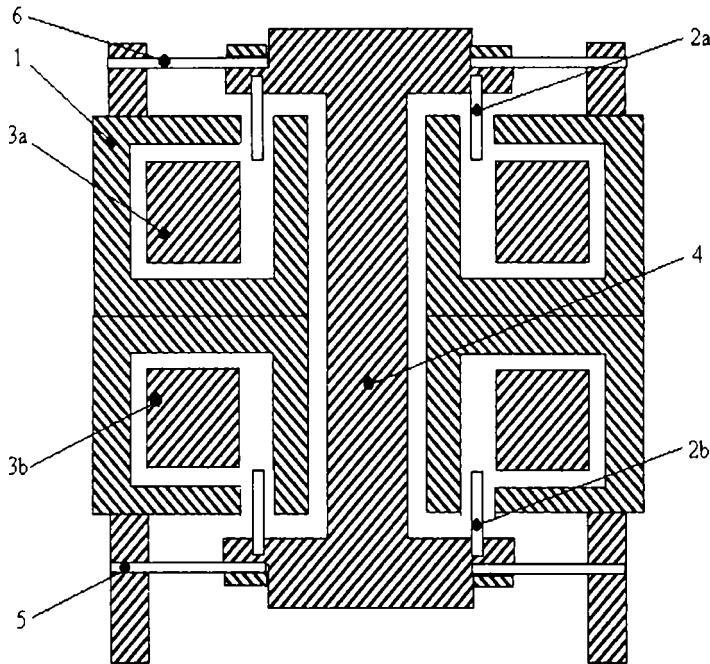


Fig.2.4. Schema de principiu a VED dublu
1-circuit magnetic; 2a,2b-bobine mobile; 3a,3b-bobine de magnetizare; 4-cap vibrant; 5,6-suspensie elastică

b) VED cu circuit magnetic dublu din tole. La aceste vibratoare, bobina mobilă este alimentată transformatoric prin inducție și nu direct prin legături flexibile sau perii. Acest tip constructiv prezintă avantajul eliminării legăturii elastice flexibile sau prin perii, dar și dezavantajul unui gabarit mărit, al consumului sporit de cupru și al pierderilor suplimentare în înfășurări (fig.2.3).

c) VED dublu (circuit magnetic dublu și două bobine mobile).

Acest tip de vibrator este

format din două vibratoare electrodinamice simplu circuit (fig.2.4).

Față de VED cu o singură bobină mobilă și o bobină fixă prezintă în plus avantajul unei centrări mai bune a bobinei mobile, a unei rigidități mărite pe direcția perpendiculară direcției de vibrație, precum și micșorarea gabariturii bobinei mobile.

d) VED cu bobină mobilă din două secțiuni (fig.2.5).

Acest tip de vibrator prezintă avantajul creșterii înălțimii bobinei mobile, ceea ce conduce la scăderea rigidității ei.

e) VED cu echipaj mobil interschimbabil (fig.2.6).

Este dezvoltat de firma Brüel&Kjaer, care permite a avea 5 oscilatori diferiți pe un singur sistem de magnetizare. Sistemul elastic și bobina mobilă formează un corp interschimbabil care se montează la corpul vibratorului (fig.2.6,b).

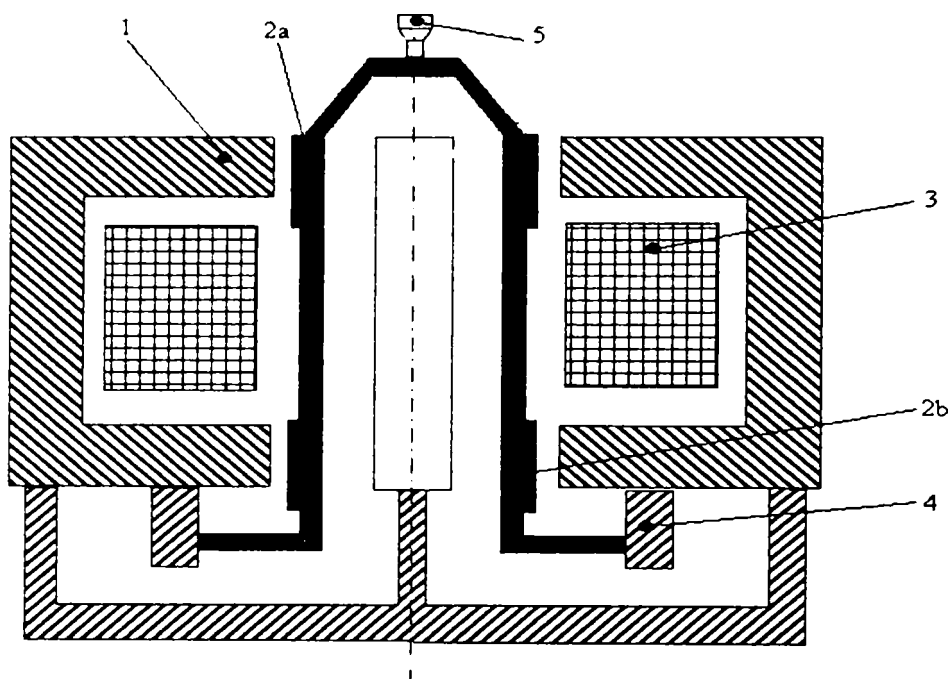


Fig.2.5. Schema de principiu a VED cu bobina mobilă din două secțiuni. 1-circuitul magnetic; 2a,2b-bobina mobilă; 3-bobina de magnetizare; 4-suspensia elastică; 5-cap vibrant

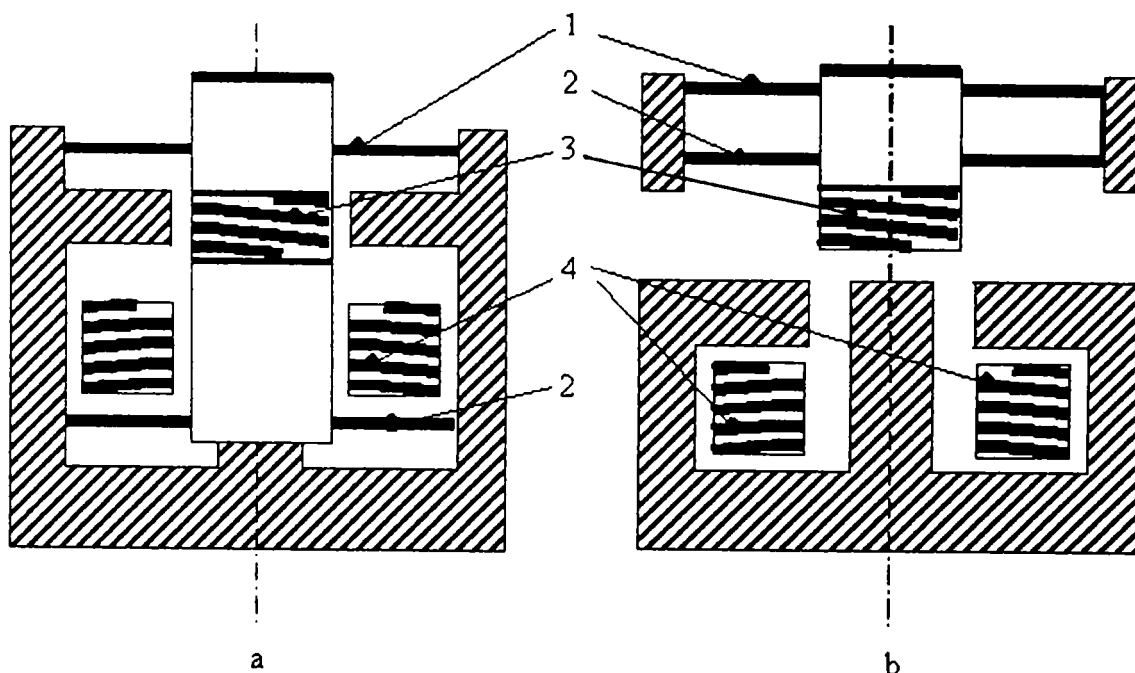


Fig.2.6. Schema de principiu a VED cu cap excitator interschimbabil sistemul V- a cu cap fix; b-cu cap vibrant interschimbabil; 1-sistem elastic superior; 2-sistem elastic inferior; 3-bobina mobilă; 4-bobina de magnetizare

Se constată că există o varietate de tipuri de vibratoare electrodinamice, atât ca soluție constructivă, cât și ca posibilități de utilizare a acestora. În cadrul Catedrei de Mecanică a Universității "Politehnica" Timișoara au existat și există preocupări intense privind studiul acestor vibratoare, obținerea unor tipuri cu caracteristici de funcționare cât mai diverse astfel încât să se acopere o gamă largă de frecvențe și amplitudini [H.4], [H.5], [H.6], [H.7], [H.8], [L.7], [L.8], [S.16].

Dificultățile în proiectarea acestor vibratoare constau în natura mai deosebită a electromagneților folosiți, în dificultățile de executare a acestora, precum și în volumul mare de încercări experimentale necesar pentru trasarea caracteristicilor în frecvență necesare stabilirii domeniilor optime de utilizare.

2.2. Proiectarea vibratoarelor electrodinamice

Vibratoarele electrodinamice reprezintă mașini generatoare de mișcări vibratorii care prezintă o serie de proprietăți pe baza cărora sunt folosite în mod frecvent în încercări de vibrații: funcționează într-o gamă largă de frecvențe; permit obținerea unor vibrații armonice, sub formă de șocuri sau aleatoare, a căror frecvență și amplitudine se pot regla ușor, au volum mic; nu necesită întreținere specializată; sursa de alimentare poate fi îndepărtată de vibrator; pot fi folosite la antrenarea unor structuri mari, chiar dacă forțele produse sunt relativ mici.

Folosirea vibratoarelor electrodinamice are loc în gama de frecvențe de la 5 la 20.000 Hz cu amplitudini relativ mici (sub 25 mm) și forțe sub 3.000 daN. Ca un dezavantaj al acestor vibratoare îl constituie rezistența mecanică mică la sarcini transversale față de direcția mișcării, necesită surse de putere relativ mici și grele, cu rezistență mică la suprasolicitări.

Folosirea oscilatorului electronic pentru producerea semnalului de intrare permite menținerea unui înalt grad de precizie și stabilitate a frecvenței de lucru. De asemenea se pot simula ușor diferite șocuri și mișcări tranzitorii, prin alegerea corespunzătoare a semnalului generat de oscilator.

Schema de principiu a vibratorului care se urmărește a fi proiectat este prezentată în fig. 2.7. Corpul vibratorului 1 și 2 formează un circuit magnetic cu întrefier inelar și este confecționat din material feromagnetic. Bobina de excitație 3 este alimentată în curent continuu și crează câmpul magnetic în întrefierul în care se poate deplasa bobina mobilă 4, legată solidar de masa vibrantă 5 care se reazemă pe corpul vibratorului prin membranele elastice 6 și 7.

Atunci când prin bobina mobilă circulă curent electric, datorită interacțiunii în câmpul electromagnetic din întrefier, apare o forță electromagnetică:

$$F = B \cdot i \cdot l \quad (2.1)$$

unde:

B - inducția câmpului electromagnetic din întrefier, [T];

i - intensitatea curentului electric din bobina mobilă, [A];

l - lungimea înfășurării bobinei mobile, [m].

Această forță determină mișcarea oscilatorie a masei mobile, în funcție de curentul electric ce alimentează bobina mobilă. Se pot realiza astfel forțe de excitație armonice sau variabile după o lege impusă.

Corpul vibratorului este montat pe suportul 8 în poziție verticală sau înclinată cu un unghi cuprins între 0 și 90°.

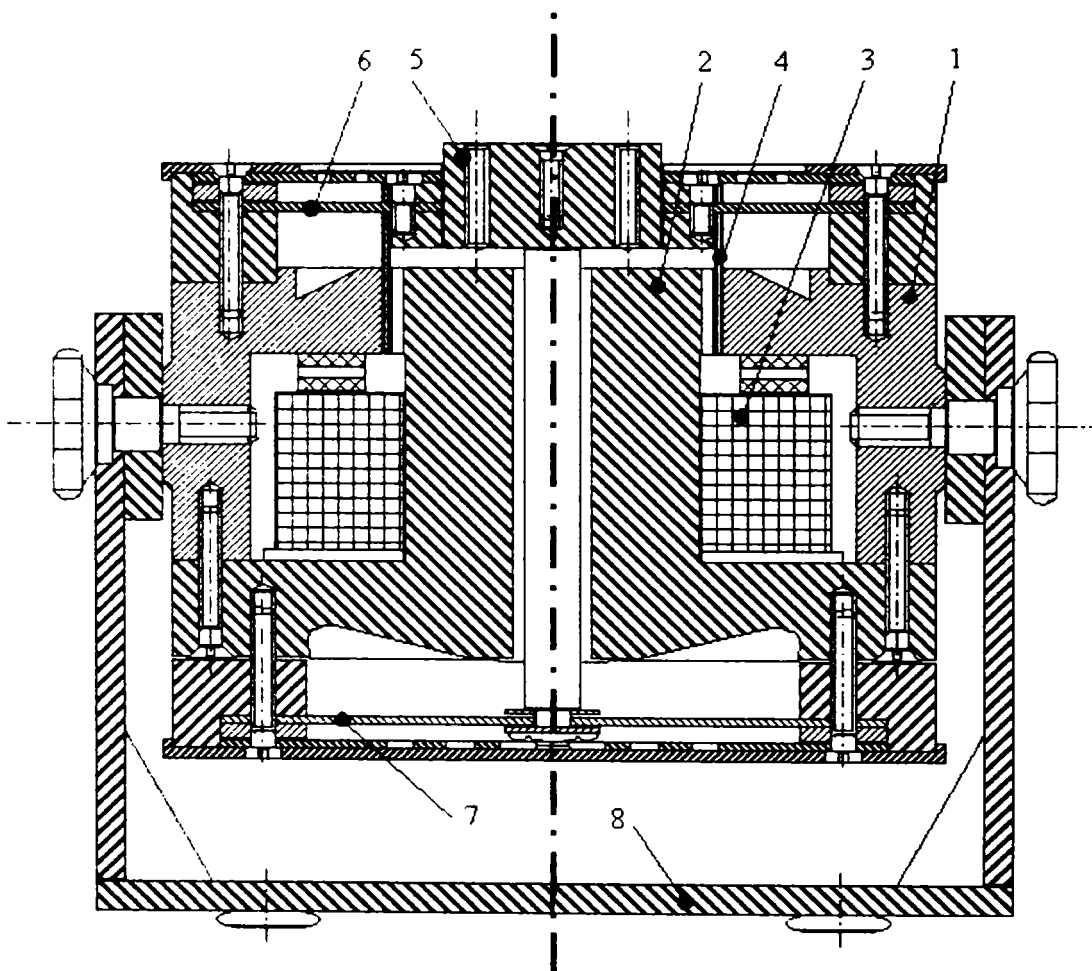


Fig.2.7. Schema constructivă a VED

2.2.1. Calculul bobinei fixe (electromagnetului)

Bobina fixă (electromagnetul) este compus dintr-un circuit magnetic înlăntuit cu un circuit electric, în care polarizarea magnetică a materialului

circuitului magnetic este produsă de curenți electrici care parcurg înfășurarea circuitului electric. Curentul continuu care parcurge bobina electromagnetului stabilește un flux magnetic staționar, care are valoarea 0 când bobina nu este parcursă de curent.

La electromagneți interesează în mod deosebit componenta magnetică a câmpului electromagnetic. Spectrul liniilor de câmp răspândite în spațiul celor două circuite înălțuite, are o configurație extrem de complicată. De aceea, calculul electromagnetului se bazează pe o serie de simplificări a căror valabilitate este verificată de rezultatele experimentale [B.9], [H.11], [L.16], [P.8].

Circuitele magnetice ale electromagneților conțin miezuri din materiale feromagnetice care concentrează cel mai bine liniile de câmp. Acest lucru duce la simplificarea problemei numai sub raportul delimitării circuitului magnetic, însă apar dificultăți de calcul datorită neliniarității caracteristicii de magnetizare a oțelului.

În electromagneții obișnuiți, cea mai mare parte a liniilor de câmp magnetic străbat axial miezul și trec prin zona întrefierului de lucru închinându-se prin armătura mobilă, constituind fluxul de dispersie.

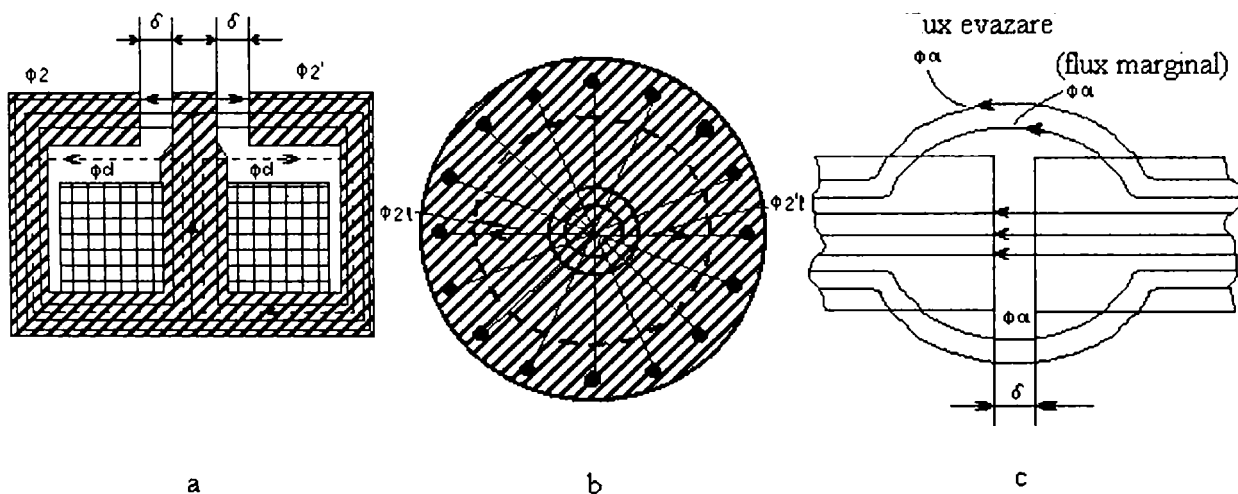


Fig.2.8. Spectrul liniilor de câmp magnetic ale vibratorului electrodinamic

În cazul electromagnetului vibratorului, acesta are o configurație aparte, fiind lipsit de armătura mobilă. El este utilizat doar pentru a crea în întrefierul principal δ o inducție magnetică constantă. Majoritatea liniilor de câmp străbate axial miezul, trece prin întrefierul δ și se închide tot prin miez. Apar aici linii de câmp care nu se închid prin întrefier formând fluxul de dispersie. Dacă se

realizează o secțiune prin electromagnetul vibratorului se obține un spectru al liniilor de câmp ca în fig.2.8.

În întrefieruri mici ($\delta < 1$ cm), are importanță fluxul axial care devine flux util, iar în întrefieruri mari ($\delta > 1$ cm) fluxul util se compune din fluxul axial Φ_o , fluxul marginal Φ_m și fluxul de evazare Φ_e .

În cazul proiectării bobinei fixe trebuie rezolvate următoarele probleme:

- stabilirea dimensiunilor geometrice ale circuitului magnetic și ale bobinei;

- luarea în considerație a cerințelor unei construcții tehnologice simple, a comodității și siguranței în exploatare;

- stabilirea parametrilor calculului preliminar, ca de exemplu precizarea valorii inducției în întrefierul de lucru și în sensul circuitului magnetic, luarea în considerare a căderii tensiunii magnetomotoare în întrefierurile părăsite și în miezul feromagnetic etc. Pe baza acestor considerente se determină valorile reale ale tensiunii magnetomotoare totale a electromagnetului și elementele de bobinare ale bobinei;

- calculul temperaturilor maxime care apar în bobină.

Pentru calculul circuitului magnetic se aplică legile lui Kirchhoff.

$$\sum_{i=1}^n \Phi_i = 0 \quad (2.2)$$

$$\sum_{j=1}^n R_{mj} \Phi_j = \sum_{j=1}^k N_j I_j \quad (2.3)$$

unde:

Φ - fluxul magnetic dintr-o ramură a circuitului magnetic, [Wb];

n - numărul ramurilor circuitului magnetic concurente într-un nod;

k - numărul de laturi ale unui ochi de circuit magnetic;

R_m - reductanță magnetică, [H^{-1}];

NI - tensiune magnetomotoare (solenajie), [A];

N - numărul de spire al bobinei;

I - intensitatea curentului ce trece prin conductorul bobinei, [A];

$R_{mj} \Phi_j$ - căderea de tensiune magnetică pe o porțiune a ochiului de circuit [A].

Pentru aplicarea acestor legi se procedează astfel:

- se înlocuiește circuitul magnetic real printr-un circuit echivalent;
- se stabilește numărul de noduri n și laturi k ale circuitului magnetic;
- se stabilesc sensurile arbitrare pentru fluxuri și pentru parcurgerea ochiurilor circuitului magnetic;

- se scrie sistemul de ecuații independente prin aplicarea celor două legi ale lui Kirchhoff;

- se rezolvă sistemul și se determină fluxurile din laturile circuitului magnetic.

2.2.1.1. Calculul solenației

Pentru a se efectua calculul circuitului magnetic, se împarte electromagnetul în porțiuni de reluctanță constantă străbătute de un flux constant. Se înlocuiește circuitul magnetic real printr-un circuit echivalent căruia i se aplică legea lui Kirchhoff [B.9], [H.5], [H.7], [H.11], [P.8].

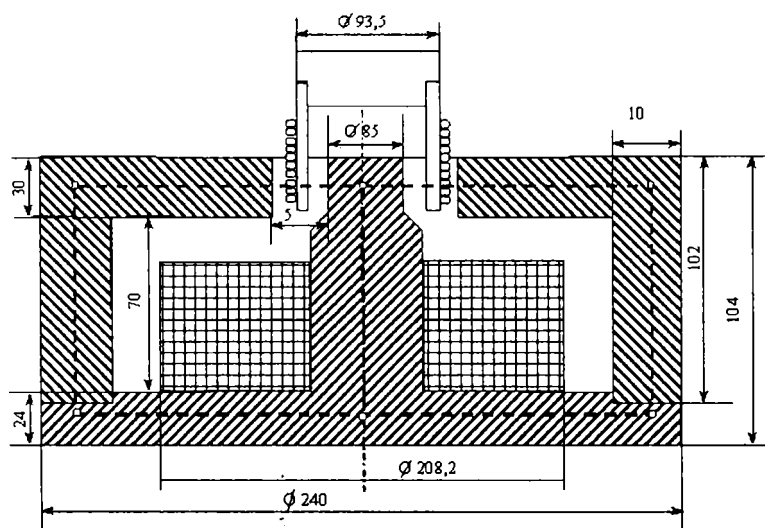


Fig.2.9. Schema constructivă a electromagnetului

Electromagnetul studiat are formă și dimensiunile constructive prezentate în fig.2.9, iar schema echivalentă a circuitului magnetic este prezentată în fig.2.10.

Se observă că electromagnetul este simetric, deci și schema echivalentă a circuitului magnetic este simetrică.

Deoarece schema este simetrică calculele se pot face pentru circuitul magnetic echivalent al unei singure

ramuri (fig.2.11) [L.8]. Circuitul magnetic de rezolvat este liniar, deci toate legăturile de circuit se caracterizează prin permeabilitatea magnetică μ constantă. Este indicat să se determine experimental permeabilitatea magnetică a materialului din care este confecționat electromagnetul, pentru a se cunoaște valoarea reală a acesteia, care, în general, nu coincide cu valorile prezentate în diferite tabele.

În fig.2.11 s-a ținut seama și de fluxul de dispersie ce apare între laturile circuitului deși are influență neglijabilă asupra valorilor obținute prin calcul.

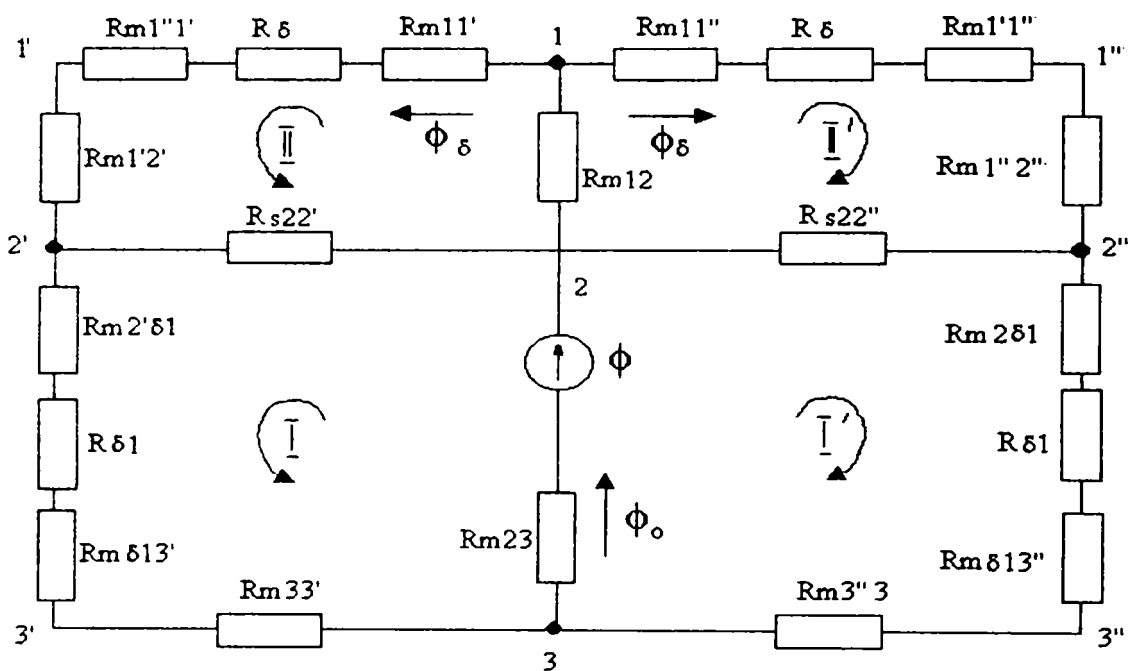


Fig.2.10. Circuitul magnetic echivalent

În afara întrefierului δ mai apare un întrefier δ_1 la îmbinarea miezului de oțel cu armătura fixă.

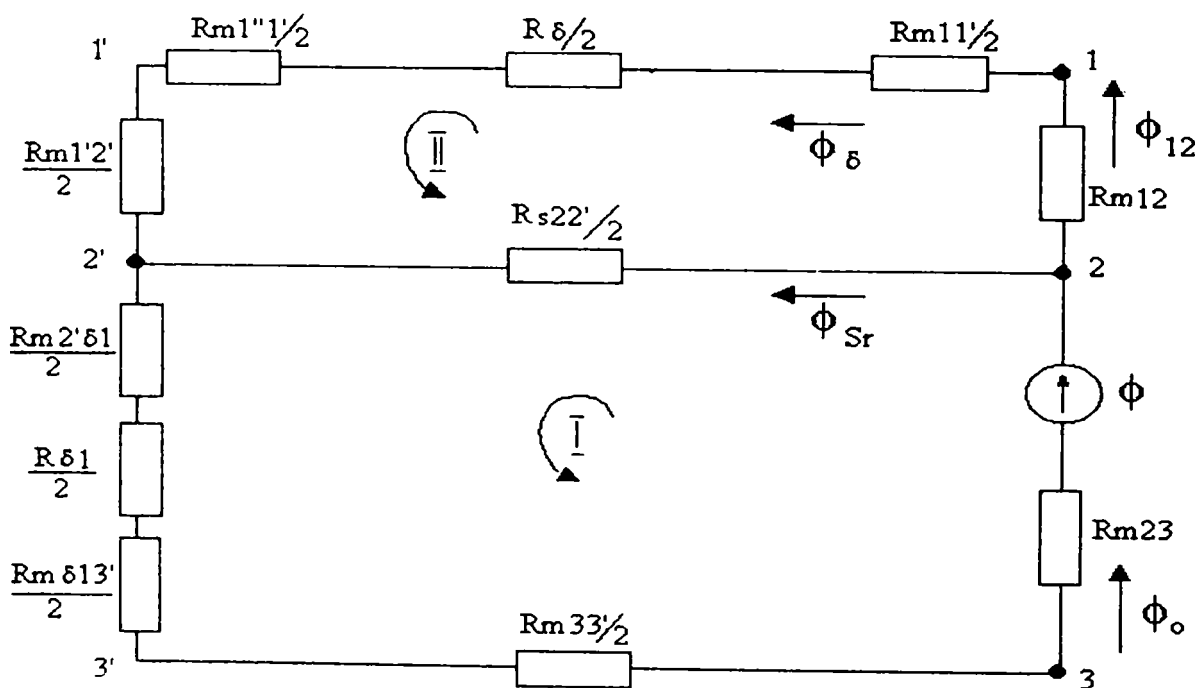


Fig.2.11. Circuitul magnetic echivalent al unei ramuri

Acesta deși este de aproximativ 50 de ori mai mic decât δ , influențează totuși rezultatele și trebuie să se țină seama de el.

Se aplică teorema lui Kirchhoff pentru nodurile 1, 2, 2' obținându-se relațiile

$$\Phi_{12} = \Phi_{\delta}; \quad \Phi_o = \Phi_{sr} + \Phi_{12}; \quad \Phi_{\delta} + \Phi_{sr} = \Phi_o \quad (2.4)$$

unde:

$$\Phi_{\delta} = B_{\delta} \cdot S_{\delta} \quad (2.5)$$

Φ - fluxul în porțiunea de circuit considerată, [Wb];

B - inducția magnetică, [T];

S - aria secțiunii străbătută de liniile de câmp magnetic, [m²].

Tensiunea magnetică între anumite puncte din circuit se determină ca produsul dintre fluxul corespunzător porțiunii și reluctanțele magnetice ale lungimilor cu secțiune constantă de pe porțiunea respectivă. Tensiunea magnetică între punctele 2 și 2' are expresia:

$$U_{m22'} = \Phi_{\delta} \left(R_{m12} + \frac{R_{m11''}}{2} + \frac{R_{\delta}}{2} + \frac{R_{m1''1}}{2} + \frac{R_{m1'2'}}{2} \right) \quad (2.6)$$

iar

$$R_m = \frac{\ell}{\mu S} \quad (2.7)$$

R_m - este reluctanța magnetică a porțiunii corespunzătoare de circuit, [H⁻¹]

ℓ - lungimea porțiunii de circuit, [m];

μ - permeabilitatea magnetică a porțiunii de circuit, [H/m]

Permeabilitatea μ se determină cu relația

$$\mu = \frac{B}{H} \quad (2.8)$$

unde:

H - intensitatea câmpului magnetic [A/m], ce se determină din curba de magnetizare a oțelului în funcție de inducția magnetică B [P.7].

Pentru diferite porțiuni de circuit inducțiile magnetice se determină cu relațiile:

$$B_{11'} = B_\delta; \quad B_{1''1'} = B_\delta \frac{S_\delta}{S_{1''1'}}; \quad B_{12} = B_\delta \frac{S_\delta}{S_{12}}; \quad B_{1'2'} = B_\delta \frac{S_\delta}{S_{1'2'}} \quad (2.9)$$

iar cu ajutorul relațiilor (2.8) și (2.7) se calculează reluctanțele magnetice.

Fluxul de scăpări pe porțiunea 2-2'' are expresia:

$$\Phi_{sr} = \frac{U_{m22'}}{\frac{R_{s22'}}{2}} = 2\Lambda_{s22'} \cdot U_{m22'} \quad (2.10)$$

unde

$$\Lambda_{s22'} = \frac{\mu_o \ell}{\pi} \ell_n \frac{r_2}{r_1} \quad (2.11)$$

Λ - este permeanța porțiunii 2-2', [H];

μ_o - permeabilitatea magnetică a vidului, [H/m];

r_1, r_2 - razele corespunzătoare fluxului de dispersie, [m].

Solenția bobinei este dată de relația:

$$N \cdot I = U_{m22'} + \Phi_o \left(R_{m23} + \frac{R_{m2'\delta_1}}{2} + \frac{R_{\delta_1}}{2} + \frac{R_{m3'\delta_1}}{2} + \frac{R_{m33'}}{2} \right) \quad (2.12)$$

Inducțiile magnetice se determină cu relațiile:

$$B_{23} = \frac{\Phi_o}{S_{23}}; \quad B_{2'\delta_1} = \frac{\Phi_o}{S_{2'\delta_1}}; \quad B_{3'\delta_1} = \frac{\Phi_o}{S_{3'\delta_1}}; \quad B_{33'} = \frac{\Phi_o}{S_{33'}} \quad (2.13)$$

Din curba de magnetizare a oțelului se determină intensitățile H ale câmpului magnetic pentru fiecare inducție magnetică, cu ajutorul relațiilor (2.8) și (2.7) se determină reluctanțele magnetice, iar cu relația (2.12) solenția.

2.2.1.2. Calcule constructive ale electromagnetului

Calculul bobinajului unui electromagnet de curent continuu constă în găsirea secțiunii potrivite a conductorului care trebuie înfășurat în amplasamentul ale cărui dimensiuni se dau (sau se aleg constructiv) astfel încât

să se obțină numărul amperspirelor la tensiunea dată, atunci când numărul de spire al bobinei se determină cu relația:

$$N = \frac{N \cdot I}{I} = \frac{N \cdot I}{P} \cdot U_c \quad (2.14)$$

Se observă că pentru o putere P constantă a electromagnetului, numărul de spire crește linear cu tensiunea. Se pot determina cu ajutorul relațiilor următoare rezistența electrică a bobinei R_b și diametrul d al conductorului:

$$R_b = \frac{4 \rho \ell_m \cdot N}{\pi d^2} \quad (2.15)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \rho \ell_m \cdot N \cdot I}{\pi U}} \quad (2.16)$$

unde:

ρ - rezistivitatea electrică a conductorului, [$\Omega \cdot m$];

ℓ_m - lungimea medie a unei spire a bobinei [m].

$$\ell_m = \pi(r_2 + r_1) \quad (2.17)$$

Diametrul interior al bobinei rezultă din considerente constructive astfel încât în întrefierul util δ să se obțină o inducție constantă B_δ . Diametrul exterior d_e al bobinei este limitat de spațiul pus la dispoziție, deci se alege în funcție de acesta.

Grosimea bobinei ($r_e - r_i$) cuprinde pe lângă grosimea bobinajului propriu-zis și pe aceea a mosorului pe care s-a făcut înfășurarea și a izolației exterioare; scăzând aceste grosimi din ($r_e - r_i$) se obține grosimea netă și împărțind-o la d_{iz} se poate deduce numărul straturilor, care trebuie să fie un număr întreg; pentru aceasta se modifică r_e . Dacă se urmărește ca începutul și sfârșitul înfășurării să fie spre același capăt al bobinei, este necesar ca numărul straturilor să fie par.

$$n_{straturi} = \frac{(r_e - r_i) - g_m}{d_{iz}} \quad (2.18)$$

unde: g_m - grosimea mosorului, [m].

Se alege un număr întreg par pentru n straturi.

Deci, raza exterioară a bobinei se modifică:

$$r_e = (n_{straturi} \cdot d_{iz}) + r_i + g_m \quad (2.19)$$

Considerând că la fiecare 10 straturi, precum și înaintea primului și după ultimul strat se aplică o izolație de carbon electroizolant de tip C, cu o grosime g_i , raza exterioară a bobinei se modifică din nou.

Stabilirea înălțimii bobinei decurge din necesitatea asigurării numărului de spire în spațiul pus la dispoziție de carcasă. Astfel [L.18]:

$$h_{primar} = \frac{N}{n_{straturi}} \cdot d_{iz} + 2 \cdot g_m \quad (2.20)$$

Din această dimensiune, scăzând grosimea flanșelor mosorului înfășurării și grosimea izolatorului dintre acestea și bobină, se obține h_{net} , care, împărțit la d_{iz} dă numărul spirelor fiecărui strat.

Volumul total ocupat de conductor și izolație este [L.16]:

$$V_t = \pi \left[r_e^2 - (r_i + g_m)^2 \right] \cdot (h_{med} - 2g_m) \quad (2.21)$$

iar secțiunea disponibilă pentru așezarea bobinajului:

$$S_i = \frac{d_e - d_i}{2} \cdot h_b \quad (2.22)$$

Secțiunea conductorului neizolat este:

$$S = \frac{\pi d_{nom}^2}{4} \quad (2.23)$$

Pentru conductoarele emailate factorul de umplere al bobinei K_u se alege funcție de diametrul conductorului. Deci

$$K_u = \frac{N \cdot S}{S_i} \quad (2.24)$$

Pentru a determina lungimea medie a spirelor se adaugă la r_i grosimea mosorului, izolația între acesta și bobină și jumătate din grosimea netă a bobinei.

$$\ell_m = 2\pi r_m \quad (2.25)$$

Cu această valoare se calculează rezistența electrică totală a bobinei cu relația (2.15)

2.2.1.3. Calculul solicitărilor termice ale bobinei

Este necesar să se calculeze cât mai exact temperatura maximă din interiorul bobinei deoarece depășirea temperaturii admise cu valori relativ mici reduce mult durata de funcționare. Temperatura t_s a suprafeței laterale interioare a bobinei se determină cu relația [L.18]:

$$t_s = t_a + \Delta t_e + \Delta t_{Fe} + \Delta t_i \quad (2.26)$$

unde:

t_a - temperatura mediului ambiant, [$^{\circ}\text{C}$];

$\Delta t_e = t_e - t_a$ - diferența dintre temperatura suprafeței exterioare a miezului și cea a mediului ambiant, [$^{\circ}\text{C}$];

$\Delta t_{Fe} = t_i - t_e$ - creșterea de temperatură pe miezul feromagnetic, [$^{\circ}\text{C}$];

$\Delta t_i = t_s - t_i$ - creșterea de temperatură între miezul feromagnetic și stratul izolator interior, [$^{\circ}\text{C}$];

Δt_e se determină din expresia căldurii transmise prin convecție și radiația mediului ambiant în unitatea de timp [$^{\circ}\text{C}$].

$$P = \alpha \cdot S_{tot} \cdot \Delta t_e \quad (2.27)$$

unde:

α - coeficientul termic rezultat, corespunzător transferului căldurii prin convecție și radiație, [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$];

Δt_{Fe} - se poate determina operând cu o densitate a fluxului termic constantă printr-o suprafață medie între cea exterioară și interioară a miezului și o grosime medie, între cea a polului exterior și a jugului .

Δt_{Fe} și Δt_i se determină cu relațiile [L.18]:

$$\Delta t_{Fe} = \frac{q_{Fe} \cdot d_{Fe}}{\lambda_{Fe}} \quad (2.28)$$

$$\Delta t_i = \frac{q_i \cdot d_i}{\lambda_i} \quad (2.29)$$

unde: $q = \frac{P}{S_{med}}$

λ - conductivitatea termică [W/m °C];

$P = RI^2$ - puterea electrică disipată în bobină, [W].

Deoarece conductibilitatea termică a fierului este mult mai mare ca a izolației, se poate neglija Δt_{Fe} .

Pentru Δt_i se poate folosi relația de calcul următoare [L.18]:

$$\Delta t_i = \frac{P}{4\lambda_b} (r_2^2 - r_1^2) - \frac{P}{4\lambda_b} r_1 \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (2.30)$$

unde:

$$p = \frac{P}{4h(r_2^2 - r_1^2)} - \text{pierderea de putere aferentă unității de volum a bobinei,}$$

[W/m³];

$$\lambda_b = 0,6 \cdot \lambda_{iz} \cdot \frac{d}{2\delta_1} - \text{coeficientul de conductibilitate termică al bobinei,}$$

[W/m °C];

λ_{iz} - coeficientul de conductibilitate termică al izolației conductorului,

[W/m °C];

δ_1 - grosimea stratului de izolație [m].

2.2.2. Calculul bobinei mobile

2.2.2.1. Determinarea elementelor constructive

Forța electromagnetică ce acționează asupra bobinei mobile este dată de relația [P.7]:

$$\vec{F} = i \oint d\vec{r} \times \vec{B} \quad (2.31)$$

și are mărimea

$$F = 2\pi r_e n' \cdot i \cdot B \quad (2.32)$$

fiind orientată perpendicular pe planul spirei parcursă de curentul i .

r_e - raza exterioară a bobinei, [m];

n' - numărul de spire;

B - inducția câmpului magnetic din întrefier, [T];

i - curentul instantaneu ce parcurge bobina, [A].

Diametrul exterior al bobinei este impus de considerente constructive depinzând de dimensiunile bobinei fixe, de curentul ce o străbate. Alegându-se valoarea maximă a forței electrodinamice care se urmărește să se obțină la vibrator și valoarea maximă a intensității curentului în funcție de sursa de alimentare, se obține numărul de spire al bobinei mobile [P.7]:

$$n' = \frac{F_{max}}{BI_o\pi d_e} \quad (2.33)$$

Pentru determinarea diametrului conductorului se folosește relația:

$$d' = \sqrt{\frac{4I}{\pi \cdot j}} \quad (2.34)$$

unde: j - densitatea de curent - prevăzută în tabele pentru diferite puteri [A/m^2].

Din STAS 11143-76 se alege valoarea imediat superioară pentru diametru, se ține seama de diametrul conductorului cu izolație, determinându-se înălțimea bobinei:

$$h = \frac{n' \cdot d'_{iz}}{k'} \quad (2.35)$$

unde: n' - numărul de spire;

k' - numărul de straturi în care se execută bobinarea;

d'_{iz} - diametrul conductorului cu izolație [m].

2.2.2.2. Calculul impedanței bobinei

Impedanța bobinei, ținând seama că funcționează în curent alternativ, se poate calcula, aproximativ, cu relația [P.7]:

$$Z = \sqrt{R^2 + (2\pi fL)^2} \quad (2.36)$$

unde: f - frecvența curentului alternativ, [Hz];

R - rezistența electrică a conductorului, [Ω].

$$R = \rho \frac{\ell}{S} \quad (2.37)$$

ρ - rezistivitatea electrică a conductorului, [Ω m];

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad - \text{secțiunea conductorului, [m}^2\text{];} \quad (2.38)$$

$$\ell = \pi D_m \cdot n = \pi \frac{d_i + d_e}{2} \cdot n \quad - \text{lungimea conductorului, [m].} \quad (2.39)$$

L - inductanța bobinei [H].

$$L = L_c + \Delta L_1 + \Delta L_2 \quad (2.40)$$

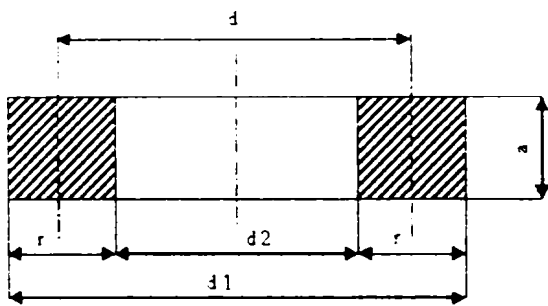


Fig.2.12. Secțiunea transversală prin bobina mobilă

dimensiunea radială și axială a secțiunii transversale (fig.2.12) se iau egale cu pasul bobinei înmulțit cu numărul straturilor înfășurării pentru bobina dată. Se

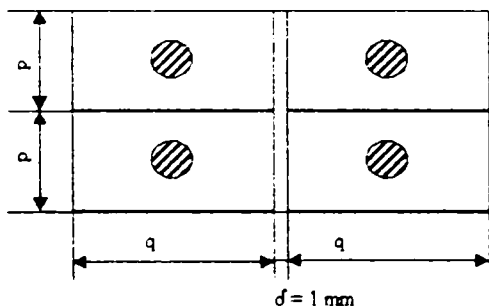


Fig.2.13. Schema de înfășurare a bobinei mobile

unde: L_c - inductanța de calcul a bobinei [H];

ΔL_1 - corecția datorată diferențelor dintre inductanțele proprii reale și cele de calcul, [H];

ΔL_2 - corecția datorată diferenței inductanțelor mutuale ale spirelor, [H].

Pentru determinarea inductanței de calcul, diametrul mediu al bobinei se consideră egal cu diametrul mediu al bobinei reale;

poate efectua calculul inducției grafic, tabelar sau analitic.

Calculul tabelar dă rezultate destul de precise. În acest caz inductanța se poate determina cu relația [P.7]:

$$L_c = \frac{\pi}{4} \mu_o n^2 \frac{D_m}{\alpha} (k_a - k) \quad (2.41)$$

sau [P.7]

$$L_c = \frac{\mu_o}{\pi B} n^2 D_m \cdot \Psi \cdot F \quad (2.42)$$

unde: k_a - coeficient funcție de $\alpha = a/d$ ce se dă în tabele [P.7];

k - coeficient ce ține seama de reducerea inductanței cauzată de dimensiunile axiale finite ale bobinei.

Ψ - coeficient [P.7].

Corecțiile ΔL_1 și ΔL_2 se determină cu relațiile [P.7]:

$$\Delta L_1 = \mu_o n \frac{D_m}{2} I' \quad (2.43)$$

$$\Delta L_2 = \mu_o n \frac{D_m}{2} J \quad (2.44)$$

Pentru un conductor de secțiune rotundă înfășurat cu pasul p în direcția axială și q în direcția radială (fig.2.13) I' se calculează cu expresia:

$$I' = \ln \frac{p + \varepsilon}{d} - 0,5569 + \Sigma(p, q) \quad (2.45)$$

unde $\Sigma(p, q)$ este dată în tabele [P.7].

J este o mărime ce depinde de tipul bobinei, de numărul de spire al acestora și se determină din tabele [P.7].

2.2.2.3. Calculul solicitărilor termice

Pentru calculul estimativ al încălzirii bobinei se pot utiliza aceleași metode ca și la bobina de curent continuu cu următoarele deosebiri:

- ca suprafață de răcire se consideră doar suprafața exterioară a bobinei
- puterea disipată în bobină se compune din:

$$P_{Cu} = RI_{ef}^2 \quad - \text{puterea disipată în cupru [W]} \quad (2.46)$$

$$P_{Al} = M \cdot p \quad - \text{puterea disipată în miezul de Al} \\ \text{folosit ca suport pentru bobină [W]} \quad (2.47)$$

unde: M - masa aluminiului, [Kg];

p - pierderile specifice de putere, [W/Kg].

Temperatura de încălzire este dată de relația:

$$\Delta t = \frac{P_{Cu} + P_{Al}}{\alpha \cdot S_B} \quad (2.48)$$

unde: α - coeficient termic, [W/m² °C];

$S_B = \pi D_m \cdot h$ - suprafața laterală de evacuare a căldurii, [m²].

2.2.3. Calculul membranelor elastice

Elementul elastic al vibratorului îl reprezintă membranele flexibile care sunt solidarizate cu masa vibrantă aflată în mișcare, atât la partea superioară, cât și la cea inferioară a vibratorului. Membranele nu reprezintă altceva decât niște plăci elastice de grosime mică, de formă circulară, încastrate pe periferie. Fiind fixate pe contur, sub acțiunea forței aplicate pe o față, dau deformații vizibile și ușor măsurabile, astfel că se poate aprecia și caracterul variației forței.

În general, pentru stabilirea domeniilor de lucru ale membranelor se trasează o curbă caracteristică aproximativă în coordonata săgeata y și presiunea p . Se pot considera în acest caz trei domenii de lucru care corespund raportului dintre săgeata maximă y_o și grosimea h a membranei [D.6]:

$$y_o < h; \quad h < y_o < 3h; \quad y_o > 3h \quad (2.49)$$

Calcululele efectuate referitor la membrană urmăresc dependența dintre forța F care lucrează asupra membranei, deformațiile ei y și tensiunile σ .

Pentru a determina domeniul în care se analizează comportarea membranei este necesar un calcul preliminar pentru determinarea săgeții maxime față de starea de echilibru static.

În acest scop se pornește de la premisa că în stare staționară forța elastică dezvoltată de membrană echilibrează greutatea maximă a masei vibrante.

$$G_{max} = K_{ech} \cdot y_{st} \quad (2.50)$$

unde:

$$G_{max} = (m_o + m_{max}) \cdot g \quad (2.51)$$

m_o - masa părții vibrante [Kg];

m_{max} - valoarea maximă a masei aplicate pe partea vibrantă, [Kg].

Constanta elementului elastic este:

$$K_{ech} = \frac{G_{max}}{y_{st}} \quad (2.52)$$

Vibratorul are două membrane solidarizate între ele prin intermediul unei tije, deci ele pot fi analizate ca un sistem de elemente elastice montate în paralel. Deci se pot utiliza relațiile pentru forța totală, respectiv săgeata totală:

$$F_t = F_1 + F_2 \quad (2.53)$$

$$y_o = y_1 = y_2 \quad (2.54)$$

iar constanta elastică echivalentă este:

$$k_{ech} = k_1 + k_2 \quad (2.55)$$

Prin legarea în paralel, sistemul obținut este mai "tare" decât fiecare din elementele elastice care-l compun.

Se pune problema determinării săgeții totale maxime y_o a sistemului de membrane.

În acest context se precizează că în regim de lucru, forța electrodinamică pe care o dezvoltă interacțiunea dintre bobina mobilă și câmpul magnetic de inducție constantă creat de bobina de excitație plus greutatea părții vibrante, trebuie să fie echilibrat de forța elastică maximă a sistemului de membrane.

$$F_{elast.max} = y_o \cdot k_{ech} = F_{el.din} + G_{max} \quad (2.56)$$

Pentru a efectua calculul membranelor se consideră două grosimi h_1 respectiv h_2 astfel încât, în cazul întâi membranele se încadrează în categoria celor de grosime mijlocie, iar în cazul al doilea în categoria celor de grosime mică.

În ambele variante membranele, se realizează cu centru rigidizat, prin prinderea de masa vibrantă prin intermediul unor șuruburi. Se remarcă faptul că, cu cât diametrul centrului rigidizat este mai mare, cu atât deformarea membranei este mai mică cu creșterea sarcinii.

Pentru studiul variației tensiunilor se va considera o porțiune elementară dintr-o membrană prin secționarea ei cu două suprafețe cilindrice concentrice și

două plane diametrice perpendiculare pe suprafața membranei care închid între ele un unghi $d\theta$ (fig.2.14) [D.6], [L.8].

Forțele de întindere radiale T_1 și tangențiale T_2 , precum și momentele încovoietoare M_1 și tangențiale M_2 vor da naștere la următoarele tensiuni:

- de întindere radiale σ_{ir} și de întindere tangențiale σ_{it} constante pe grosimea membranei.

- de încovoiere radiale σ_{ir} și de încovoiere tangențiale σ_{it} , având o variație liniară pe grosimea membranei.

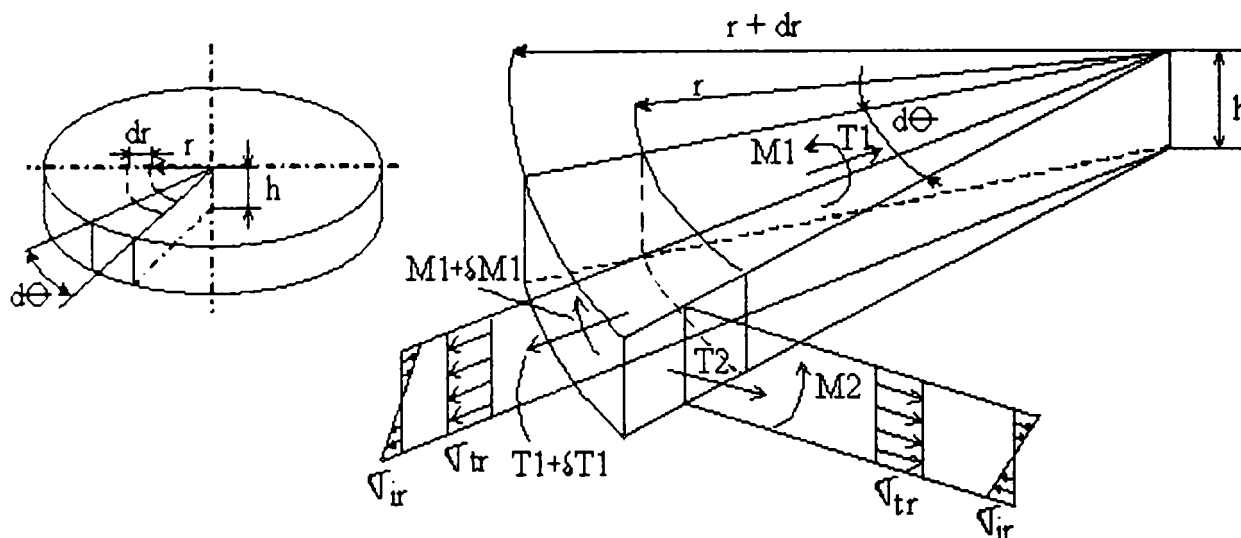


Fig.2.14. Modul de calcul al tensiunilor în membranele elastice

Într-un punct oarecare, tensiunea totală va fi:

$$\sigma_{tot} = \sigma_t \pm \sigma_i \quad (2.57)$$

Pentru prima variantă de membrană vor trebui luate în considerare, atât σ_t cât și σ_i , în schimb pentru a doua variantă se pot neglija eforturile unitare de încovoiere.

Deși membrana de textolit este de natură nemetalică, studiul comportării sale se apropie tot mai mult de cel al membranelor metalice decât al celor nemetalice, acest lucru datorându-se atât proprietăților materialului, cât și dimensiunilor constructive alese.

Pentru efectuarea calculului se consideră o membrană plană, încărcată cu o sarcină concentrată F . În ipoteza că deformațiile sunt în domeniul elastic și au

valori considerabile, din ecuațiile plăcilor subțiri, va trebui determinat unghiul θ și în funcție de el toate celelalte elemente necesare (fig.2.15).

În calcule se lucrează nu cu raza curentă r ci cu mărimea adimensională $\rho=r/R$, unde R este raza maximă a conturului astfel că întreaga membrană va fi cuprinsă în relația:

$$0 < \rho < 1$$

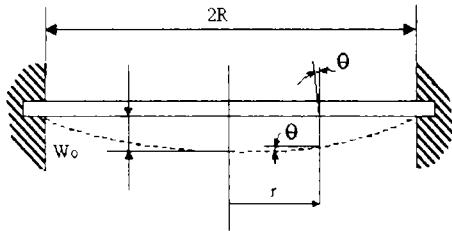


Fig.2.15. Schema de fixare a membranei elastice

Calculul se poate efectua direct, folosindu-se cele două ecuații din teoria elasticității pentru plăcile circulare subțiri și anume: ecuația forțelor (în care necunoscută va fi forța de întindere radială T_1) și ecuația rotirilor (în care necunoscut va fi unghiul de rotație θ , [D.6]:

$$\rho\Psi'' + \Psi' - \frac{\Psi}{\rho} = \frac{\theta}{2} \quad (2.58)$$

$$\rho\theta'' + \theta' - \frac{\theta}{\rho} = k\Psi\theta + v\rho^2 \quad (2.59)$$

unde [D.6]:

$$\Psi = -\frac{T_1 \cdot r}{EhR} \quad \text{- mărime adimensională ce caracterizează tensiunile din suprafața mediană} \quad (2.60)$$

$$v = \frac{pR^2}{2D} \quad \text{- deplasarea radială a membranei} \quad (2.61)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \quad \text{- rigiditatea membranei} \quad (2.62)$$

$$k = 12(1-\mu^2)\frac{R^2}{h} \quad \text{- coeficient adimensional ce caracterizează plăcile subțiri} \quad (2.63)$$

Rezolvarea ecuațiilor (2.58) și (2.59) se face diferențiat, rezultatele depinzând de condițiile limită și natura încastrării. Atât pentru prima, cât și pentru a doua variantă de membrane se consideră încastrarea realizată prin intermediul unor șuruburi dispuse echidistant pe conturul membranei.

Varianta I: $\frac{y_0}{h_1} < 3$

Se presupune la început că forma suprafeței este aceeași ca și pentru deplasările foarte mici, astfel că se poate scrie [D.6]:

$$\theta = c(\rho^3 - \rho) \quad (2.64)$$

unde:

c - funcție de presiunea $p = F/S$ sau de deplasarea radială.

La rezolvarea sistemului de ecuații care cuprind relația (2.64) și ecuația forțelor (sistem de ecuații de ordinul II), trebuie determinate patru constante din condițiile puse la limită.

Adoptându-se variația lui θ conform relației (2.64), valoarea ei se înlocuiește în ecuația (2.58) obținându-se [D.6]:

$$\rho \left[\frac{1}{\rho} (\Psi \rho)' \right]' = \frac{c^2}{2} (\rho^3 - \rho)^2 \quad (2.65)$$

de unde, prin integrare, rezultă [D.6]:

$$\Psi = -\frac{c^2}{96} \left(\rho^7 - 4\rho^5 + 6\rho^3 - a\rho + \frac{b}{\rho} \right) \quad (2.66)$$

trebuind să fie determinate constantele a și b .

Deoarece $\Psi = \frac{-T_1 \cdot r}{E \cdot h \cdot R}$ și, deoarece efortul de întindere în centrul

membranei are o valoare finită, pentru $\rho = 0$ ($r = 0$) trebuie ca $\Psi = 0$. Acest lucru este posibil dacă în relația (2.51) $b = 0$. Rezolvarea problemei, în continuare, presupune cunoașterea fixării membranei pe contur.

La încastrarea liberă stabilită prin proiectare, pe contur $\theta = 0$ dar, fiind vorba de o fixare a membranei între două plăci, există posibilitatea unor deplasări radiale pe contur, deci forța radială $T_1 = 0$ și prin urmare $\Psi = 0$. Se stabilește astfel constanta $a = 3$.

Ecuatiile (2.64) și (2.66) satisfac condițiile la limită pentru orice valoare a constantei c . Dacă se înlocuiesc θ și Ψ în ecuația (2.58) se va alege constanta c astfel încât să satisfacă această ecuație.

Integrând, punând din nou condițiile la limită și efectuând calculele se obține, pentru membrană, săgeata și apoi următoarea formă generală a ecuației caracteristice [D.6].

$$\frac{QR^2}{Eh^4} = A_1 \left(\frac{y_o}{h_1} \right) + A_3 \left(\frac{y_o}{h_1} \right)^3 \quad (2.67)$$

În această relație, coeficienții A_1 și A_3 au următoarea formă caracteristică [D.6]:

$$A_1 = \frac{4\pi}{3(1-\mu^2)} \cdot \frac{c^4 - c^2}{c^4 + 1 - 4c^2 \ln^2 c - 2c} \quad (2.68)$$

$$A_3 = \frac{6\pi}{7} \quad (2.69)$$

unde:

$$\rho = \frac{l}{c} = \frac{r_o}{R} \quad (2.70)$$

Relația (2.67) arată că, la membranele de grosime medie, mai rigide, între săgeata maximă a membranei și presiunea " p " nu există o relație liniară apărând și termenul cubic. Neliniaritatea relației se reduce prin introducerea centrului rigidizat, deoarece deformațiile se micșorează și deci $(y/h)^3$ se poate neglija.

Tensiunile de încovoiere și cele de întindere se pot însuma separat obținându-se eforturile unitare totale radiale și tangențiale [D.6].

$$\sigma_r = \sigma_{ir} + \sigma_{ir} = \frac{T_1}{h_1} \pm \frac{6M_1}{h_1^2} \quad (2.71)$$

$$\sigma_t = \sigma_{it} + \sigma_{it} = \frac{T_2}{h_1} \pm \frac{6M_2}{h_1^2} \quad (2.72)$$

unde h_l este grosimea membranei.

Valorile maxime se obțin pe conturul membranei. Pentru dimensionare sau verificare se stabilește efortul unitar echivalent, pe baza teoriei energiei maxime de deformație:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t} \quad (2.73)$$

Pe contur însă:

$$\sigma_t = \mu\sigma_r, \quad \text{deci} \quad \sigma_e = \sigma_r \sqrt{1 - \mu + \mu^2} \quad (2.74)$$

Varianta II: $\frac{y_o}{h_2} > 3$

În acest caz, $\frac{y_o}{h} \in (3 \div 16)$, domeniu în care intră membranele de tip elastic la care tensiunile de întindere sunt mult mai mari decât cele de încovoiere.

Pentru aceste membrane, supuse deformațiilor mari, se poate face un studiu similar cu cel de la membranele groase. Trebuie luate în considerare ambele ecuații (2.58) și (2.59) care rezultă când se stabilește formula adimensională a caracteristicii.

Din cauza formei suprafeței elastice a membranei la care punctul de inflexiune este aproape de contur, pentru calcul se admite că ecuația acestei suprafețe are forma [D.6]:

$$\theta = (\rho^z - \rho) \cdot c \quad (2.75)$$

unde z este un exponent nedeterminat.

De modul în care se alege z depinde precizia de calcul, deoarece acest exponent crește cu apropierea punctelor de inflexiune de contur. Similar cu cazul precedent se introduce θ în ecuația forțelor, se integrează, se înlocuiește θ și Ψ astfel obținuți în ecuația (2.58), se integrează din nou, iar forma generală a caracteristicii membranei elastice este [D.6]:

:

$$\frac{QR^2}{Eh_2^4} = \frac{A_1'}{1 - \mu^2} \left(\frac{y_o}{h_2} \right) + A_3' \left(\frac{y_o}{h_2} \right)^3 \quad (2.76)$$

unde coeficienții A_1' și A_3' au următoarea formă [D.6]:

$$A_1' = \frac{2(z+1)(z+3) \cdot \pi}{3z} \quad (2.77)$$

$$A_3' = \frac{1}{(1-\rho^2)(1-\rho^4)} \left[-\frac{2}{3}(1-\rho^6) + \frac{3-\mu}{1-\mu}(1+\rho^2)(1-\rho^4) + 2\frac{3-\mu}{1+\mu}\rho^z(1-\rho)^z \right] \quad (2.78)$$

unde $\rho = r_o/R$.

Pentru fiecare valoare a lui y_o/h va corespunde o anumită formă de suprafață caracteristică printr-o valoare a lui z . Se consideră doar tensiunile de întindere ce corespund deformațiilor mari:

$$\sigma_r = \sigma_{rr} = \frac{T_1}{h_2}; \quad \sigma_t = \sigma_{tt} = \frac{T_2}{h_2} \quad (2.79)$$

Se calculează tensiunea echivalentă și apoi forța maximă pe care o poate suporta membrana.

2.2.4. Rezultate numerice obținute

Pentru proiectarea vibratorului electrodinamic s-a plecat de la o soluție constructivă existentă și de la rezultatele obținute în cadrul Catedrei de Mecanică din Universitatea "Politehnica" Timișoara [H.5], [H.7], [L.8]. În acest fel, dimensiunile extreme ale bobinelor fixă și mobilă, dimensiunile membranelor sunt cunoscute sau se aleg în mod constructiv. Se stabilește de asemenea valoarea necesară a inducției magnetice în întrefier, valoarea forței electrodinamice maxime, precum și tensiunea de alimentare.

2.2.4.1. Pentru bobina fixă

Se cunosc:

$$B_\delta=1\text{T}; R_o=42,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}; h=30 \cdot 10^{-3} \text{ m}; R_e=120 \cdot 10^{-3} \text{ m}; R_f=110 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \ell_{12}=25 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \ell_{11''}=42,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \delta=5 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \ell_{1''1'}=67,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \ell_{1'2'}=25 \cdot 10^{-3} \text{ m}; S_{12}=5,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; S_{11''}=S_\delta=8,011 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; S_{1''1'}=8,95 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; S_{1'2'}=7,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; \ell_{23}=72 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \ell_2=62 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \ell_{\delta 1}=10^{-4} \text{ m}; \ell_{3\delta 1}=10^{-2} \text{ m}; \ell_{33}=72 \cdot 10^{-2} \text{ m}; \ell_{33'}=115 \cdot 10^{-3} \text{ m};$$

$$S_{23}=6,36 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; S_{2'\delta 1}= S_{3'\delta 1}=7,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; S_{33}=16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; h_1=22 \cdot 10^{-3} \text{ m};$$

$$R=45 \cdot 10^{-3} \text{ m}.$$

Inducțiile magnetice calculate au valorile:

$$B_{12}=1,41 \text{ T}; B_{11''}=1 \text{ T}; B_{1''1'}=0,89 \text{ T}; B_{1'2'}=1,11 \text{ T}; B_{23}=1,26 \text{ T}; B_{2'\delta 1}=1,21 \text{ T};$$

$$B_{33'}=0,5 \text{ T}.$$

Intensitățile câmpurilor magnetice se determină din curba de magnetizare a oțelului din care este confecționat miezul în funcție de inducția magnetică B:

$$H_{12}=770 \text{ A/m}; H_{11''}=320 \text{ A/m}; H_{1''1'}=250 \text{ A/m}; H_{1'2'}=395 \text{ A/m}; H_{23}=540 \text{ A/m};$$

$$H_{2'\delta 1}=395 \text{ A/m}; H_{33'}=150 \text{ A/m}.$$

Permeabilitățile magnetice au valorile:

$$\mu_{12}=1,83 \cdot 10^{-3} \text{ H/m}; \mu_{11''}=3,125 \cdot 10^{-3} \text{ H/m}; \mu_{1''1'}=3,58 \cdot 10^{-3} \text{ H/m}; \mu_{1'2'}=2,81 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{H/m}; \mu_0=4\pi \cdot 10^{-7} \text{ H/m}; \mu_{23}=2,33 \cdot 10^{-3} \text{ H/m}; \mu_{2'\delta 1}=2,81 \cdot 10^{-3} \text{ H/m}; \mu_{33'}=3,37 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{H/m}.$$

Reluctanțele magnetice sunt:

$$R_{m12}=2,4 \cdot 10^{-3} \text{ A/Wb}; (R_{m11''}/2)=1,696 \cdot 10^3 \text{ A/Wb}; (R_{\delta}/2)=496,676 \cdot 10^3 \text{ A/Wb};$$

$$(R_{m1''1'}/2)=2,106 \cdot 10^3 \text{ A/Wb}; (R_{m1'2'}/2)=1,232 \cdot 10^3 \text{ A/Wb}; (R_{m23}/2)=4,85 \cdot 10^3 \text{ A/Wb};$$

$$(R_{m2'\delta 1}/2)=3,04 \cdot 10^3 \text{ A/Wb}; (R_{\delta 1}/2)=11,021 \cdot 10^3 \text{ A/Wb}; (R_{m3'\delta 1}/2)=0,493 \cdot 10^3$$

$$\text{A/Wb}; (R_{m33'}/2)=2,131 \cdot 10^3 \text{ A/Wb}.$$

Solenția are valoarea $NI = 4211,56 \text{ A}$ iar, pentru tensiunea de alimentare 28 V și intensitatea $I=3,57 \text{ A}$, numărul de spire necesar este: $N=1.179,71$, Se alege

$$N=1.180 \text{ spire}.$$

Pentru **construcția bobinajului** se obțin valorile:

- diametrul interior al bobinei $d_i=92\cdot 10^{-3}$ m – se alege constructiv;
- diametrul exterior: $d_e=204\cdot 10^{-3}$ m – limitat de spațiul pus la dispoziție;
- diametrul necesar al conductorului este $d=1,4\cdot 10^{-3}$ m (pentru $\rho_{70}^0=2,21\cdot 10^{-8}$ Ωm , $\zeta_m=465\cdot 10^{-3}$ m, $U=28$ V). Se alege

$$d_{\text{nominal}}=1,5\cdot 10^{-3} \text{ m, iar } d_{\text{STAS}}=d_{\text{iz}}=1,613\cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- numărul de straturi este $n_{\text{str}}=33,47$. Se alege

$$n_{\text{str}}=34.$$

- raza exterioră a bobinei, ținând seama și de straturile de carbon electroizolant de tip C aplicate la fiecare 10 straturi este:

$$r_e=104,092\cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

- înălțimea bobinei rezultă: $h_{\text{primar}}=59,98\cdot 10^{-3}$ m. Se alege

$$h_{\text{primar}}=60\cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

- înălțimea netă a bobinei se obține scăzând grosimea flanșelor mosorului înfasurării

$$h_{\text{net}}=56\cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

- numărul spirelor din fiecare strat este: $n_{\text{spire/strat}}=34,71$, Se alege

$$n_{\text{spir/strat}}=35.$$

- volumul total ocupat de conductor și izolație este:

$$V_t=1,513\cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

- spațiul disponibil pentru așezarea bobinajului este

$$S_{\text{disp}}=3,16684\cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

- secțiunea conductorului neizolat este

$$S=1,767\cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

- factorul de umplere al bobinei:

$$K_u=0,658$$

- lungimea medie a spirelor:

$$\zeta_m=0,471 \text{ m}$$

- rezistența electrică totală a bobinei:

$$R=6,95 \Omega$$

Pentru **solicitări termice** se obțin următoarele rezultate:

- puterea disipată în bobină:

$$P = 88,64 \text{ W}$$

- în cazul răcirii naturale:

$$\Delta t_e=63,75 \text{ }^\circ\text{C}$$

- încălzirea stratului interior față de cel exterior:

$$\Delta t_i=8,33 \text{ }^\circ\text{C}$$

- pentru $t_{\text{ambient}}=20 \text{ }^\circ\text{C}$ se obține:

$$t_s=92,08 \text{ }^\circ\text{C}$$

2.2.4.2. Pentru bobina mobilă

- numărul de spire al bobinei: $n=42$ se determină pentru: $F_{\text{max}}= 65 \text{ N}$;
 $B=1 \text{ T}$; $I_0=5,3 \text{ A}$; $d_e=93,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- diametrul conductorului rezultă: $d=1,388 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, iar conform STAS 11143-78 se alege $d_{\text{nom}}=1,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Diametrul conductorului cu izolație este $d_{iz}=1,47 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- înălțimea bobinei, cu bobinaj pe două straturi, este

$$h_{\text{net}}=31,059 \text{ mm}$$

- temperatura în bobină este: $t=8,4 \text{ }^\circ\text{C}$
- rezistența electrică a bobinei este: $R=0,055 \Omega$
- inductanța bobinei: $L=1,85 \cdot 10^{-4} \text{ H}$
- corecțiile la inductanță sunt:

$$\Delta L_1=1,444 \cdot 10^{-6} \text{ H}; \quad \Delta L_2=3,724 \cdot 10^{-8} \text{ H}$$

- inductanța corectată este: $L_b=1,862 \cdot 10^{-4} \text{ H}$

2.2.4.3. Pentru membrane

A. $h = 1,5 \text{ mm}$

- săgeata statică: $y_{st} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- constanta elastică echivalentă: $K_{ech} = 17.814,96 \text{ N/m}$
- deformația maximă a unei membrane: $y_1 = 3,074 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- pentru membrana fixată la partea superioară: $r_o = 38 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $R = 111 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $c = R/r_o = 2,92$. Rezultă:

$$A_1 = 15,763; A_3 = 2,693; F_{max} = 2.278,94 \text{ N}$$

- pentru membrana fixată la partea inferioară: $r_o = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $R = 103,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $c = 10,35$. Rezultă:

$$A_1 = 5,476; F_{max} = 1.625,14 \text{ N}$$

- pentru membrana superioară: $\rho = 0,342$; $z = 4,75$. Rezultă:

$$\sigma_{ir} = 63,13 \text{ N/mm}^2; \sigma_{it} = 66,44 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{tr} = 51,46 \text{ N/mm}^2; \sigma_{tt} = 51,46 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_r = 114,59 \text{ N/mm}^2; \sigma_t = 117,9 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 116,28 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{a \max} = 140 \text{ N/mm}^2$$

Pe conturul de încastrare: $\sigma_r = 114,59 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_t = 18,33 \text{ N/mm}^2, \text{ deci } \sigma_e = 106,61 \text{ N/mm}^2$$

- pentru membrana inferioară:

$$\rho = 0,096; z = 4,75$$

Pe conturul interior tensiunile sunt:

$$\sigma_{ir} = 68,25 \text{ N/mm}^2; \sigma_{it} = 68,28 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{tr} = 56,30 \text{ N/mm}^2; \sigma_{tt} = \sigma_{tr} = 56,30 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_r = 124,55 \text{ N/mm}^2; \sigma_t = 124,58 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 124,56 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a$$

Pe conturul exterior:

$$\sigma_e = 115,85 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a$$

B. $h = 1 \text{ mm}$

Este o membrană de tip elastic pentru care $z=6,35$.

- pentru membrana superioară:

$$A_1' = 22,66; \rho = 0,342; A_3' = 12,86, F_{\max} = 3.612,051 \text{ N}$$

- pentru membrana inferioară:

$$A_1' = 22,66; A_3' = 8,866, F_{\max} = 3.071,57 \text{ N}$$

- tensiunile din membrană superioară sunt:

$$\sigma_{tt} = \sigma_{tr} = 51,06 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_r = \sigma_{tr} = 51,06 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_t = \sigma_{tt} = 51,06 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 51,06 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{at} = 85 \text{ N/mm}^2$$

Pentru conturul exterior:

$$\sigma_{tt} = \sigma_t = 8,169 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 47,51 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a$$

- tensiunile din membrana inferioară:

$$\sigma_{tt} = \sigma_{tr} = 64,883 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = \sigma_{tr} = 64,883 \text{ N/mm}^2$$

Pentru conturul exterior:

$$\sigma_t = 10,381 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 60,342 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a$$

2.3. Studiul posibilităților de utilizare a vibratoarelor electrodinamice

2.3.1. Deducerea ecuațiilor diferențiale ce caracterizează funcționarea vibratorului

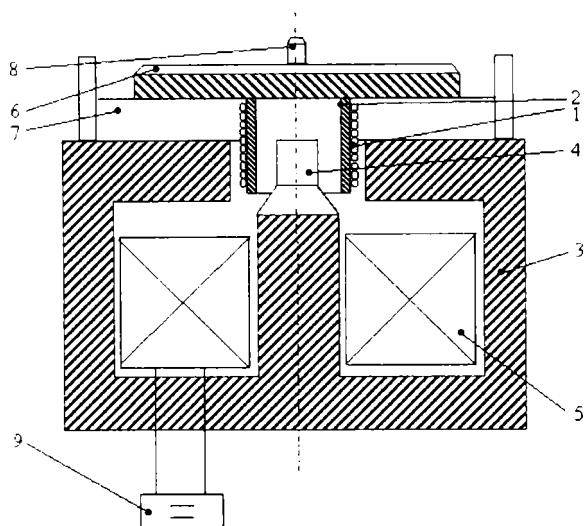


Fig.2.16. Schema de principiu al vibratorului electrodinamic

În fig.2.16 se prezintă schema de principiu a unui vibrator electrodinamic. Din această figură se observă că pe corpul 3 este montat un electromagnet format din bobina fixă 5, alimentată de la o sursă de curent continuu 9. De asemenea, câmpul magnetic se închide printr-un întrefier în care se află bobina mobilă 1 a vibratorului, fixată rigid de masa mobilă 6 suspendată pe elemente elastice 7.

Circuitul electric echivalent al vibratorului este arătat în fig.2.17.

În acest circuit se remarcă:

- inductanța bobinei mobile L
- rezistența bobinei mobile R

Acest circuit se închide prin amplificatorul 12 ce dă o tensiune U_e având o componentă continuă și una variabilă. Semnalele sunt generate de generatorul de semnal 13.

Acest vibrator este caracterizat prin oscilații electrice și vibrații mecanice și deci efectuează vibrații electromecanice, studiul acestora putând fi făcut cu ecuațiile lui Lagrange.

Vibratorul electrodinamic este un sistem electromecanic cu două grade de libertate. Pentru studiul comportării sistemului se aleg ca parametrii [H.7], [H.8], [H.4], [L.2], [S.4]: deplasarea x a masei mobile și sarcina electrică q a curentului din bobina mobilă. Ecuațiile lui Lagrange sunt:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{y}_s} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial y_s} = Q_s, \quad s = 1, 2 \quad (2.79)$$

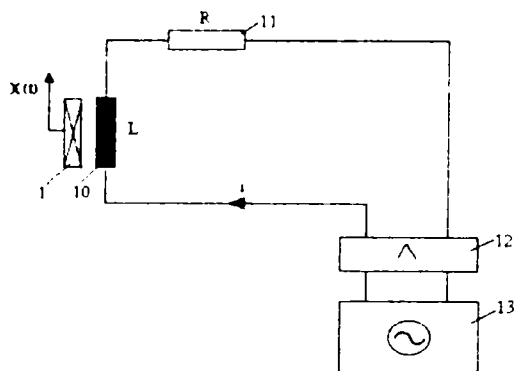


Fig.2.17. Circuitul electric echivalent al vibratorului electrodinamic

unde: y_s - coordonatele generalizate

$$\begin{cases} y_1 = x \\ y_2 = q \end{cases} \quad (2.80)$$

Energia cinetică și forțele generalizate sunt date de relațiile [S.16]:

$$E_c = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} L \dot{q}^2 \quad (2.81)$$

$$Q_1 = Bl\dot{q} - c\dot{x} - k \cdot x \quad (2.82)$$

$$Q_2 = e_o \sin \omega t - R\dot{q} - Bl\dot{x} = e_o \sin \omega t - R\dot{q} - \Gamma \cdot \dot{x} \quad (2.83)$$

iar ecuațiile diferențiale obținute sunt [S.16]:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} - Bl\dot{q} + kx = 0 \\ L\ddot{q} + Bl\dot{x} + R\dot{q} = e_o \sin \omega t \end{cases} \quad (2.84)$$

unde:

m – masa echipamentului mobil incluzând bobina mobilă, piesa și masa care vibrează, [Kg];

c - coeficientul de amortizare al sistemului de suspensie, [N s/m];

k – constanta elastică a sistemului de suspensie al bobinei, [N/m];

$x(t)$ – legea de mișcare a bobinei mobile (deplasarea masei m din poziția de echilibru static), [m];

$q(t)$ – sarcina electrică în circuitul bobinei mobile, [C].

Dacă se notează $\dot{q} = \frac{dq}{dt} = i$, se obține [S.16]:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx - Bil = 0 \\ L \frac{di}{dt} + Bl\dot{x} + iR = e_o \sin \omega t \end{cases} \quad (2.85)$$

Bobina mobilă fiind străbătută de un curent i , asupra ei acționează forța de interacțiune $Bil = Bq\ell$ dintre magnet și bobină, unde $\ell = \pi nd$ reprezintă lungimea conductorului bobinei mobile.

A doua ecuație a sistemului (2.80) exprimă echilibrul tensiunilor circuitului de alimentare. În această ecuație, notațiile făcute au următoarea semnificație:

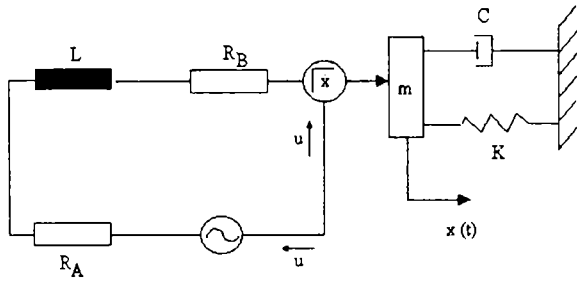


Fig.2.18. Schema interacțiunii VED cu un sistem mecanic

$$L \frac{di}{dt} - \text{căderea de tensiune}$$

pe inductanța L [V]

iR - căderea de tensiune pe rezistență

$B\ell\dot{x} = B\ell v$ - tensiunea contraelectromotoare ce apare datorită mișcării relative a bobinei mobile în câmpul magnetic [V]

$U \sin \omega t$ - tensiunea de alimentare a circuitului bobinei mobile [V]

Valoarea forței produse e limitată de răcirea bobinei, de

materialele și rezistența mecanică a părților mobile.

2.3.2. Reacția mișcării bobinei asupra unui sistem mecanic

Se consideră [B.23] un sistem mecanic cu un grad de libertate excitat cu un vibrator electrodinamic (fig.2.18) unde:

R_B - rezistența bobinei, [Ω];

R_A - rezistența sursei, [Ω];

u - tensiunea sursei, [V];

$\Gamma\dot{x} = B \cdot \ell \cdot \dot{x}$ - tensiunea electromotoare indusă în sursă, [V];

L - inductanța bobinei, [H];

$u = U \sin \omega t$ - tensiunea de alimentare a bobinei mobile, [V];

$\Gamma = B \cdot \ell = \text{const.}$, [T·m].

Rezultă următoarea ecuație diferențială:

$$L \frac{d\dot{q}}{dt} + (R_A + R_B)\dot{q} + \Gamma\dot{x} = u \quad (2.86)$$

Ecuatia mișcării masei m este:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \Gamma\dot{q} \quad (2.87)$$

În regim staționar se poate scrie:

$$x = Xe^{i\omega t}; \quad u = Ue^{i\omega t}; \quad \dot{q} = Ie^{i\omega t} \quad (2.88)$$

astfel că relațiile (2.81) și (2.82) devin:

$$\begin{cases} (R + i\omega L)I + i\omega\Gamma X = U \\ \Gamma I - (k - m\omega^2 + i\omega c)X = 0 \end{cases} \quad (2.89)$$

unde $R = R_A + R_B$.

Prin rezolvarea sistemului (2.84) se obțin soluțiile [B.23]:

$$X = \frac{\Gamma \cdot U}{(k - m\omega^2 + i\omega c)(R + i\omega L) + i\omega\Gamma^2} \quad (2.90)$$

$$I = \frac{U}{R + i\omega L + i\omega \frac{\Gamma^2}{k - m\omega^2 + i\omega c}} \quad (2.91)$$

Forța excitatoare $f = Fe^{i\omega t}$ are deci amplitudinea complexă [B.23]:

$$F = \Gamma I = \frac{\Gamma U}{R + i\omega L + i\omega \frac{\Gamma^2}{k - m\omega^2 + i\omega c}} \quad (2.92)$$

În cazul folosirii unei surse cu tensiune de amplitudine constantă, forța produsă de vibrator este deci dependența de frecvență, amplitudinea ei scăzând pronunțat la frecvența de rezonanță a sistemului (fig.2.19) supus vibrațiilor. Dacă impedanța electrică z_B a bobinei în repaus este predominant rezistivă, pentru $L=0$, expresia (2.87) devine:

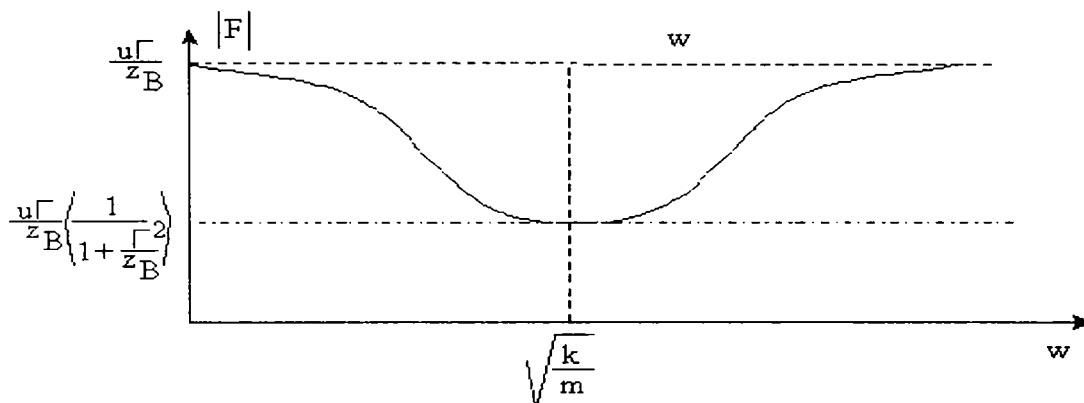


Fig.2.19. Variația forței maxime produse de vibrator funcție de pulsație

$$F = \frac{U}{\frac{R}{\Gamma} - \frac{c + i\left(\omega m - \frac{k}{\omega}\right)}{\Gamma}} \quad (2.93)$$

Pentru ca micșorarea forței la rezonanță să fie minimă, trebuie ca Γ să fie mic, iar R - mare, ceea ce în ambele cazuri duce la soluții ineficiente [B.23]. Dacă se întrerupe alimentarea circuitului bobinei, deci $U = 0$ și se consideră că o forță $f_1 = F_1 e^{i\omega t}$ întreține regimul staționar de vibrații, ecuațiile (2.84) devin:

$$\begin{cases} (R + i\omega L)I + i\omega\Gamma X = 0 \\ -\Gamma I + \left(k - m\omega^2 + i\omega c\right)X = F_1 \end{cases} \quad (2.94)$$

Prin eliminarea lui I se obține:

$$\left(k - m\omega^2 + i\omega c + i\omega \frac{\Gamma^2}{R + i\omega L}\right)X = F_1 \quad (2.95)$$

Rezultă că datorită cuplajului între sistemul mecanic și cel electric, în sistemul mecanic se introduce amortizare suplimentară, care scade cu creșterea lui ω [B.23].

2.3.3. Calculul forței produsă de vibrator asupra unei structuri

În general, forța produsă de vibratorul electrodinamic asupra structurii supuse la vibrații diferă de forța electromagnetică ce se exercită asupra bobinei mobile.

În fig.2.20.a se arată un montaj având un vibrator cu acționare directă, legat de un sistem cu un grad de libertate.

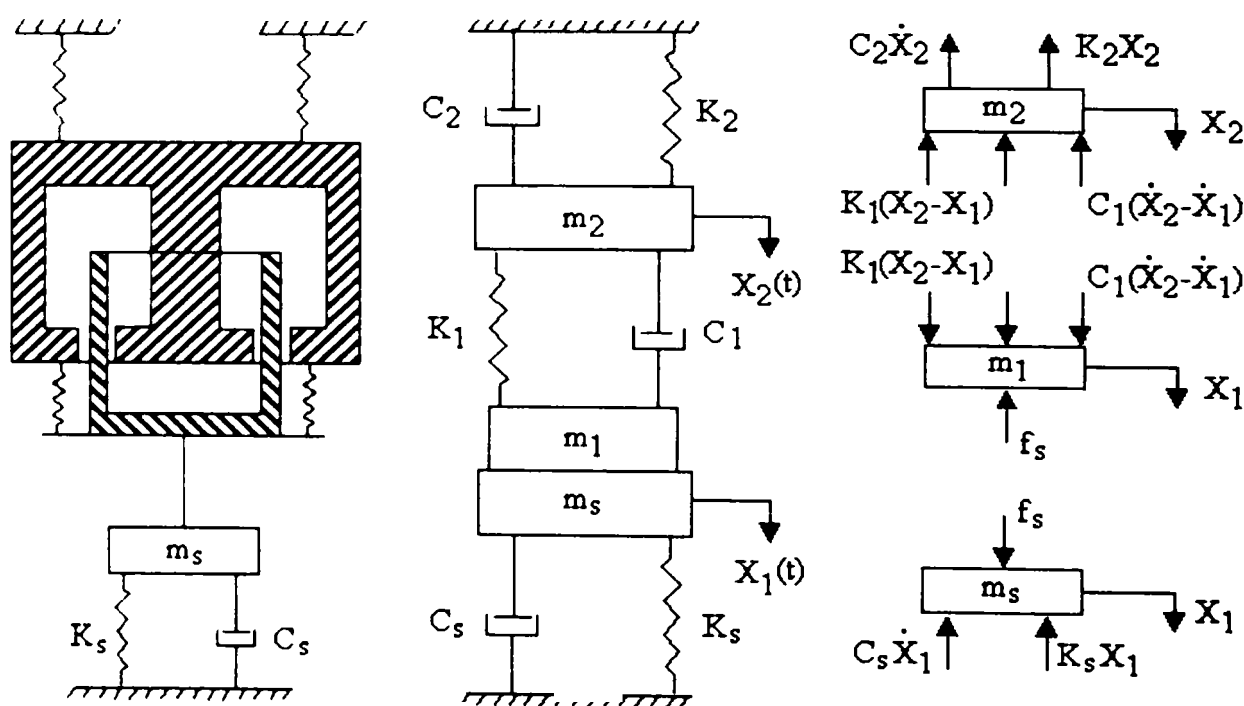


Fig.2.20. Acțiunea VED cu acțiune directă asupra unui sistem mecanic cu un grad de libertate

În fig.2.20.b se prezintă sistemul echivalent cu parametri concentrați. S-au folosit notațiile:

m_1 - masa bobinei și a părților mobile ale vibratorului, [Kg];

m_2 - masa corpului vibratorului, [Kg];

m_s - masa echivalentă a structurii, [Kg];

k_1, c_1 - constanta elastică și coeficientul de amortizare ale suspensiei bobinei, [N/m], respectiv Ns/m];

k_2, c_2 - constanta elastică și coeficientul de amortizare ale suspensiei

exterioare a vibratorului, [N/m], respectiv Ns/m];

k_s, c_s - constanta elastică și coeficientul de amortizare ale suspensiei structurii, [N/m], respectiv Ns/m];

$f = \Gamma i$ - forța electromagnetică, [N].

Dacă se pune în evidență forța aplicată structurii f_s , ecuațiile de mișcare ale celor trei mase sunt (fig.2.20.c):

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_2 - k_1 x_2 = \Gamma i - f_s \quad (2.96)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2) \dot{x}_2 - c_1 \dot{x}_1 + (k_1 + k_2) x_2 - k_1 x_1 = -\Gamma i \quad (2.97)$$

$$m_s \ddot{x}_1 + c_s \dot{x}_1 + k_s x_1 = f_s \quad (2.98)$$

Din ecuația (2.96) rezultă:

$$\Gamma \cdot i - f_s = m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) \quad (2.99)$$

Diferența dintre forța electromagnetică $\Gamma \cdot i$ și cea aplicată structurii, f_s , se datorește inerției bobinei mobile, precum și caracteristicilor elastice și de amortizare ale suspensiei acestora.

2.3.4. Studiul vibrațiilor forțate ale masei vibrante

Soluția generală a ecuațiilor (2.84) este formată din soluția ecuațiilor omogene și o soluție particulară (forțată).

Prezintă interes soluțiile particulare (forțate) ale ecuațiilor diferențiale, care se caută de forma:

$$\begin{cases} x = A_1 \sin(\omega t - \varphi_1) \\ q = A_2 \sin(\omega t - \varphi_2) \end{cases} \quad (2.101)$$

Efectuând calculele (în numere complexe) rezultă [H.6], [H.8], [L.8]:

$$A_1 = \frac{B l e_o}{\sqrt{(Rk - E\omega^2)^2 + \omega^2 (D - mL\omega^2)^2}} \quad (2.102)$$

$$A_2 = \frac{e_o \sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}{\omega \sqrt{(Rk - E\omega^2)^2 + \omega^2 (D - mL\omega^2)^2}} \quad (2.103)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\omega (D - mL\omega^2)}{Rk - E\omega^2} \quad (2.104)$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \varphi; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (2.105)$$

unde:

$$E = Rm + cL; \quad D = Lk + B^2 \ell^2 + cR \quad (2.106)$$

Pentru a se analiza în mod corespunzător posibilitățile de utilizare a vibratoarelor electrodinamice se poate studia variația mărimilor: X (amplitudinea mișcării), I (valoarea maximă a curentului electric din bobina mobilă), a_{max} (amplitudinea accelerației mișcării masei mobile), F_{max} (forța electrodinamică maximă), φ_1 (defazajul dintre tensiunea de alimentare și mișcare), φ_2 (defazajul dintre tensiunea de alimentare și curentul electric) în funcție de pulsația ω a tensiunii de alimentare sau de frecvența $f = \omega/2\pi$ a acesteia.

Valoarea momentană a forței dezvoltate de vibratorul electrodinamic este dată de relația $f = Bi\ell$, deci valoarea maximă este:

$$F_{max} = B\ell I \quad (2.107)$$

deci alura curbei $F_{max} = F_{max}(\omega)$ este asemenea cu cea a curbei $I = I(\omega)$.

Pentru studiul teoretic se pot folosi următoarele relații [L.8]:

$$a_{max} = \omega^2 x = \frac{\omega^2 B\ell e_o}{M} = f_1(f) = \omega^2 \cdot A_1 \quad (2.108)$$

$$X = \frac{a_{max}}{\omega^2} = A_1 = \frac{B\ell e_o}{M} = f_2(f) \quad (2.109)$$

$$I = \omega A_2 = \frac{e_o N}{M} = f_3(f) \quad (2.110)$$

$$F_{max} = B\ell I = \frac{B\ell e_o N}{M} = f_4(f) \quad (2.111)$$

unde:

$$M = \sqrt{C_1(2\pi f)^6 + C_2(2\pi f)^4 + C_3(2\pi f)^2 + C_4} \quad (2.112)$$

$$N = \sqrt{C_5(2\pi f)^4 + C_6(2\pi f)^2 + C_7} \quad (2.113)$$

$$C_1 = m^2 L^2 \quad (2.114)$$

$$C_2 = (Rm + cL)^2 - 2mL(Lk + B^2\ell^2 + cR) \quad (2.115)$$

$$C_3 = (Lk + B^2\ell^2 + cR)^2 - 2kR(Rm + cL) \quad (2.116)$$

$$C_4 = R^2 k^2 \quad (2.117)$$

$$C_5 = m^2 \quad (2.118)$$

$$C_6 = c^2 - 2km \quad (2.119)$$

$$C_7 = k^2 \quad (2.120)$$

Pentru calcul se pot considera ca parametrii masa vibrantă, tensiunea de alimentare a bobinei mobile, precum și diametrul conductorului bobinei mobile:

$$m = (0,54; 1; 1,54; 1; 1,54; 3; 3,54; 4) \text{ Kg} \quad (2.121)$$

$$e_o = (2; 4; 6; 8; 10) \text{ V} \quad (2.122)$$

$$d = (0,8; 0,9; 1; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5) \text{ mm} \quad (2.123)$$

Pentru fiecare valoare a diametrului conductorului bobinei mobile, rezistența ohmică se calculează cu relația:

$$R = \frac{8 \cdot \rho \cdot h \cdot D_m}{d^3} \quad (2.124)$$

rezultând valorile pentru $d = 1,4 \text{ mm}$ [L.8]:

$$R = (7699; 5407; 3941; 2961; 2281; 1794; 1436; 1167) \cdot 10^{-4} (\Omega) \quad (2.125)$$

Pentru calculul inductanței bobinei mobile L se folosește relația:

$$L = \frac{\pi}{4} \cdot \mu_o \left(\frac{2h}{d} \right)^2 \frac{Dm}{\alpha} (k_a - k) \quad (2.126)$$

Pentru diametrul considerat al conductorului bobinei mobile rezultă valorile [L.8]:

$$L = (6,3875; 5,047; 4,088; 3,378; 2,838; 2,419; 2,086; 1,817) \cdot 10^{-4} \text{ (H)} \quad (2.127)$$

De asemenea, se pot folosi membrane elastice de diferite grosimi astfel încât se pot modifica și constantele elastice ale acestora. Astfel:

$$\begin{aligned} h_1 &= 1 \text{ mm}; & k_1 &= 9977 \text{ N/m} \\ h_2 &= 1,5 \text{ mm}; & k_2 &= 17930 \text{ N/m} \\ h_3 &= 2 \text{ mm}; & k_3 &= 76750 \text{ N/m} \end{aligned} \quad (2.128)$$

În felul acesta, cu ajutorul relațiilor (2.108, 2.109, 2.110, 2.111), folosind parametrii dați de relațiile (2.121, 2.122, 2.123, 2.128) se pot determina familii de diagrame privind funcționarea vibratoarelor electrodinamice din care se pot alege variantele constructive cele mai potrivite pentru scopul urmărit.

În unele situații destul de des întâlnite în practică, se menține constantă amplitudinea I a intensității curentului de alimentare a bobinei mobile, iar tensiunea de alimentare e_o devine funcție de frecvență [H.6], [H.8]. În acest caz relațiile de calcul folosite pentru obținerea caracteristicilor în frecvență ale vibratoarelor electrodinamice au următoarele expresii:

$$X = \frac{BI\ell}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.129)$$

$$e_o = \frac{I\sqrt{(Rk - E\omega^2)^2 + \omega^2(D - mL\omega^2)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.130)$$

$$a_{max} = X\omega^2 = \frac{BI\ell\omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.131)$$

De asemenea se poate determina expresia de calcul pentru puterea necesară întreținerii vibrațiilor. Valoarea instantanee a puterii este:

$$p = BI\ell\mathbf{v} = F \cdot \mathbf{v} = BI\ell \sin(\omega t - \varphi_2) \cdot X \cdot \omega \cdot \cos(\omega t - \varphi_1) \quad (2.132)$$

sau

$$p = \frac{1}{2} BI\ell X [\sin(2\omega t - \varphi_1 - \varphi_2) + \sin \varphi] \quad (2.133)$$

de unde se observă că puterea variază cu pulsația 2ω .

Valoarea medie, în jurul căreia se produce variația, reprezintă puterea utilă, dată de relația:

$$p_u = \frac{1}{2} BI\ell X = \frac{1}{2} B^2 \ell^2 I^2 \frac{c\omega^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \quad (2.134)$$

Caracteristicile de frecvență date de relațiile (2.129, 2.130, 2.131, 2.134) au fost prezentate în lucrarea [H.8] pentru vibratorul VED1 proiectat și construit la Catedra de Mecanică a Universității “Politehnica” din Timișoara.

2.4. Determinări experimentale privind posibilitățile de utilizare a vibratoarelor electrodinamice

2.4.1. Considerații generale

În cadrul Catedrei de Mecanică din Universitatea “Politehnica” din Timișoara au existat preocupări interne privind proiectarea și realizarea unor vibratoare electrodinamice. Vibratorul VED1 a fost conceput și realizat [H.2] cu scopul de a înlocui parțial importul. Acest vibrator de 40 W poate genera vibrații având frecvența cuprinsă între 5 și 4.000 Hz. Această realizare a fost acceptată ca inovație (1984), iar produsul s-a fabricat în serie mică în cadrul Atelierului Școală și de Prototipuri. Vibratorul VED1 a dat rezultate bune în exploatare, fiind solicitat de multe întreprinderi și institute din țară. Între timp pe adresa

catedrei au sosit solicitări pentru a furniza și alte informații în legătură cu comportarea vibratorului în exploatare, respectiv de a proiecta vibratoare cu alte caracteristici (putere mai mare, alt domeniu de frecvență etc.). Din această cauză, pornind de la construcția vibratorului VED1 s-a prezentat în acest capitol modul de proiectare și a altor tipuri de vibratoare și s-a trecut la realizarea practică a unui nou vibrator VED3.

Pentru acest vibrator, proiectat și realizat, circuitul magnetic împreună cu bobina de excitație s-a calculat astfel încât să se realizeze o inducție de 1T. Au rezultat $N=1.685$ spire la un diametru al conductorului $d = 1,25$ mm. Pentru acest vibrator, masa vibrantă este confecționată din duraluminiu și este suspendată cu ajutorul membranelor elastice plasate la partea de sus și de jos a vibratorului asigurându-se în acest fel și centrarea sistemului mobil. Întregul sistem mobil are masa de 0,54 Kg.

Bobina mobilă este confecționată din sârmă de cupru cu diametrul $d'=1,4$ mm, cu $n = 42$ spire, lungimea totală a conductorului fiind $\ell = 11,83$ m, iar înălțimea bobinei 31 mm.

Intensitatea curentului electric prin bobină poate avea valoarea maximă de 3,8 A pentru care corespund forțe de excitație maxime de 65 N.

Pentru alimentarea bobinei mobile se folosește un generator de frecvență variabilă și un amplificator de putere. Pentru o funcționare optimă a vibratorului (transfer maxim de putere) este necesar ca impedanța de ieșire a amplificatorului să fie egală cu impedanța bobinei. Dacă această condiție nu este îndeplinită, se poate folosi un transformator de adaptare pentru reglarea impedanței bobinei [B.23].

În cadrul vibratorului este executată o gaură filetată prin care se poate introduce aer pentru răcire. În acest caz se poate lucra cu un curent mai mare decât cel calculat pentru bobina mobilă, realizându-se forțe de excitație mai mari de 65 N.

Pentru o funcționare obișnuită nu este necesară răcirea cu aer, temperatura maximă atinsă în bobina de excitație fiind sub limita admisibilă [L.8].

Pentru protejarea vibratorului, la partea superioară și inferioară a lui s-au prevăzut plăci de protecție confecționate din alamă. Toate piesele care servesc la suspendarea părții mobile (inele, șuruburi) sunt confecționate din materiale nemagnetice (alamă, aluminiu, bronz).

Vibratorul este montat pe un suport metalic care permite rotirea lui în jurul unei axe orizontale astfel încât direcția vibrațiilor poate fi modificată continuu între 0 și 90° față de verticală.

Vibratorul proiectat a fost executat și încercat. Încercările experimentale au arătat că funcționează bine acoperind gama de frecvențe între 5 și 6.000 Hz.

2.4.2. Determinarea constantelor elastice

Am folosit în încercările experimentale trei perechi de membrane din textolit de grosimi $h = (1; 1,5; 2)$ mm cu fiecare repetându-se același ciclu de măsurători experimentale.

Membranele sunt rigidizate pe conturul lor exterior, prin intermediul unor șuruburi, de corpul vibratorului. Ele sunt solidarizate prin intermediul unei tije, fapt ce necesită determinarea unor constante elastice echivalente. Perechea de membrane constituie un montaj elastic în paralel.

Pentru determinarea constantei elastice echivalente, K_{ech} , pe masa vibratorului s-au pus corpuri cu masa riguros cunoscută și cu ajutorul unui comparator s-a măsurat săgeata statică obținută ca urmare a deformării perechii de membrane.

$$m \cdot g = k \cdot y; \quad k = \frac{mg}{y} \quad [N / m] \quad (2.135)$$

S-au obținut următoarele rezultate, pentru diferite grosimi ale membranelor elastice [L.8]:

h = 1 mm

$$\begin{aligned} m &= 1,2 \text{ Kg}; y = 1,19 \cdot 10^{-3} \text{ m}; k_1 = 9882,36 \text{ N/m} \\ m &= 2,05 \text{ Kg}; y = 2,02 \cdot 10^{-3} \text{ m}; k_2 = 9945,54 \text{ N/m} \\ m &= 1 \text{ Kg}; y = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}; k_3 = 10103,09 \text{ N/m} \end{aligned} \quad (2.136)$$

Rezultă:

$$k = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{3} = 9976,99 \text{ N / m} \quad (2.137)$$

h = 1,5 mm

$$\begin{aligned} m &= 1,20 \text{ Kg}; y = 0,67 \text{ mm}; k_1 = 17552,23 \text{ N/m} \\ m &= 2,05 \text{ Kg}; y = 1,09 \text{ mm}; k_2 = 18431,19 \text{ N/m} \\ m &= 2,925 \text{ Kg}; y = 1,61 \text{ mm}; k_3 = 17804,34 \text{ N/m} \end{aligned} \quad (2.138)$$

$$k_{ech} = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{3} = 17930 \text{ N / m} \quad (2.139)$$

h = 2 mm

$$\begin{aligned} m &= 1,2 \text{ Kg}; y = 0,16 \text{ mm}; k_1 = 73500 \text{ N/m} \\ m &= 2,05 \text{ Kg}; y = 0,26 \text{ mm}; k_2 = 77269,23 \text{ N/m} \\ m &= 2,925 \text{ Kg}; y = 0,36 \text{ mm}; k_3 = 79488,88 \text{ N/m} \end{aligned} \quad (2.140)$$

$$k = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{3} = 76752,70 \text{ N / m} \quad (2.141)$$

2.4.3. Efectuarea determinărilor experimentale

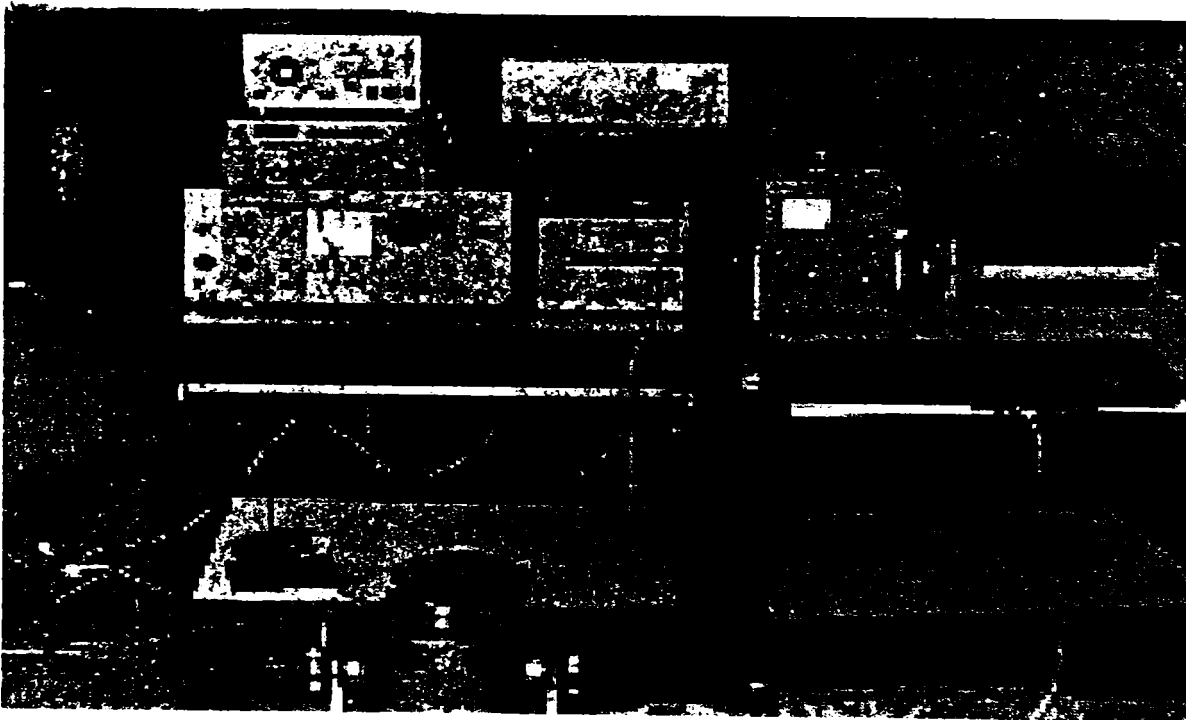


Fig.2.21. Montaj pentru determinări experimentale

S-au efectuat încercări experimentale cu mase diferite montate pe masa vibratorului, cu membrane elastice diferite, la tensiuni de alimentare cu valori constante diferite, parcurgând domeniul de frecvențe cuprins între 10 – 6000 Hz.

Instalația utilizată este prezentată în fotografia din fig.2.21.

Pentru efectuarea încercărilor s-au așezat pe masa mașinii, succesiv, mase, aproximativ din 0,5 în 0,5 Kg până la masa vibrantă totală de 4 Kg și am

modificat frecvența începând de la 10 Hz pentru fiecare frecvență modificând tensiunea de alimentare a bobinei mobile (2; 4; 6; 8; 10)V în funcție de posibilitățile de reglare.

S-au determinat amplitudinea și accelerația vibrației.

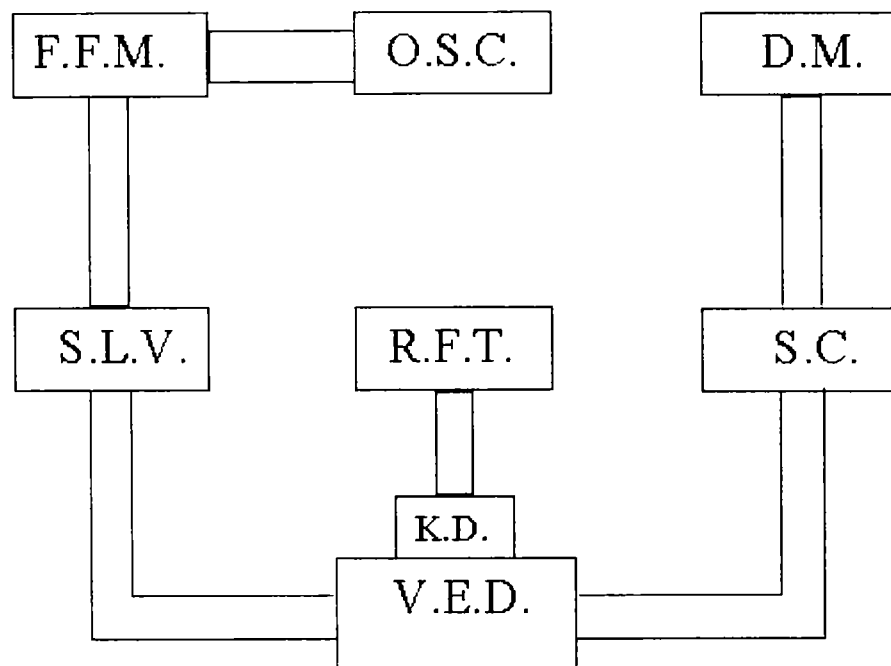


Fig.2.22. Schema bloc a instalației utilizate la încercările experimentale

Schema bloc a instalației utilizate pentru măsurarea amplitudinii și accelerației este redată în fig.2.22, care este compusă din [L.8]:

- vibratorul electrodinamic studiat VED
- un traductor KD35, montat pe masa vibratorului electrodinamic, cu scopul de a transforma mișcarea vibratorie primită, în semnal electric
- punte de măsură RFT care prelucrează semnalul primit de la traductor și indică amplitudinea și accelerația vibrațiilor masei vibratorului
- sursa de tensiune armonică reglabilă SLV102 pentru alimentarea bobinei mobile cu domeniul de reglare 0 – 15 V
- un VERSATESTER TIP E0502 mobil cu FFM utilizat pentru reglarea frecvenței tensiunii de alimentare a bobinei mobile, deci și a frecvenței vibrațiilor masei mobile a vibratorului
- osciloscop universal E0101 notat OSC care vizualizează armonica principală a vibrației primind semnalul de la versatester

- sursă stabilizată de curent continuu I404 pentru bobina fixă, cu tensiunea ce poate fi stabilită la valori cuprinse în intervalul (0 – 40)V
- un DIGITAL MULTIMETER E302 pentru măsurarea și indicarea numerică a tensiunii

Au fost efectuate încercări experimentale pentru un diametru $d = 1,4$ mm al conductorului bobinei mobile a vibratorului VED3. S-au utilizat seturi de câte două membrane de testolit cu diferite grosimi pentru care s-au calculat și determinat experimental constantele elastice echivalente (2.137, 2.139, 2.141).

Pentru fiecare pereche de membrane s-au determinat experimental caracteristicile $a_{max} = f(f)$ și $X = A = f(f)$ pentru mai multe valori ale masei mobile, folosind mase etalonate fixate pe masa vibratorului. Tensiunea de alimentare a bobinei mobile a avut valori între (2 - 10)V, iar domeniul de variație al frecvenței a fost de 10 – 6.000 Hz.

S-a modificat amplitudinea " e_0 " a tensiunii armonice de alimentare a bobinei mobile din 2 în 2 volți, iar masele fixate pe vibrator din 0,5 în 0,5 Kg. S-a măsurat amplitudinea și accelerația vibrațiilor în funcție de frecvență, rezultatele fiind prezentate în tabelele din anexă (tab.2.1 - 2.24).

S-au trasat curbele de variație a accelerației în funcție de frecvență, obținute prin prelucrare statistică prin utilizarea programului de prelucrare Origin 4.1, utilizând datele experimentale obținute la vibratorul electrodinamic cu diferite mase și constante elastice. Pentru valorile extreme ale maselor și constantelor elastice, pornind de la cele mai mici valori ale acestora până la cele mai mari posibile au rezultat curbele din figurile 2.23 - 2.42.

Se observă că pentru fiecare set de rezultate experimentale s-au calculat regresiiile polinomiale ce aproximează forma curbei de variație. S-au ales acele regresii care să asigure cu o confidență de 97,5% reprezentarea prin curbe a datelor experimentale.

Analizând curbele obținute prin prelucrarea statistică utilizând metoda poligoanelor ortogonale se constată:

- Pentru valorile cele mai mici ale masei și constantei elastice $m=0,67$ kg, $k=9977$ N/m (figurile 2.23 -2.27) curbele de variație prezintă două maxime la frecvențele de 1900 Hz și respectiv de 5500 Hz. La valori mici ale tensiunii e_0 (2V, 4V) valorile celor două maxime ale accelerației sunt situate în intervalul 15-20 m/s². Pe măsură ce tensiunea e_0 crește, accelerația maximă înregistrată la frecvența de 5500 Hz crește și ea având o valoare intermediară de cca. 30 m/s² la $e_0=6$ V și crescând la valori de aproximativ 45 m/s² la $e_0 = 8$ V și 10 V. Pentru toata gama de tensiuni e_0 valorile accelerației maxime de la frecvența de 1900 Hz rămân aproape neschimbate.

$$Y(2V) = 14.3E338 - 0.03E13 X + 5.01570E-5 X^2 - 2.73558E-8 X^3 + 5.3190E-12 X^4 - 3.5729E-10 X^5$$

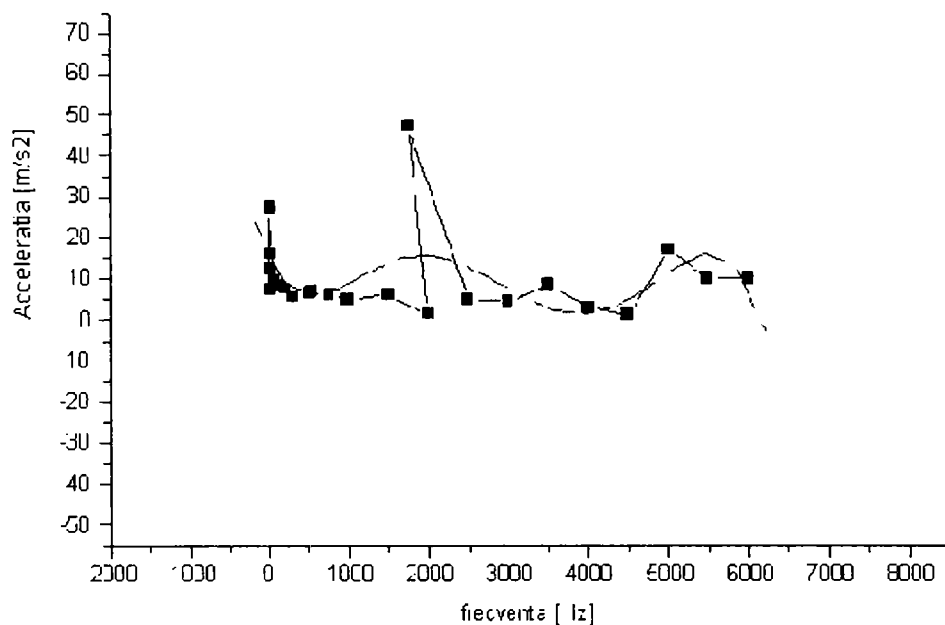


Fig.2.23. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 2V$

$$Y(4V) = 18.25506 - 1.15165 X + 5.95357E-5 X^2 - 1.46244E-8 X^3 - 3.95E42E-12 X^4 - 1.59797E-15 X^5 - 1.46738E-13 X^6$$

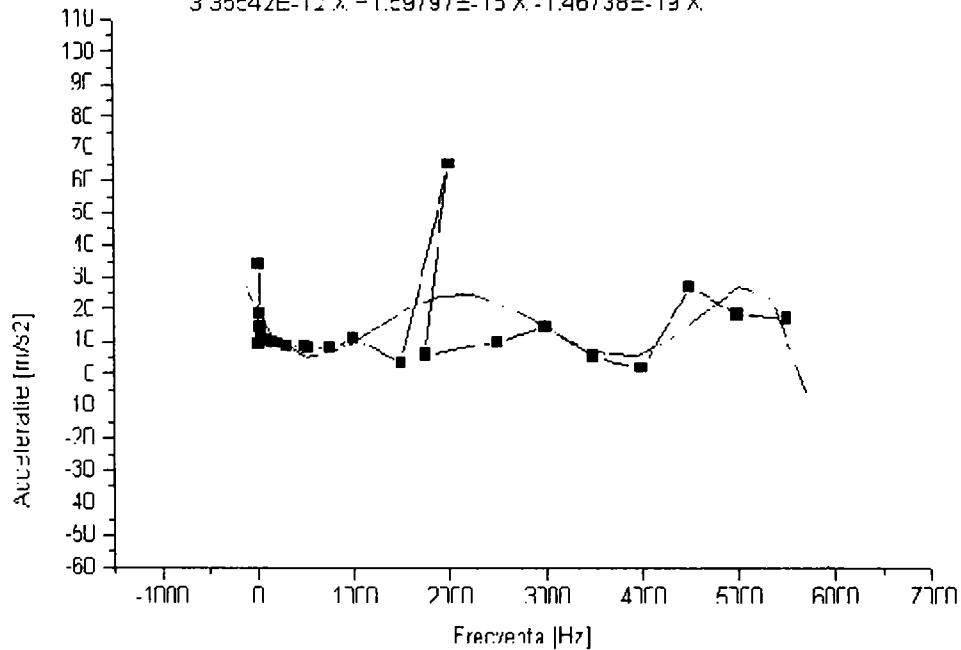


Fig.2.24. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 4V$

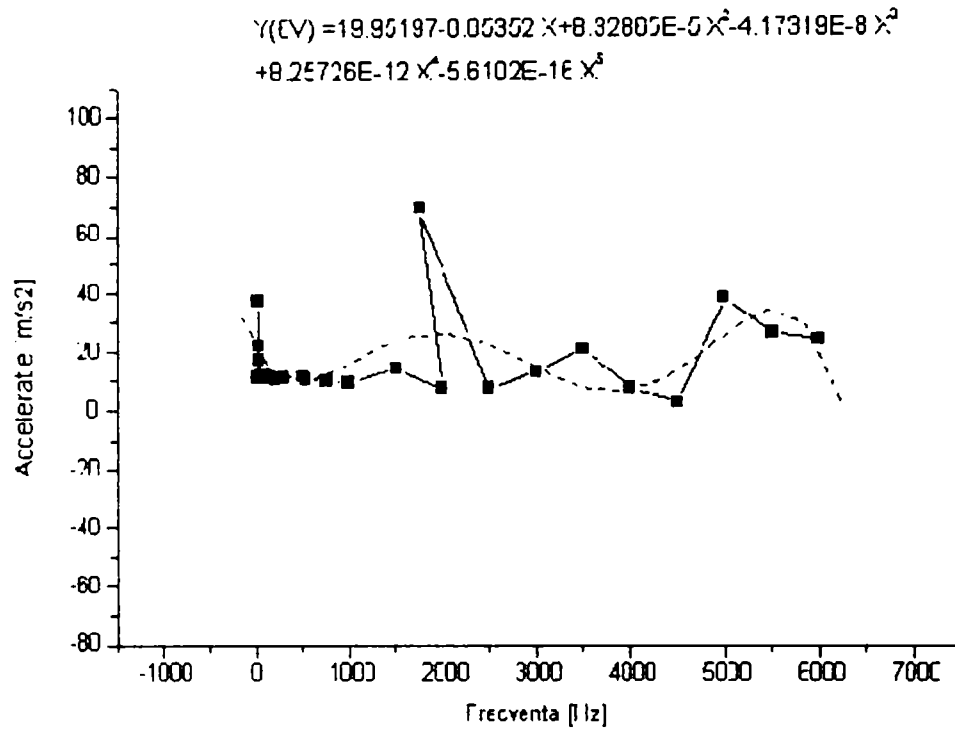


Fig.2.25. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 6 \text{ V}$

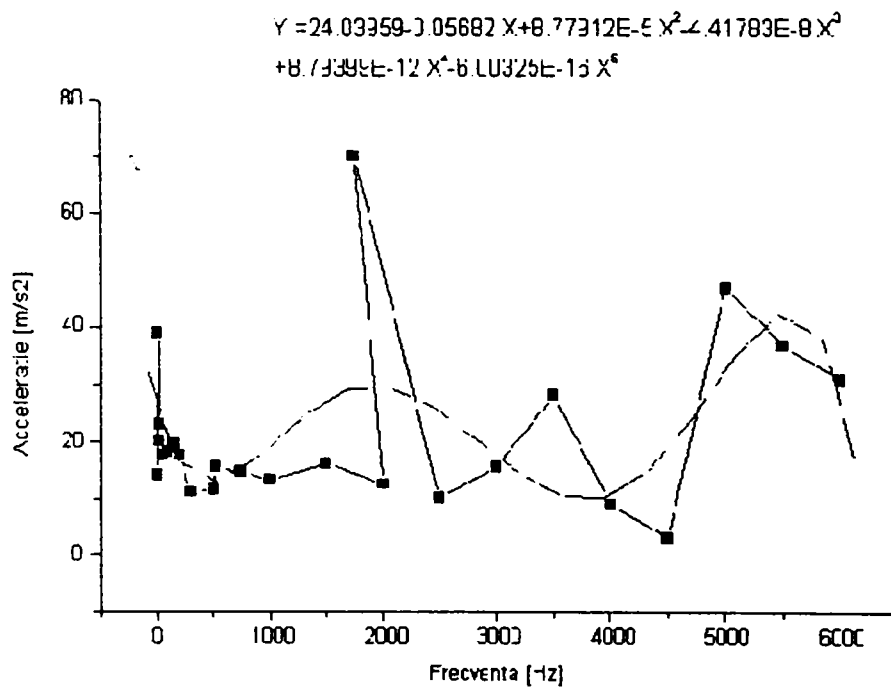


Fig.2.26. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 8 \text{ V}$

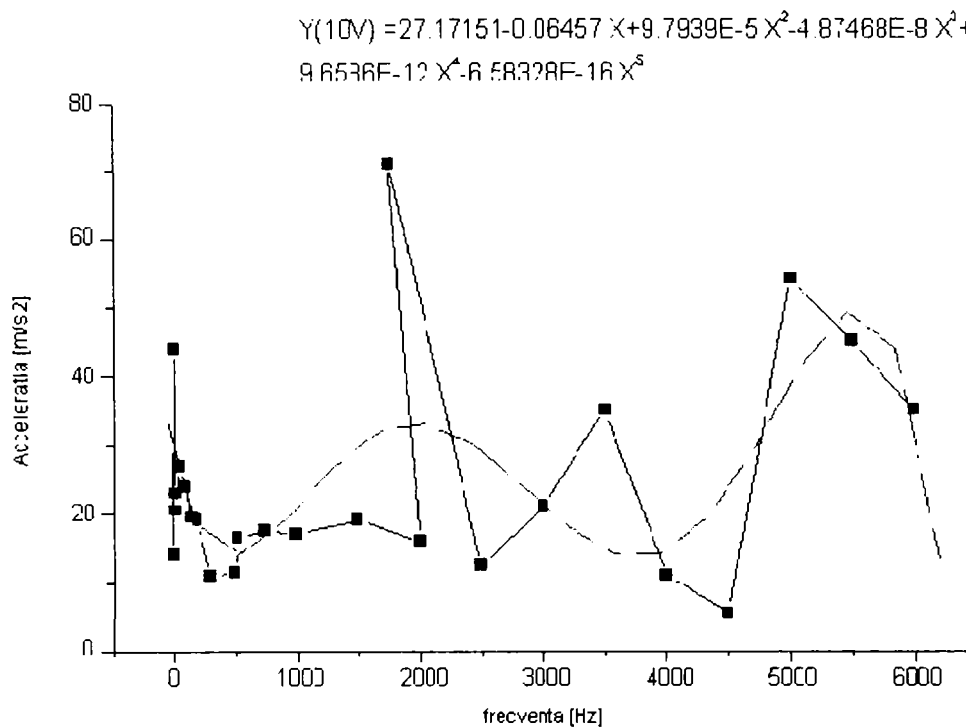


Fig.2.27. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 10V$

- Păstrând valoarea constantei elastice $k=9977 \text{ N/m}$ și considerând o valoare mai mare a masei utilizată în experimente $m=3,13 \text{ kg}$ se constată că primul maxim al accelerației rămâne la frecvența de 1900 Hz având valori crescătoare pe măsura creșterii tensiunii e_0 (de la $12,5 \text{ m/s}^2$ la $e_0=2V$ la 26 m/s^2 la $e_0 = 10V$), în timp ce valoarea accelerației la 5500 Hz rămâne la cca. 5 m/s^2 indiferent de valoarea tensiunii e_0 . Se mai constată că alura curbelor de variație a accelerației cu frecvența se păstrează cu două maxime până la valoarea tensiunii $e_0 = 6V$, la valori mai mari curba înregistrând doar maximul de la frecvența inferioară (figurile 2.28 - 2.32).
- La valoarea minimă a masei $m=0,67 \text{ kg}$ și maximă a constantei elastice $k= 76756,7 \text{ N/m}$ valorile maxime ale curbei accelerației în funcție de frecvență se află la frecvențele de 1900 Hz și respectiv de 5500 Hz, la prima frecvență menționată maximul fiind mai accentuat. La valori mici ale tensiunii e_0 (2V, 4V) valorile primului maxim al accelerației sunt situate în intervalul $15-20 \text{ m/s}^2$. Pe măsură ce tensiunea e_0 crește, accelerația maximă înregistrată la frecvența de 1900 Hz crește și ea la valori în intervalul $25-30 \text{ m/s}^2$. La frecvența de 5500 Hz, al doilea maxim al accelerației are o evoluție crescătoare cu tensiunea e_0 . Astfel, pentru primele valori ale tensiunii e_0 (2V, 4V) accelerația maximă este

cuprinsă în intervalul 10-17,5 m/s², după care practic se dublează începând de la tensiunea $e_0 = 8V$ (figurile 2.33 - 2.37).

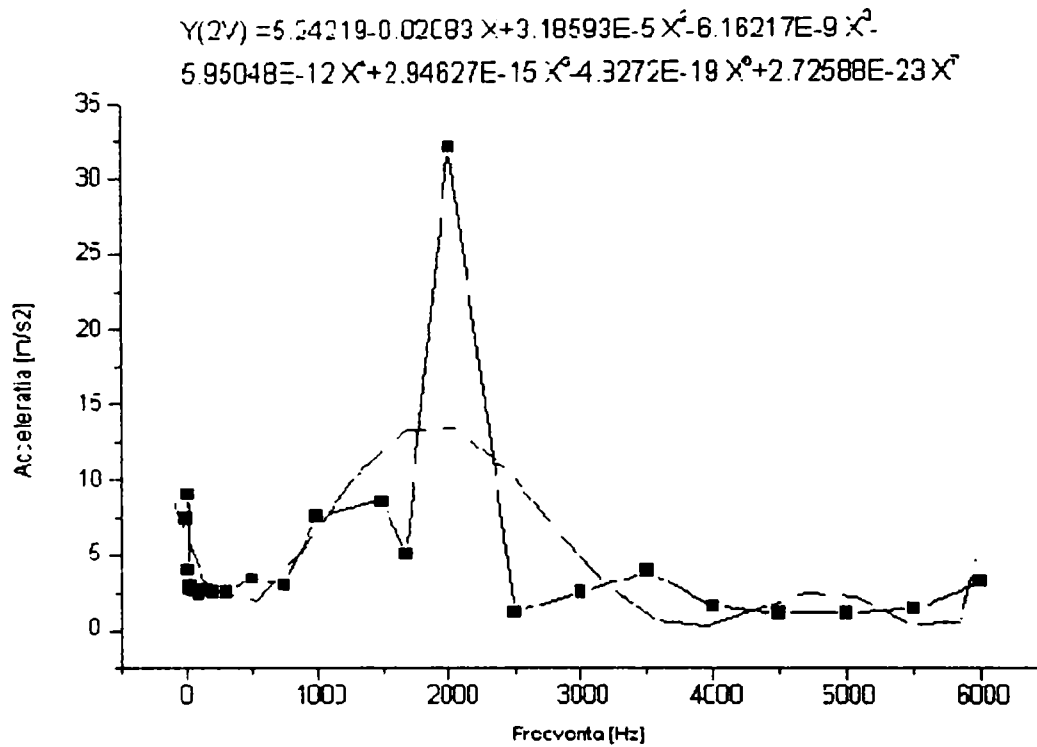


Fig.2.28. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 2V$

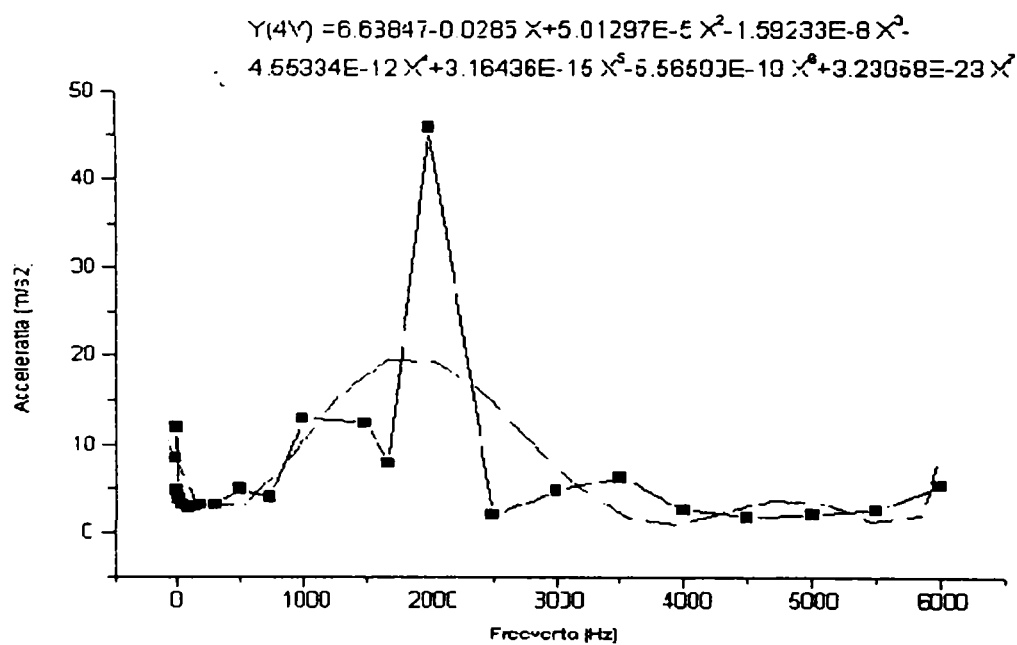


Fig. 2.29. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 4V$

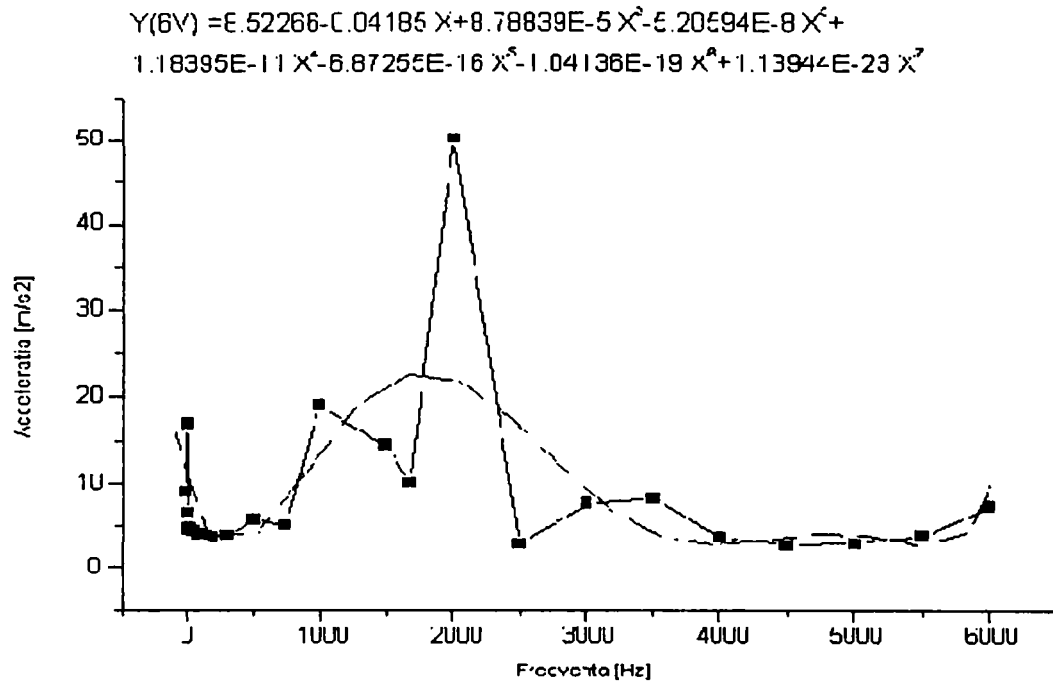


Fig.2.30. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 6V$

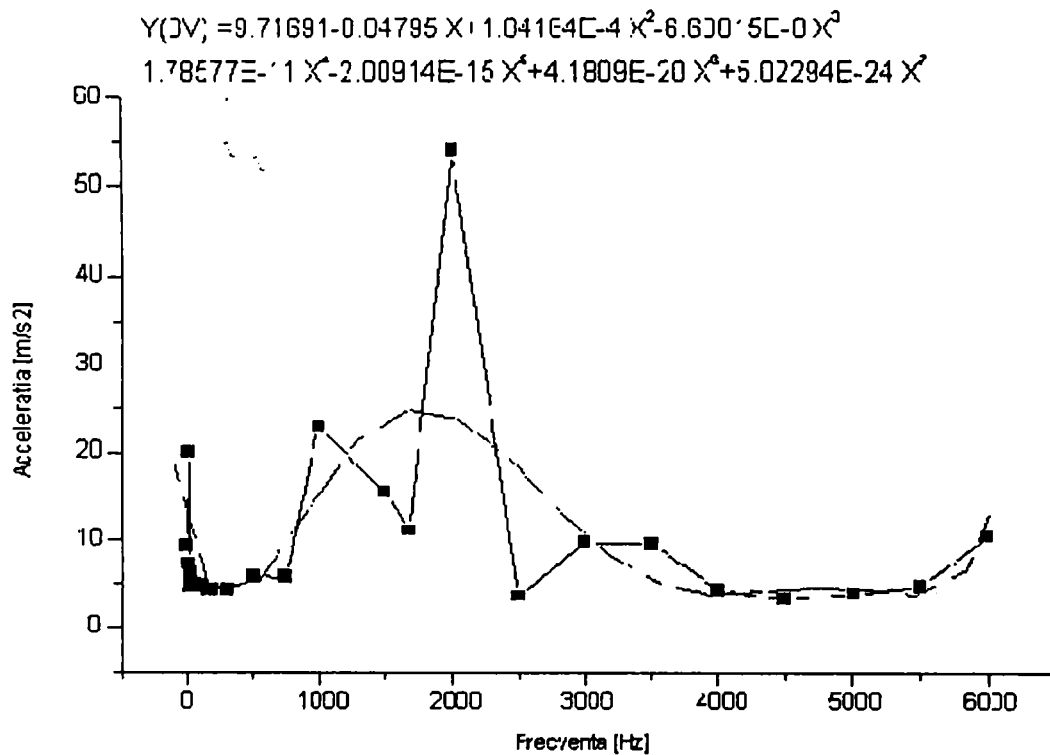


Fig. 2.31. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 8V$

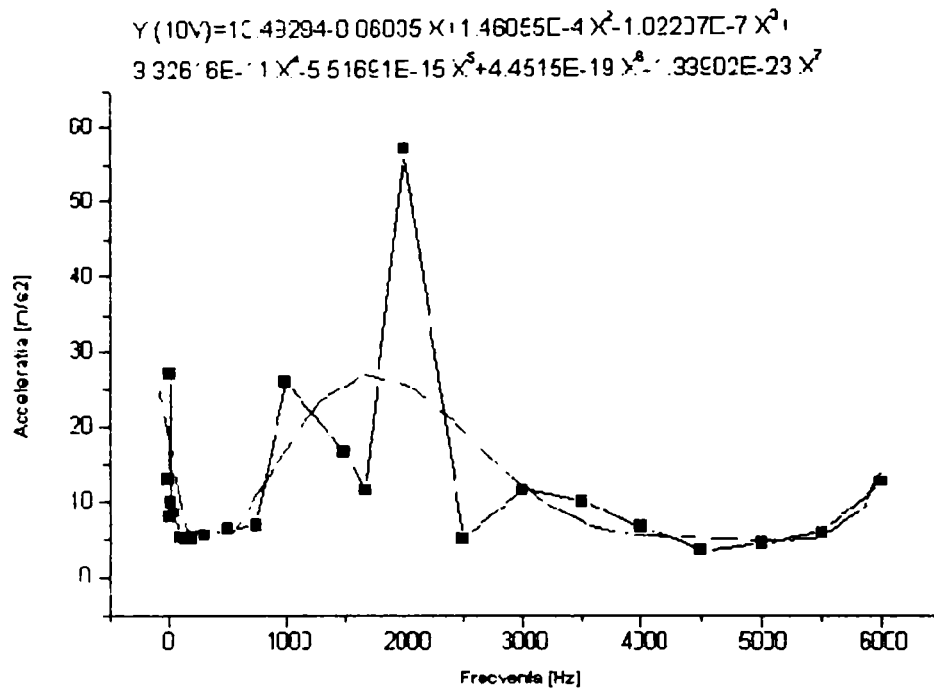


Fig. 2.32. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$, $k = 9977 \text{ N/m}$, $e_0 = 10V$

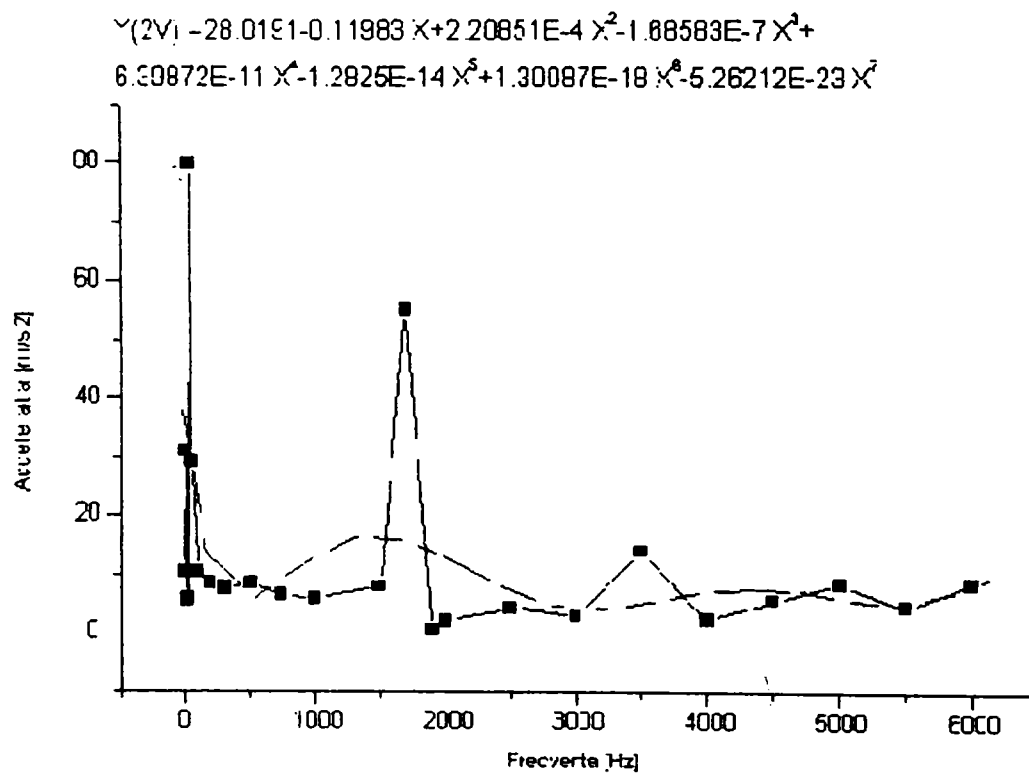


Fig. 2.33. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 76756,7 \text{ N/m}$, $e_0 = 2V$

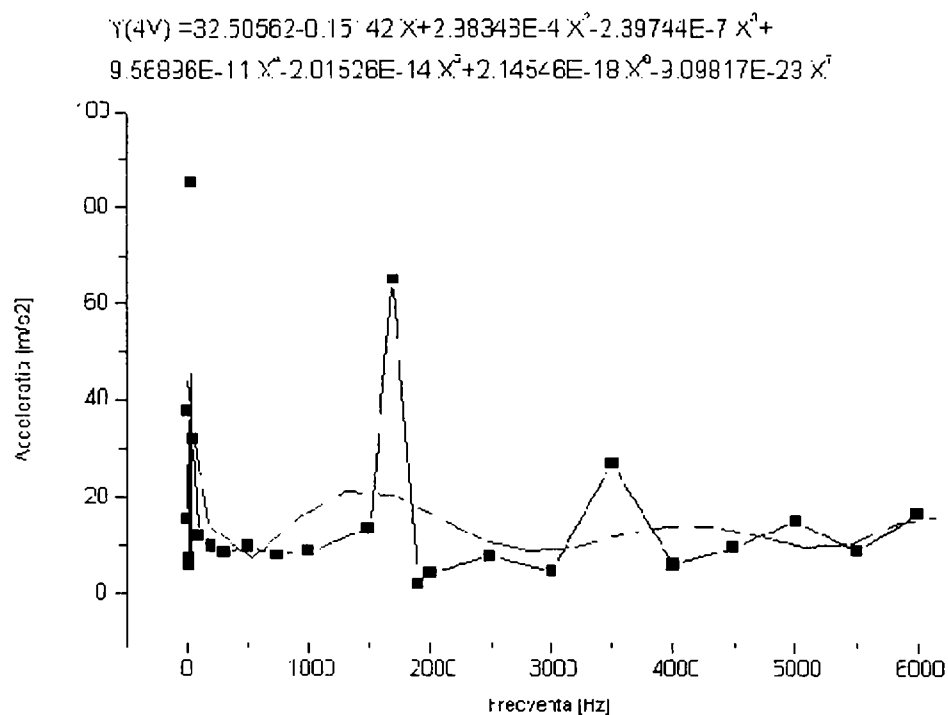


Fig. 2.34. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,673 \text{ Kg}$, $k = 76756,7 \text{ N/m}$, $e_0 = 4V$

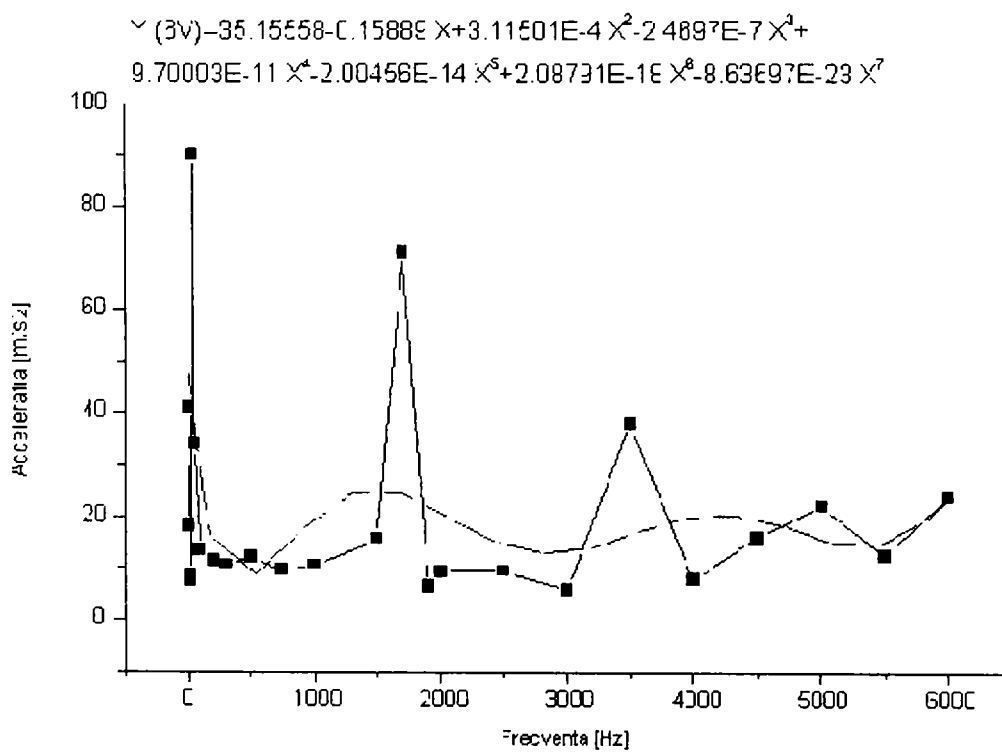


Fig. 2.35. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0.67 \text{ Kg}$, $k = 76756.7 \text{ N/m}$, $e_0 = 6V$

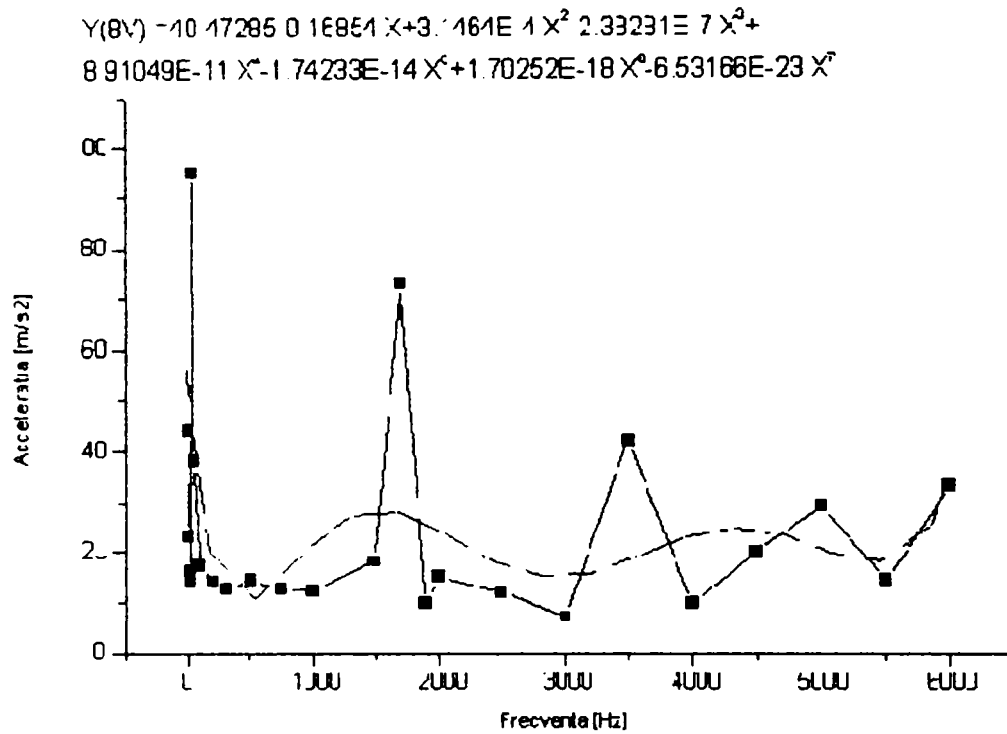


Fig. 2.36. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 76756,7 \text{ N/m}$, $e_0 = 8 \text{ V}$

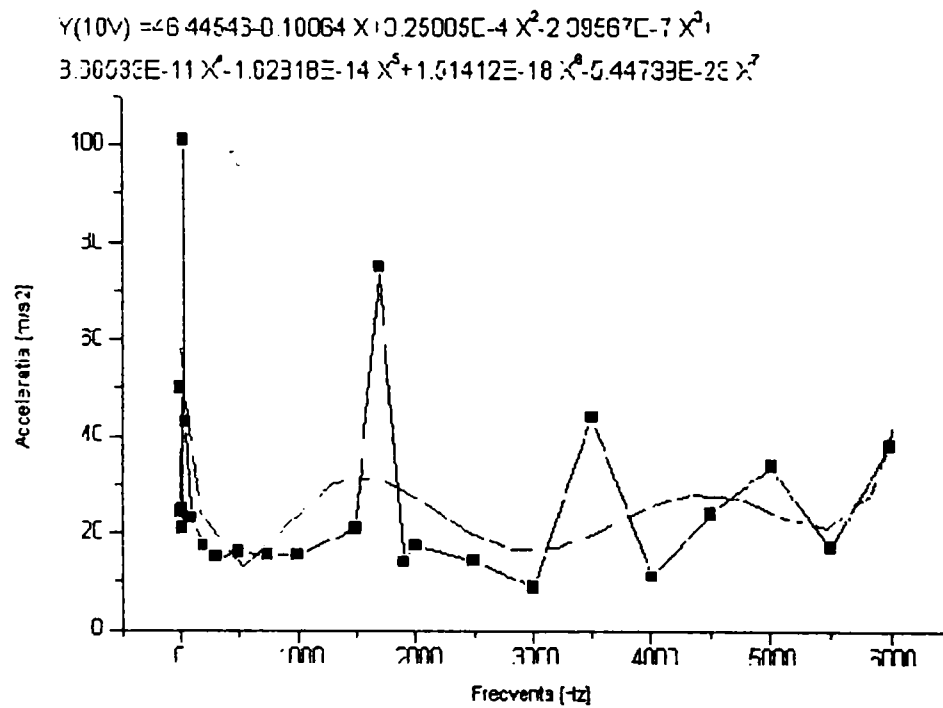


Fig. 2.37. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 0,67 \text{ Kg}$, $k = 76756,7 \text{ N/m}$, $e_0 = 10 \text{ V}$

- Păstrând valoarea constantei elastice $k = 76756,7 \text{ N/m}$, la valoarea mai mare a masei $m = 3,13 \text{ kg}$, se constată reducerea semnificativă a valorii maxime a accelerației la frecvența de 1900 Hz, ea fiind situată în intervalul $7,5 - 15 \text{ m/s}^2$. Al doilea maxim, la frecvența de 5500 Hz, este în schimb mult mai pronunțat crescând până la valoarea de 25 m/s^2 la tensiunea $e_0 = 10 \text{ V}$ (figurile 2.38 - 2.42).

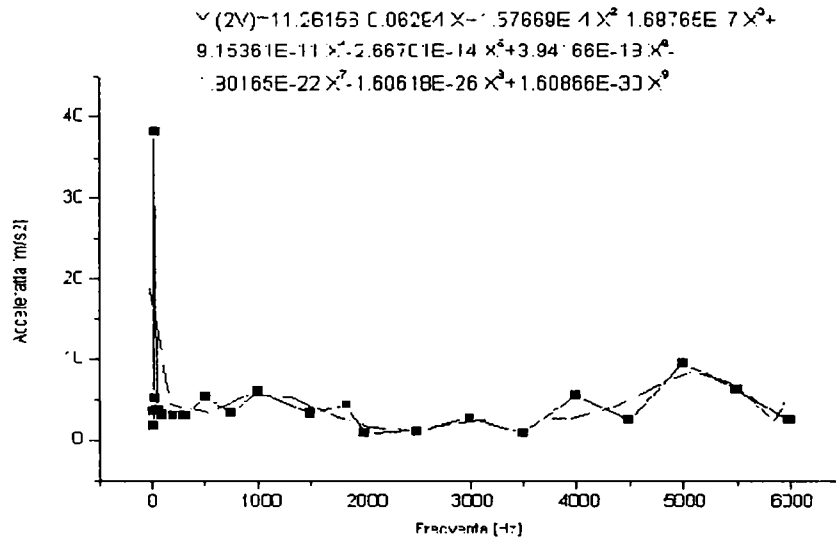


Fig. 2.38. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$, $k = 76756,7 \text{ N/m}$, $e_0 = 2 \text{ V}$

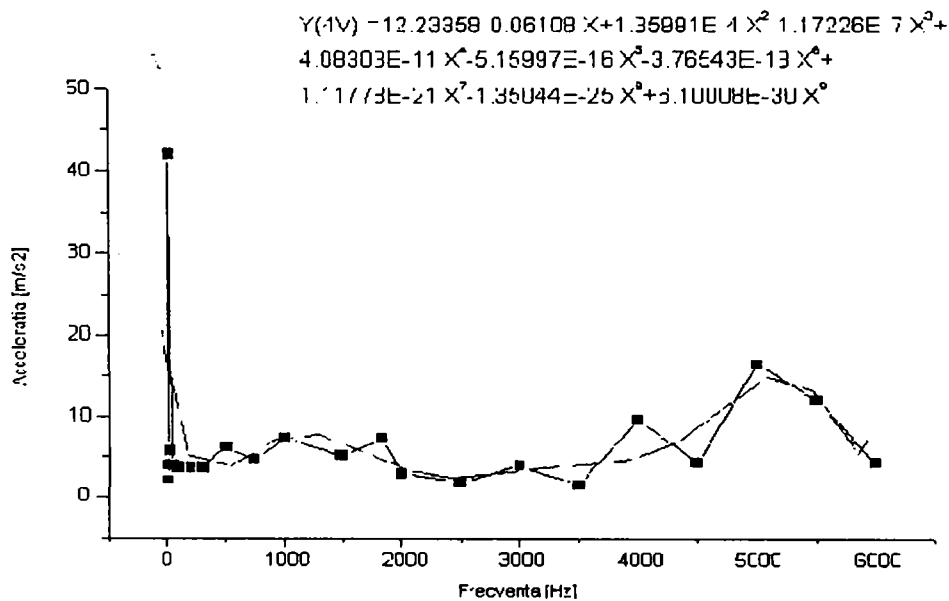


Fig. 2.39. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$, $k = 76756,7 \text{ N/m}$, $e_0 = 4 \text{ V}$

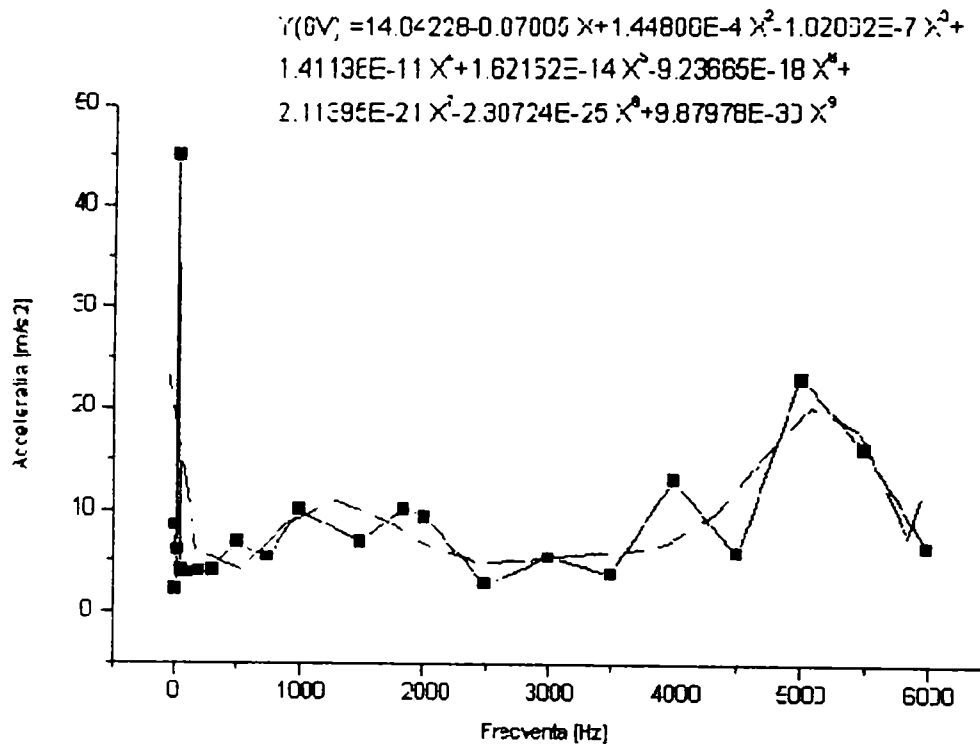


Fig. 2.40. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$; $k = 76756,7 \text{ N/m}$; $e_0 = 6 \text{ V}$

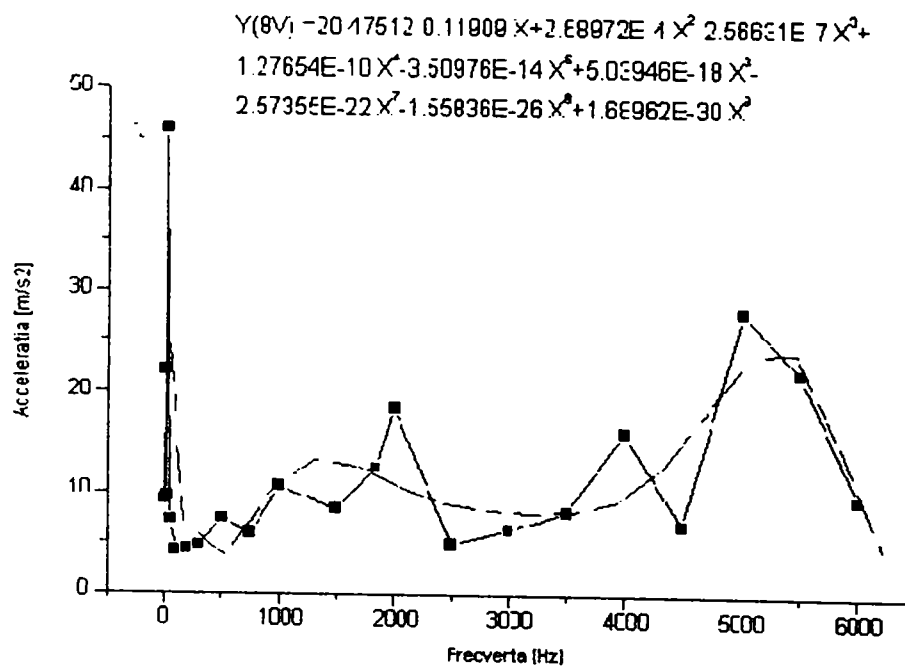


Fig. 2.41. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$; $k = 76756,7 \text{ N/m}$; $e_0 = 8 \text{ V}$

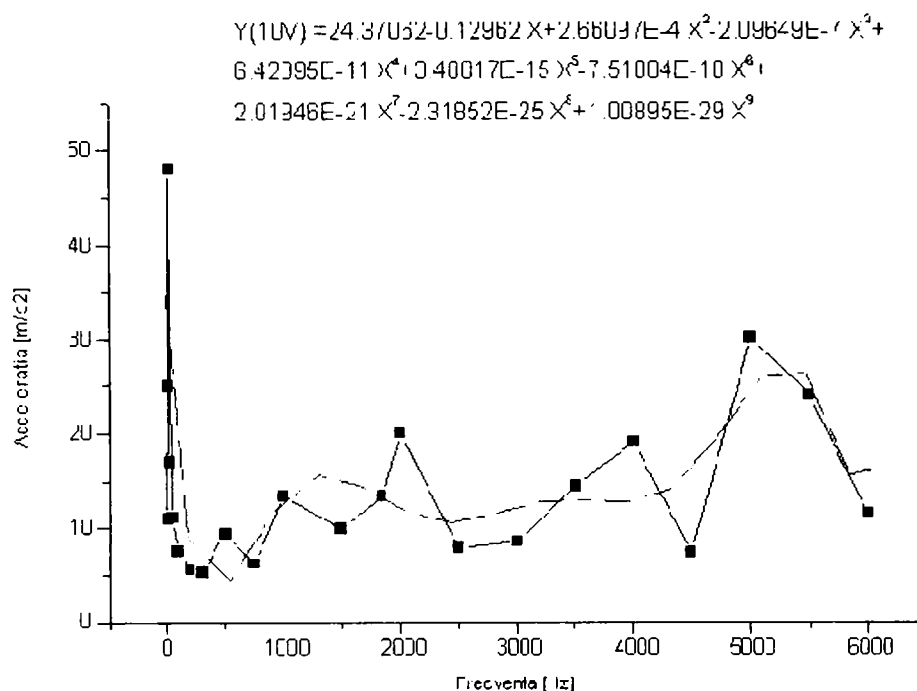


Fig. 2.42.. Variația accelerației în funcție de frecvență pentru $m = 3,13 \text{ Kg}$, $k = 76756,7 \text{ N/m}$, $e_0 = 10 \text{ V}$

În toate cazurile analizate regresiiile polinomiale sunt scrise pe diagramele aferente, ordinul diferit al regresiiilor rezultând din condiția impusă asupra confidentei prelucrării.

Aceleași tipuri de curbe se pot trasa pentru valorile amplitudinilor în funcție de frecvență.

Pe baza caracteristicilor în frecvență determinate, se poate alege frecvența de lucru pentru anumite valori impuse accelerației sau amplitudinii vibrațiilor unei mase de încercat, sau invers, pentru o anumită frecvență, pentru o anumită masă se determină valorile accelerației și amplitudinii care se pot realiza.

De asemenea se pot stabili domeniile optime de utilizare a vibratorului, în zona de frecvență pentru care caracteristica prezintă o porțiune aplatizată, ceea ce face, ca la variații mici ale frecvenței, amplitudinea accelerației să nu varieze. Intervalul optim de funcționare permite operatorului folosirea eficientă, corectă și cu randament maxim a vibratorului.

În cazul în care este necesară funcționarea vibratorului în regim de rezonanță este necesară utilizarea unui stabilizator de frecvență, deoarece, o modificare mică a frecvenței duce la variații mari ale amplitudinii și accelerației mișcării.

2.4.4. Studiul computerizat al regimurilor de funcționare a vibratorului

Pentru studierea regimurilor de funcționare a vibratorului VED-3 s-a realizat un program capabil să vizualizeze toate funcțiile sale importante, [13.***].

Programul este realizat în limbajul C, în modul proiect. Este structurat în două părți și anume: un prim modul ce implementează funcțiile ce se vor reprezenta grafic precum și algoritmul de desenare și al doilea modul care gestionează comenzile utilizatorului, realizează selecția funcțiilor și de asemenea permite modificarea rapidă a tuturor variabilelor acestora. S-a prevăzut posibilitatea de a adopta programului un driver de mouse pentru a facilita utilizarea acestuia. Prin structura modulară a proiectului am prevăzut și posibilitatea de a avea un help ce dă informații despre variabile și comenzi.

Programul se lansează pornind executabilul `bill.exe` sub DOS. Programul are o fereastră de comenzi prin intermediul căreia se comunică cu utilizatorul. Comenzile implementate sunt: **set**, **select**, **plot**, **quit**.

Comanda **set** urmată de un parametru permite să se stabilească noi valori pentru parametrul respectiv. De exemplu **set m** va avea ca efect deschiderea unei ferestre în care se va putea da o valoare reală parametrului masa. Parametrii pot fi: **m** (masa), **ind**(inductanța bobinei), **b**(inducția magnetică), **e0**(tensiunea de alimentare), **f**(forța ce acționează asupra vibratorului), **k**(coeficientul de elasticitate), **l**(lungimea firului).

Comanda **select** urmată de un număr cuprins între 1 și 6 va permite selectarea pentru desenare a următoarelor funcții, după cum urmează:

- 1 pentru funcția intensitate maximă
- 2 pentru funcția forța efectivă
- 3 pentru funcția tensiune
- 4 pentru funcția amplitudinea accelerației
- 5 pentru funcția putere în prima versiune
- 6 pentru funcția putere în versiunea a doua

Comanda **plot** realizează desenarea explicită a funcției selectate prin comanda **select**. Comanda **save** realizează salvarea reprezentării grafice.

Comanda **quit** va realiza ieșirea necondiționată din program.

Principalele funcții realizate de program sunt:

Fisierul bill.c

```

#pragma inline
□
#include <studio.h>
□
#include <stdlib.h>
□
#include <conio.h>
□
#include <ctype.h>
□
#include <dos.h>
□
#include <graphics.h>
□
#include <string.h>
□
#include <math.h>
□
#include "grafx.h"

#define _comm_y_ 60
#define TRUE 0xFF
#define FALSE 0x00
#define pi 3.14

extern double Fef,R,L,l,B,k,m,e0;
extern void desenez (int o);

void interrupt (*oldint08)(void);
unsigned char ca_cursor_r = 200;

static unsigned char S_ProgramHalt = 0x00;
static unsigned char S_EventHappened = 0x00;
static enum { EvKb , EvM } S_EventType;
static unsigned int cursor x, cursor y;
static char inputline [30]={0};
static unsigned char inputoffs = 0;
static unsigned char kb_extended=FALSE;
static unsigned char S_Nrf=1;
long double x1,x2,x3;
struct s_n {
    char name [20];
    char letter;
}numbs[8]={"masa",'m',"rezistenta",'R',"tensiunea",'E0',
"inductia",'B',"lungimea",'l',"inductanta",'L',"forta",'F',"coeficientul k",'K'};
static int mdefault=15;

void interrupt int 08(void);
{
    oldint08();
}

```

```

asm  sti
asm  mov  al,0bh
asm  out  20h,al
asm  jmp  short $+2
asm  jmp  short $+2
asm  in   al,20h
asm  cmp  al,0
asm  jne  exit08

outportb (0x03c8,c_cursor_col);
outportb(0x03c9,ca_cursor_r);
outportb(0x03c9,ca_cursor_r);
outportb(0x03c9,ca_cursor_r);
ca_cursor_r+=15;
if (ca_cursor_r>250) ca_cursor_r=200;
exit08:
    }

void initialize()
{
    x1=log10(2*pi*5);x2=log10(2*pi*6000);x3=log10(2*pi*10000);
    initgrafx();
    directvideo=1;
    cleardevice();setfillstyle(SOLID_FILL,c_back);
    bar(0,0,getmaxx(),getmaxy() );
    setfillstyle (SLASH_FILL,c_dkblue);
    bar(6,6,701,501);
    target(701,501);
    target(6,6);
    target(701,6);
    target(6,501);
    oldint08=/(void interrupt (* )())*/ getvect (0x08);
    setvect(0x08, int08);
    setcolor(c_white);
    setfillstyle(SOLID_FILL,c_dkblue);
    bar(20,520,380,585);
    setviewport (25,525,380,585,10);
    settxtstyle(DEFAULT_FONT,HORIZ_DIR,1);
    setcolor(c_yellow);
    outtextxy(0,0,"-Vgraph versiunea 1.0");
    setcolor(c_cursor_col);
    outtextxy(0,30,"t");
    cursor_x=0;
    cursor_y=30;
    fflush(stdin);
}

void shutdown()
{
    setvect(0x08,oldint08);
    closegraph();
}

void input(double *vv,unsigned char ind)
{
    char tmpstr[20]={0},c=0,index=0;
    char str[3]={0};
    char i;

```

```

setviewport(0,0,799,599,10);
if (!memo(230,200,530,320)){
    strcpy(tmpstr,"Introduceti ");
    for (i=12;numbs[ind].name[i-12];i++)
        tmpstr[i]=numbs[ind].name[i-12];
    tmpstr[i]=0;
    fancywindow(tmpstr,230,200,530,320,c_gravy);
    makewindow("",360,270,500,290,+10,c_white);
    settextstyle (DEFAULT_FONMT,HORIZ_DIR,1);
    setcolor(c_white);
    outtextxy(245,275,"Introduceti :");
    str[0]=numbs[ind].letter;
    outtextxy(341,275,str);
    str[0]=0;
    settextstyle(SMALL_FONT,HORIZ_DIR,4);
    setcolor(c_cursor_col);
    outtextxy(364,274,"_");
    setcolor(c_blue);
    fflush(stdin);
    do{
        if (kbhit () ) {
            c=getch();
            if ((c>='0' && c<='9' &&
index<16)|| (c=='.' ) || (c=='8') || (c=='13')){
                str[0]=c;
                switch (str[0]){
                    case 8:
                        if (index){
                            setcolor(c_white);
                            outtextxy(364+(index--)*8,274,"_");
                            outtextxy(364+index*8,274,"U");
                            setcolor(c_cursor_col);
                            outtextxy(364+index*8,274,"_");
                        }
                        break;
                    case 13:
                        tmpstr[index]=0;
                        if (strcmp(tmpstr,"")){
                            if (sscanf(tmpstr,"%lf",vv)==1){
                                index=0;
                                setcolor(c_cursor_col);
                                outtextxy(364,274,"_");
                                setcolor(c_blue);
                                fflush(stdin);
                            }
                        }
                        else
                            m=mdefault;
                        break;
                    default:
                        if(index<16){
                            tmpstr[index]=c;
                            setcolor(c_white);
                        }
                }
            }
        }
    } while (1);
}

```

```

        outtextxy(364+index)*8,274,"_");
        setcolor(c_blue);
        outtextxy(364+(index++)*8,274,str);
        setcolor(c_cursor_col);
        outtextxy(364+(index)*8,274,"_");
    }
    else{
        sound(1000);
        delay(10);
        nosound();
    }
}
}
else{
    sound(1000);
    delay(30);
    nosound();
}
}
}while(c!=13);
tmpstr[index]=0;

restore();
}
setviewport(25,525,380,585,10);
settextstyle(DEFAULT_FONT,HORIZ_DIR,1);
setcolor(c_yellow);

/* inputoffs=0;
setcolor(c_dkblue);
outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");
cursor_x=0;

if (cursor_y==45){
    bmptr=malloc(imagesize(0,15,355,60));
    getimage(0,15,355,60,bmptr);
    setfillstyle(SOLID_FILL,c_dkblue);
    bar(0,0,360,65);
    putimage(0,0,bmptr,COPY_PUT);
    free(bmptr);
}
else{
    cursor_y+=15;
}
setcolor(c_cursor_col);
outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");*/
}
void action()
{
    void *bmptr;

    inputline[inputoffs]=0;

    inputoffs=0;
    setcolor(c_dkblue);
    outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");

```

```

cursor_x=0;

if(cursor_y==450{
    bmptr=malloc(imagesize(0,15,355,60));
    getimage(0,15,355,60,bmptr);
    setfillstyle(SOLID_FILL,c_dkblue);
    bar(0,0,360,65);
    putimage(0,0,bmptr,COPY_PUT);
    free(bmptr);
}
else{
    cursor_y+=15;
}
setcolor(c_cursor_col);
outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");

if(!strcmp(inputline,"ajutor")){
    setviewport(0,0,799,599,10);
    if (!memo(230,200,530,320)){
        fancywindow("Ajutor",230,200,530,320,c_gray);
        //fereastra help
        fflush (stdin);
        while (!kbhit()){
            }
        restore();
    }
    setviewport(25,525,380,585,10);
    settextstyle(DEFAULT_FONT,HORIZ_DIR,1);
    setcolor(c_yellow);
    return;
}
if (!strcmp(inputline,"quit")){
    S_ProgramHalt=TRUE;
    Return;
}
if (!strcmp(inputline,"set m")){
    input (&m,0);
    return;
}
if (!strcmp(inputline,"set r")){
    input (&R,1);
    return;
}
if (!strcmp(inputline,"set e0")){
    input (&e0,2);
    return;
}
if (!strcmp(inputline,"set b")){
    input (&B,3);
    return;
}
if (!strcmp(inputline,"set l")){
    input (&l,4);
    return;
}
if (!strcmp(inputline,"set ind")){

```

selectia comenzilor

```
        input (&L,5);
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"set f")){
        input (&Fef,6);
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"set k")){
        input (&k,7);
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"select 1")){
        S_Nrf=1;
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"select 2")){
        S_Nrf=2;
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"select 3")){
        S_Nrf=3;
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"select 4")){
        S_Nrf=4;
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"select 5")){
        S_Nrf=5;
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"select 6")){
        S_Nrf=6;
        return;
    }
    if (!strcmp(inputline,"plote")){
        setviewport(0,0,799,599,10);
        setfillstyle(SOLID_FILL,c_black);
        bar(6,6,701,501);
        desenez(S_Nrf);
        target(701,501);
        target(6,6);
        target(701,6);
        target(6,501);
        setviewport(25,525,380,585,10);
        return;
    }
}

void ProcessEvents()
{
    if (S_EventType==EvKb){
        char caract=tolower(getch());
        char str[3]=[0];
```



```

        if (!caract){
            caract=tolower(getch());
            kb_extended=TRUE;
        }
        str[0]=caract;
        switch (str[0]){
/*backspace*/          case 8:
                        if (inputoffs){
                            inputoffs--;
                            setcolor(c_dkblue);
                            outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");
                            cursor_x-=9;
                            outtextxy(cursor_x,cursor_y,"U");
                            setcolor(c_cursor_col);
                            outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");
                        }
                        else{
                            sound(1000);
                            delay(10);
                            nosound();
                        }
                        break;
                    case 13:
                        action();
                        break;

                    default:
                        if (inputoffs<30){
                            inputline[inputoffs++]=caract;
                            setcolor(c_dkblue);
                            outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");
                            setcolor(c_yellow);
                            outtextxy(cursor_x,cursor_y,str);
                            cursor_x+=9;
                            setcolor(c_cursor_col);
                            outtextxy(cursor_x,cursor_y,"t");
                        }
                        else{
                            sound(1000);
                            delay(10);
                            nosound();
                        }
                        kb_extended=FALSE;
                    }
        }
        S_EventHappened=FALSE;
    }

void main()
{
    initialize();

    do{
        if (kbhit()){
            S_EventHappened=TRUE;

```

```

        S_EventType=EvKb;
    }

    if (S_EventHappened)
        ProcessEvents();

    }while (!S_ProgramHalt);

    shutdown();
}

```

Fisierul grafx.c

```

/*
 *   COLORS.C-Color definitions and graphics related functions
 *
 *   (c) 1997 Adrian Trifu
 */

#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <dos.h>                functii de biblioteca
#include <graphics.h>
#include <aloc.h>
#include "svga256.h"
#include "grafx.h"

typedef    unsigned char color_array[4];

color_array ca_gray      = {0x01,0x18,0x18,0x1C};
color_array ca_white    = {0x02,0x2D,0x2D,0x2D};
color_array ca_red      = {0x03,0x1A,0x00,0x00};
color_array ca-yellow   = {0x04,0x31,0x2C,0x00};
color_array ca_blue     = {0x05,0x00,0x00,0x18};
color_array ca_dkgray   = {0x06,0x0C,0x0C,0x0E};
color_array ca_black    = {0x07,0x08,0x08,0x08};
                                                    redefinirea culorilor
color_array ca_brown    = {0x08,0x00,0x1E,0x00};
color_array ca_back     = {0x09,0xCF,0xCF,0xD5};
color_array ca_dkblue   = {0x0A,0x00,0x0b,0x10};
color_array ca_cursor_col = {0x0B,0x00,0x00,0x00};

static struct mem{
    unsigned long size;
    unsigned int left;
    unsigned int top;
    void far *buf;
}S_Memo;

```

```
static void setrgb( color_array c_a )
{
    outportb(0x3c8,c_a[0]);
    outportb(0x3c9,c_a[1]);
    outportb(0x3c9,c_a[2]);
    outportb(0x3c9,c_a[3]);
}

void initgrafx()
{
    int gd, gm, grres;

    gd=installuserdriver("Svga256",NULL);
    gm=3;
    setgraphbufsize(10000);
    initgraph(&gd, &gm, "");
    if ((grres=graphresult())!=grOk) {
        printf("Graphics error: %d\n",grres);
        exit(1);
    }
    printf("GrafX init...");
    setrgb(ca_gray);
    setrgb(ca_white);
    setrgb(ca_red);
    setrgb(ca_yellow);
    setrgb(ca_blue);
    setrgb(ca_dkgray);
    setrgb(ca_black);
    setrgb(ca_brown);
    setrgb(ca_black);
    setrgb(ca_dkblue);
    setrgb(ca_cursor_col);
    printf("Ok\n");
}

int memo(unsigned int left,
         unsigned int top,
         unsigned int right,
         unsigned int bottom)
{
    S_Memo.size=imagesize(left,top,right,bottom);
    S_Memo.buf=(void far *)farmalloc(S_Memo.size);
    if (S_Memo.buf==NULL)
        return 200;
    S_Memo.left=left;
    S_Memo.top=top;
    getimage(left,top,right,bottom,S_Memo.buf);
    return 0;
}

void restore()
{
    putimage (S_Memo.left,S_Memo.top,S_Memo.buf,COPY_PUT);
    farfree(S_Memo.buf);
}
```

```

void makewindow( char title[],
                unsigned left,
                unsigned top,
                unsigned right,
                unsigned bottom,
                signed char depth,
                unsigned char color )
{
    setfillstyle(SOLID_FILL,color);
    bar(left+2,top+2,right-2,bottom-2);
    setlinestyle(SOLID_LINE,0,NORM_WIDTH);
    if ( depth>0 )
        setcolor(c_black);
    else setcolor(c_white);
    line(left,top,right-1,top);
    line(left,top+1,right-2,top+1);
    line(left,top+2,left,bottom-1);
    line(left+1,top+2,left+1,bottom-2);
    if ( depth<0 )
        setcolor(c_black);
    else setcolor(c_white);
    line(right,bottom,left,bottom);
    line(right,bottom-1,left+1,bottom-1);
    line(right,bottom-2,right,top);
    line(right-1,bottom-2,right-1,top+1);
    if (title[0]){
        setfillstyle(SOLID_FILL,c_blue);
        bar(left+4,top+4,right-4,top+19);
        settextstyle(SMALL_FONT,HORIZ_DIR,4);
        settextjustify(LEFT_TEXT,TOP_TEXT);
        moveto(left+7,top+5);
        setcolor(c_white);
        outtext(title);
    }
}

void fancywindow( char title[],
                 unsigned left,
                 unsigned top,
                 unsigned right,
                 unsigned bottom,
                 unsigned char color )
{
    setfillstyle(SOLID_FILL,color);
    bar(left+2,top+2,right-2,bottom-2);
    setcolor(c_white);
    line(left,top,right-1,top);
    line(left,top+1,right-2,top+1);
    line(left,top+2,left,bottom-1);
    line(left+1,top+2,left+1,bottom-2);
    setcolor(c_black);
    line(right,bottom,left,bottom);
    line(right,bottom-1,left+1,bottom-1);
    line(right,bottom-2,right,top);
}

```

```

line(right-1,bottom-2,right-1,top+1);

setcolor(c_black);
line(left+2,top+2,right-2,top+2);
line(left+2,top+2,left+2,top+23);
line(right-2,top+2,right-2,top+23);
line(left+2,top+24,right-167,top+24);
ellipse(right-167,top+44,40,90,60,20);
ellipse(right-167,top+20,210,360,65,20);
setfillstyle(SOLID_FILL,c_back);
floodfill(left+4,top+4,c_back);
setcolor(c_black);
line(left+2,top+25,right-167,top+25);
ellipse(right-167,top+45,40,90,60,20);
ellipse(right-67,top+21,210,360,65,20);
setcolor(c_white);
line(left+2,top+27,right-167,top+27);
ellipse(right-167,top+47,40,90,60,20);
ellipse(right-67,top+23,210,360,65,20);

setcolor(c_black);
setfillstyle(SOLID_FILL,c_black);
fillellipse(right-44,top+23,24,10);
setfillstyle(SOLID_FILL,c_white);
setcolor(c_white);
fillellipse(right-48,top+20,24,10);
setfillstyle(SOLID_FILL,c_gray);
setcolor(c_gray);
fillellipse(right-46,top+21,24,10);
moveto(right-51,top+17);
settextstyle(DEFAULT_FONT,HORIZ_DIR,1);
setcolor(c_back);
outtext("X");
moveto(right-49,top+18);
setcolor(c_white);
outtext("X");

settextstyle(SMALL_FONT,HORIZ_DIR,4);
settextjustify(LEFT_TEXT,TOP_TEXT);
moveto(left+9,top+8);
setcolor(c_black);
outtext(title);
moveto(left+10,top+9);
setcolor(c_white);
outtext(title);
}

void target(int x,int y)
{
    setlinestyle(SOLID_LINE,0,NORM_WIDTH);
    setcolor(c_yellow);
    circle(x,y,10);
    line(x-30,y,x+30,y);
    line(x,y-30,x,y+30);
}

```

```

Fisierul verel1g.c
#include<stdio.h>
□
#include<conio.h>
□
#include<math.h>
□
#include<dos.h>
□
#include<graphics.h>
□
#include<stdlib.h>
□
#include<string.h>
□
#include"svga256.h"
□
#include"grafx.h"
□
#define pi 3.14
□

□
extern long double x1,x2,x3;
□

□
double Fef=4,R=0.055,L=0.0001862,l=3.767,B=1,k=9977,m=0.54,e0=20;
int huge DetectVGA256()
{
    int Vid;
    /*printf("Which video mode would you like to use?\n");
    printf(" 0) 320x200x256\n");
    printf(" 1) 640x400x256\n");
    printf(" 2) 640x480x256\n");
    printf(" 3) 800x600x256\n");
    printf(" 4) 1024x768x256\n\n");
    scanf("%d",&Vid);*/
    return 3;
}

int matherr (struct exception *a)
{ if (a->type==OVERFLOW)
    {a->retval =1 ;
    return 1;
    }
    return 0;
}

long double a(long double w)
{long long double wn=sqrt(k/m);
long long double num1,num2,fr;
num1=pow(m,2)*pow(1-
pow(w/wn,2),2)*(pow(R,2)+pow(w*L,2))+2*m*L*pow(w/wn,2)*pow(B,2)*pow(1,2)*
(1-pow(w/wn,2))+pow(w/wn,2)*pow(B*1,4)/pow(wn,2);

```

```

num2=pow(w,2)*sqrt(num1);
return num2;
}

long double f1(long double w)
{long double fr;
w=pow(10,w)/(2*pi);
fr=fabs((k-m*pow(w,2)))*e0/a(w);
return fr;
}

long double f2(long double w)
{long double fr;
w=pow(10,w)/(2*pi);
fr=B*fabs((k-m*pow(w,2)))*e0*1/a(w);
return fr;
}

long double f3(long double w)
{long double fr;
w=pow(10,w)/(2*pi);
fr=Fef*a(w)/(fabs((k-m*pow(w,2)))*B*1);
return fr;
}

long double f4(long long double w)
{long long double fr;
w=pow(10,w)/(2*pi);
fr=pow(w,2)*e0*B*1/a(w);
return fr;
}

long double f5(long double w)
{long double fr;
w=pow(10,w)/(2*pi);
fr=Fef*w*e0*B*1/a(w);
return fr;
}

long double f6(long double w)
{long double fr;
w=pow(10,w)/(2*pi);
fr=w*fabs((k-m*pow(w,2)))*pow(e0,2)*pow(B,2)*pow(1,2)/pow(a(w),2);
return fr;
}

void desenez(int o)
(long double y,i,start=x1,maxim=0,minim=0;
int a,b,c;
char st[4];
setcolor(c_white);
line(4,493,4,500);
outtextxy(4,490,"10");
line(233,493,233,500);
outtextxy(233,490,"100");
line(466,493,466,500);
outtextxy(466,490,"1000");

```

```

line(698,493,698,500);
outtextxy(640,490,"10000");
outtextxy(685,490,"Hz");
switch(o){
  case 1:{for(i=x1;i<=x2;i+=0.001) {y=f1(i);
    if (y>maxim) maxim=y;}
    for(i=maxim/10;i<=maxim;i+=(maxim-minim)/10) {
      line(5,500-i*(500/fabs(maxim-minim)),8,500-
i*(500/fabs(maxim-minim)));
      gcvt(i,3,st);
      outtextxy(9,505-i*(500/fabs(maxim-
minim)),st);}
    do{//a=700*start/x2+5;//
      a=5+700-fabs(x3*700/(x3-x1))+fabs(start*700/(x3-x1));
      //b=500-500*f1(start)/maxim;//
      b=5+fabs(maxim*495/maxim)-f1(start)*495/maxim;
      putpixel(a,b,c_red);
      start=start+0.001;
    }while(start<=x2);
    break;}
  case 2:{for(i=x1;i<=x2;i+=0.001) {y=f2(i);
    if (y>maxim)maxim=y;}
    for(i=maxim/10;i<=maxim;i+=(maxim-minim)/10) {
      line(5,500-i*(500/fabs(maxim-minim)),8,500-
i*(500/fabs(maxim-minim)));
      gcvt(i,3,st);
      outtextxy(9,500-i*(500/fabs(maxim-
minim),st);}
    do{a=5+700-fabs(x3*700/(x3-x1))+fabs(start*700/(x3-x1));
      b=5+fabs(maxim*495/maxim)-f2(start)*495/maxim;
      putpixel(a,b,c_red);
      start=start+0.0001;
    }while(start<=x2);
    break;}
  case 3:{for(i=x1;i<=x2;i+=0.001) {y=f3(i);
    if (y>maxim)maxim=y;}
    for(i=maxim/10;i<=maxim;i+=(maxim-minim)/10) {gcvt(i,3,st);
      outtextxy(9,500-i*(500/fabs(maxim-
minim),st);
      line(5,500-i*(500/fabs(maxim-minim)),8,500-
i*(500/fabs(maxim-minim)));}
    do{a=5+700-fabs(x3*700/(x3-x1))+fabs(start*700/(x3-x1));
      b=5+fabs(maxim*495/maxim)-f3(start)*495/maxim;
      putpixel(a,b,c_red);
      start=start+0.0001;
    }while(start<=x2);
    break;}
  case 4{for(i=x1;i<=x2;i+=0.001) if (f4(i)>maxim) maxim=f4(i);
    for(i=maxim/10; i<=maxim; i+=maxim/10) {line(5,500-
500*i/maxim,8,500-500*i/maxim);
      gcvt(i,3,st);
      outtextxy(9,500-500*i/maxim,st);}
    do{a=5+700-fabs(x3*700/(x3-x1))+fabs(start*700/(x3-x1));

```



```

        b=5+fabs(maxim*495/maxim)-f4(start)*495/maxim;
        putpixel(a,b,c_red);
        start=start+0.0001;
    }while(start<=x2);
    break;}
    case 5:{for(i=x1;i<=x2;i+=0.001)        if      (f5(i)>maxim)
maxim=f5(i);
        for(i=maxim/10;i<=maxim;i+=maxim/10)          (line(5,500-
500*i/maxim,8,500-500*i/maxim));
            gcvt(i,3,st);
            outtextxy(9,500-500*i/maxim,st);
        do{a=5+700-fabs(x3*700/(x3-x1))+fabs(start*700/(x3-x1));
        b=5+fabs(maxim*495/maxim)-f5(start)*495/maxim;
        putpixel(a,b,c_red);
        start=start+0.0001;
        }while(start<=x2);
    break;}
    case 6:{for(i=x1;i<=x2;i+=0.001) {y=f6(i);
        if (y>maxim)maxim=y;}
        for(i=maxim/10;i<=maxim;i+=maxim/10)          (line(5.500-
500*i/maxim,8,500-500*i/maxim));
            c=i;
            gcvt(c,3,st);
            outtextxy(9,500-500*i/maxim,st);}
        do{a=5+700-fabs(x3*700/(x3-x1))+fabs(start*700/(x3-x1));
        b=5+fabs(maxim*495/maxim)-f6(start)*495/maxim;
        putpixel(a,b,c_red);
        start=start+0.0001;
        }while(start<=x2);
    break;}
}
}

```

S-au ales spre exemplificare câteva dintre funcțiile pe care programul realizat le poate reprezenta grafic, curbele astfel obținute putând servi la alegerea regimurilor de funcționare a vibratorului.

Spre exemplu:

- Dacă se analizează curbele ce reprezintă variația curentului maxim (scara de reprezentare $\times 10$) al vibratorului în funcție de frecvență, alegând ca parametri diferite valori ale masei, constantei elastice și tensiunii e_0 (figurile 2.43 - 2.46), se constată că valorile maxime pentru masa $m = 3,13$ Kg și constanta elastică $k = 76752,7$ N/m ale vibratorului, scăderea tensiunii e_0 de la 10V la 2V, conduce la scăderea valorilor curentului maxim de cca.6 ori, păstrându-se forma curbei de variație și frecvența la care apare vârful de curent (cca. 650 Hz) (figurile 2.43 și 2.44). Aceeași observație se constată la regimurile cu masa minimă și constanta de elasticitate minimă ($m = 0,67$ Kg, $k = 9977$ N/m) valorile curentului maxim scăzând în același raport ca și în cazul anterior la aceeași scădere a tensiunii e_0 , dar vârful de curent se deplasează spre frecvență de 750 Hz (figurile 2.45 și 2.46). Deci, scăderea masei și a constantei elastice produc efectul de creștere a frecvenței la care curba de variație $I_{max} = f$ (frecvență) înregistrează un maxim.

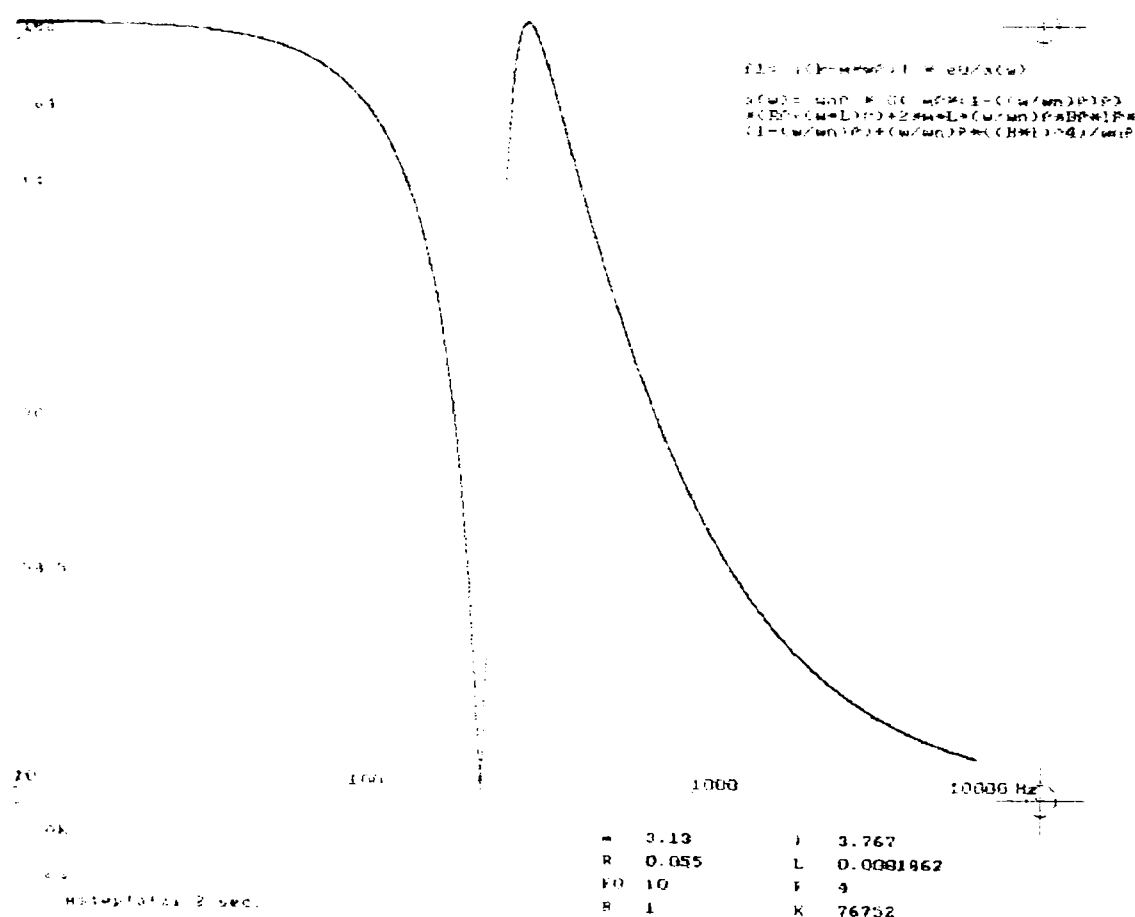


Fig. 2.43 Reprezentarea variației curentului maxim în funcție de frecvență
 $m=3,13$ kg, $k=76752$ N/m, $e_0=10$ V

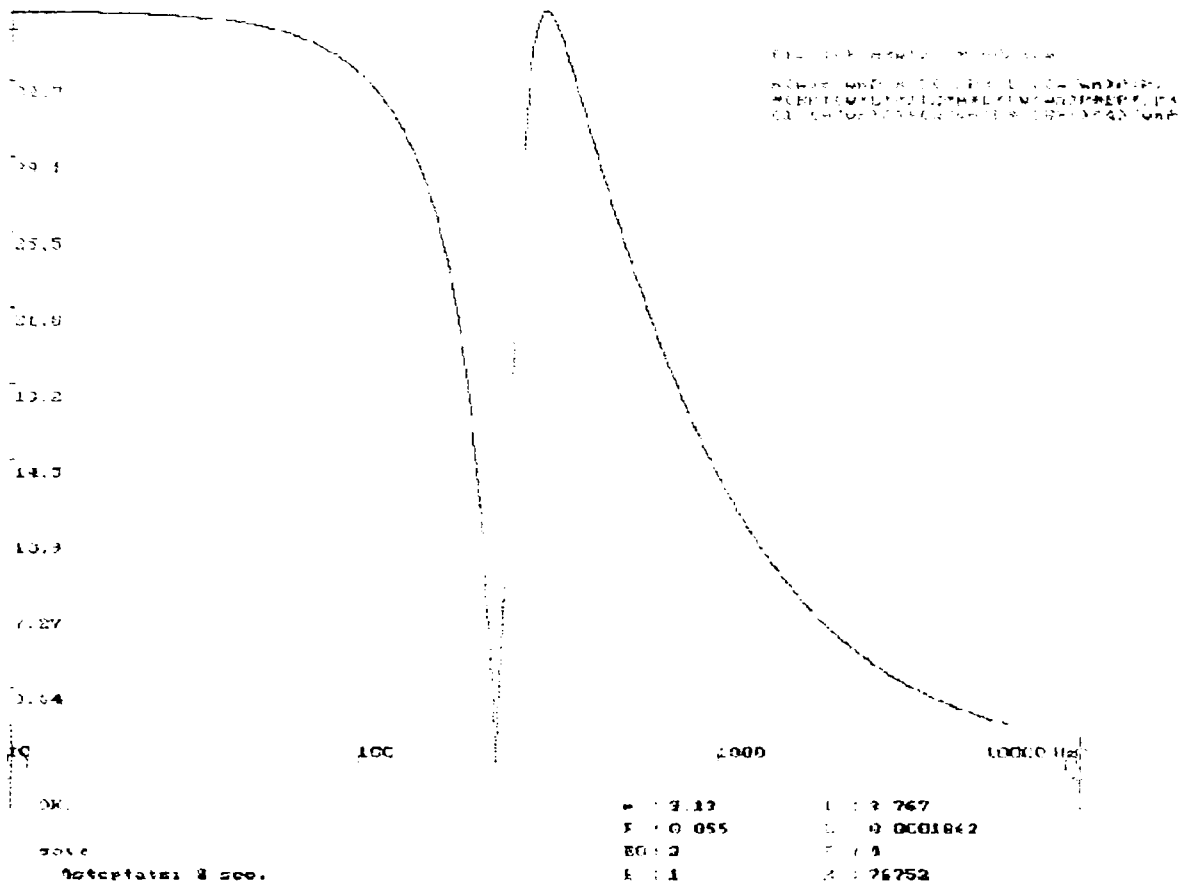


Fig. 2.44 Reprezentarea variației curentului maxim în funcție de frecvență
 $m=3,13 \text{ kg}$, $k=76752 \text{ N/m}$, $e_0=2V$

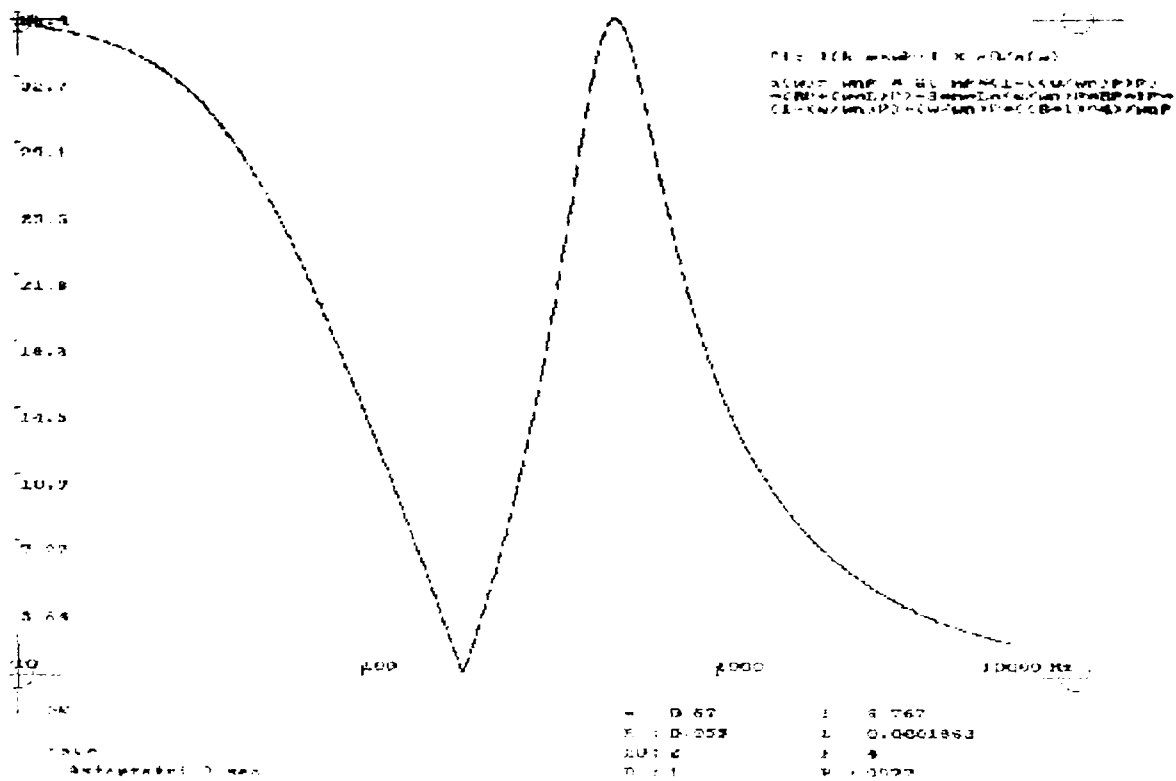


Fig. 2.45 Reprezentarea variației curentului maxim în funcție de frecvență
 $m=0,67 \text{ kg}$, $k=9977 \text{ N/m}$, $e_0=2V$

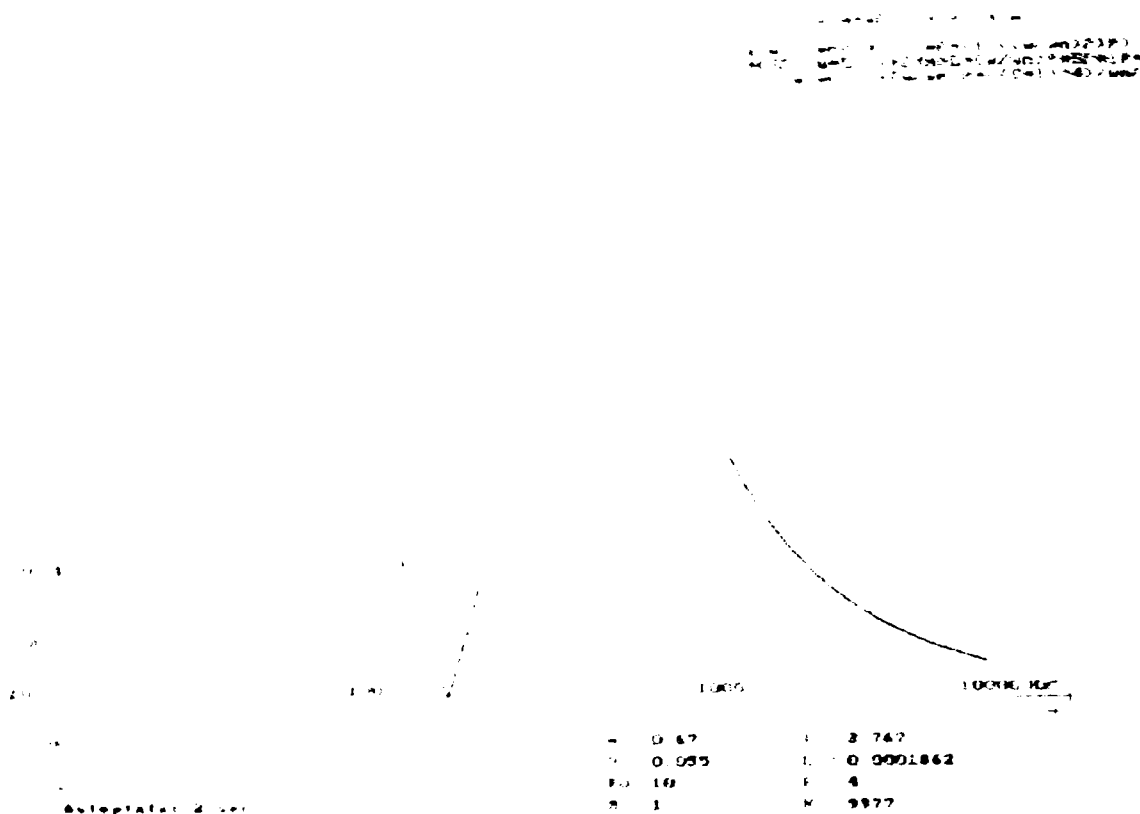


Fig. 2.46 Reprezentarea variației curentului maxim în funcție de frecvență
 $m=0,67 \text{ kg}$, $k=9977 \text{ N/m}$, $e_0=10\text{V}$

- Dacă se analizează variația puterii vibratorului în funcție de frecvență se constată că la aceeași valoare a masei și aceeași tensiune e_0 , vârful de putere se deplasează spre frecvențe mai mari la creșterea valorii constantei elastice. Astfel la $m = 0,67 \text{ Kg}$ și $e_0 = 2\text{V}$ creșterea constantei elastice de la 9977 N/m la $76752,7 \text{ N/m}$ conduce la deplasarea vârfului de putere de la 750 Hz la 900 Hz (figurile 2.47 și 2.48), practic, la aceleași valori ale puterii. La $m = 3,13 \text{ Kg}$ și $e_0 = 10 \text{ V}$ creșterea constantei elastice de la 9977 N/m la $76752,7 \text{ N/m}$ conduce la deplasarea vârfului de putere de la 150 Hz la 300 Hz (figurile 2.49 și 2.50) însoțită de o creștere a valorilor puterii de cca 3,33 ori. Comparând curbele puterii la aceeași constantă elastică și aceeași tensiune e_0 , se constată că valorile rămân practic aceleași, dar creșterea masei va produce o deplasare a vârfului de putere spre frecvențe mai mici (figurile 2.48 și 2.51 unde creșterea masei de la $0,67 \text{ Kg}$ la $3,13 \text{ Kg}$ a condus la scăderea frecvenței de vârf de la 750 Hz la 350 Hz).

Programul permite astfel de aprecieri punctuale pentru oricare din funcțiile ce caracterizează regimurile de funcționare ale vibratorului electrodinamic.

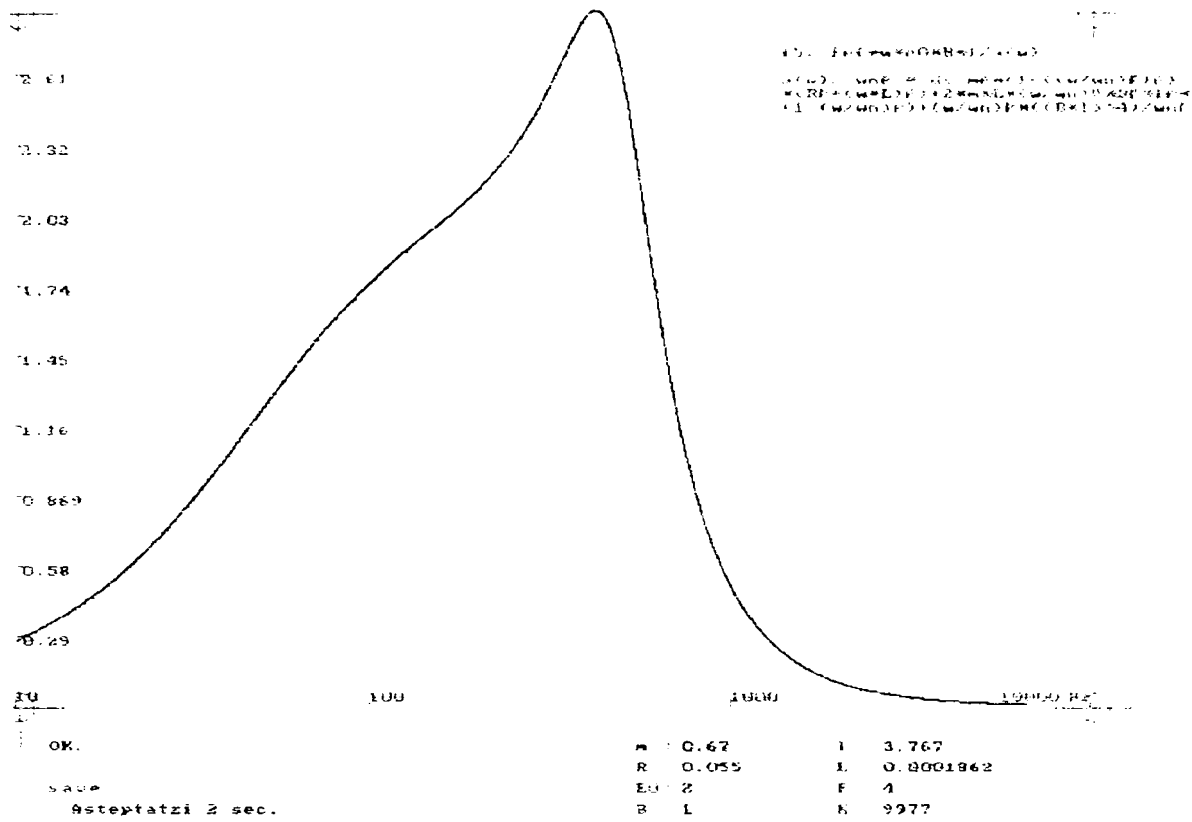


Fig. 2.47 Reprezentarea puterii vibratorului în funcție de frecvență
 $m=0,67$ kg, $k=9977$ N/m, $e_0=2V$

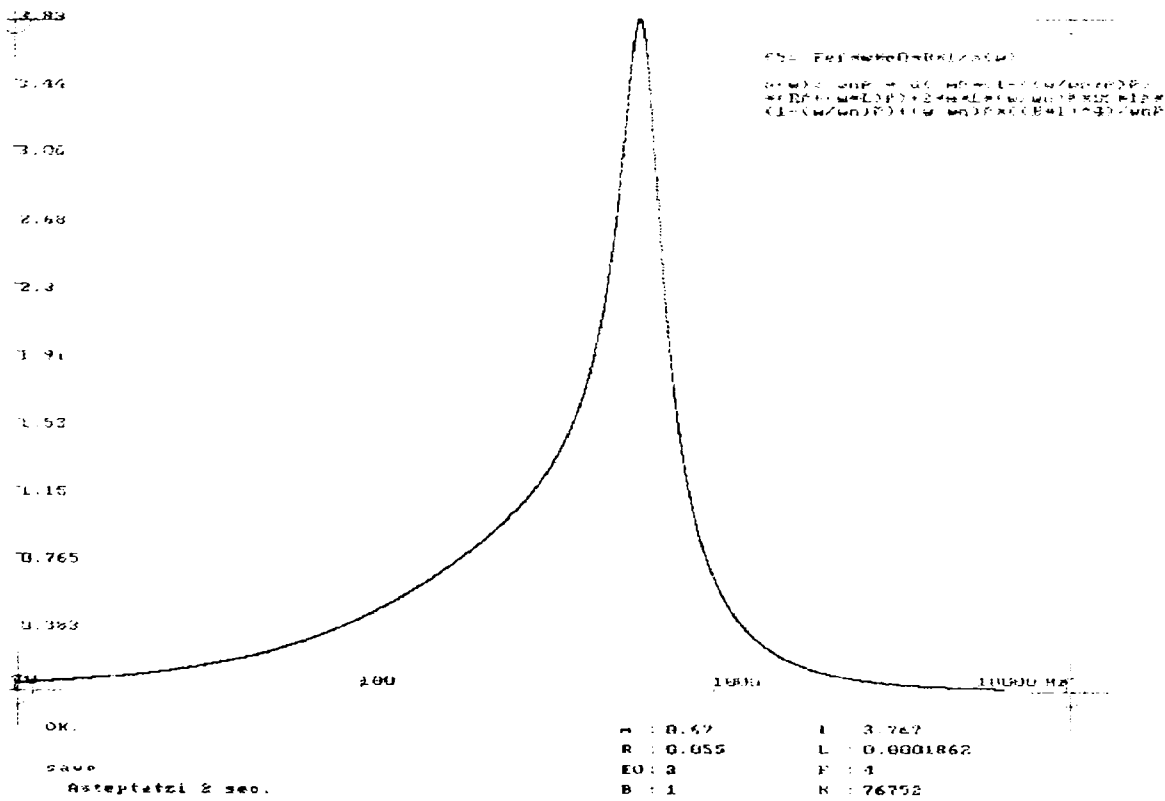


Fig. 2.48 Reprezentarea puterii vibratorului în funcție de frecvență
 $m=0,67$ kg, $k=76752$ N/m, $e_0=2V$

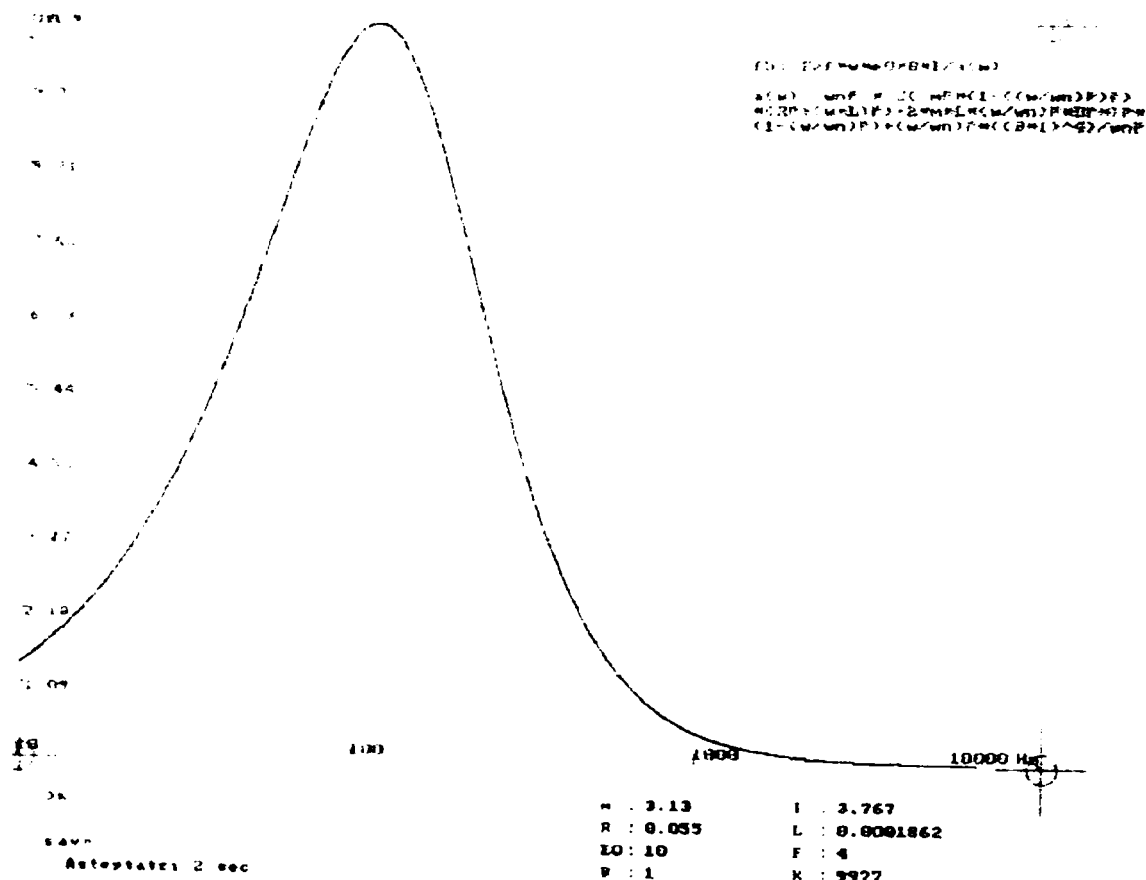


Fig. 2.49 Reprezentarea puterii vibratorului în funcție de frecvență
 $m=3,13 \text{ kg}, k=9977 \text{ N/m}, e_0=10\text{V}$

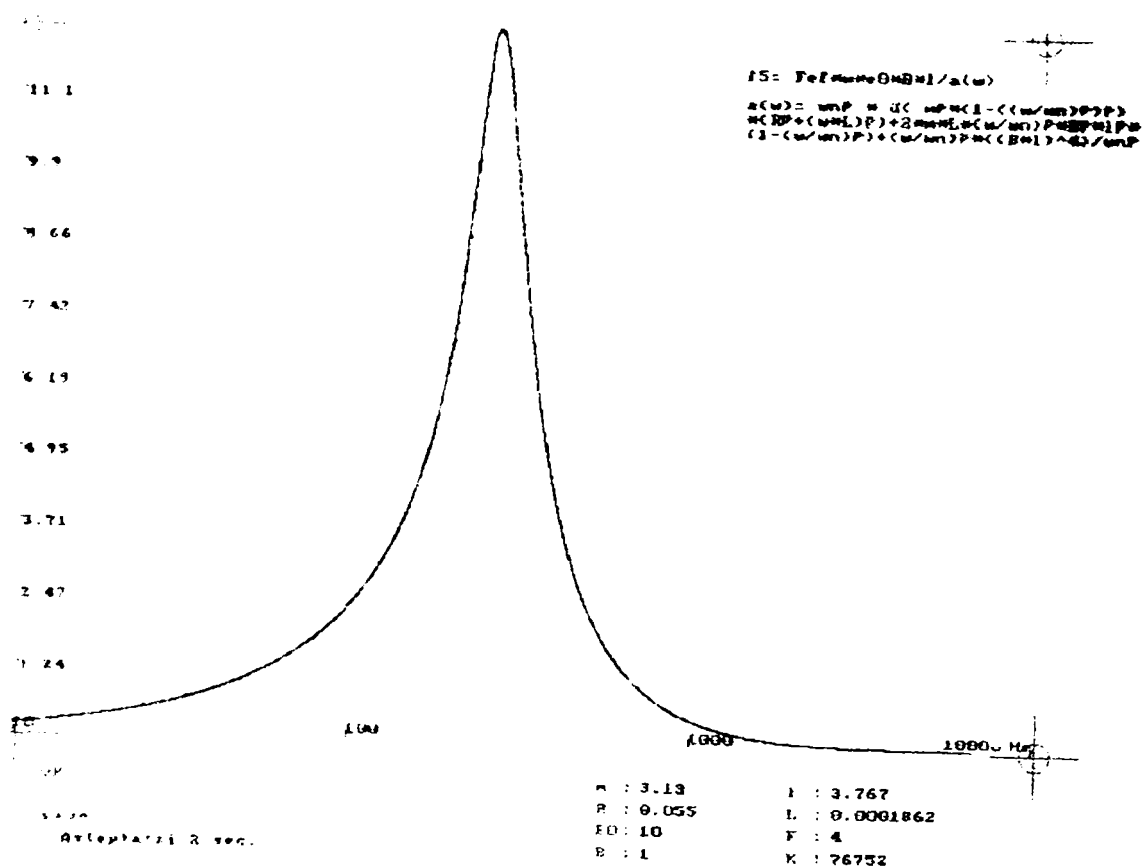


Fig. 2.50 Reprezentarea puterii vibratorului în funcție de frecvență
 $m=3,13 \text{ kg}, k=76752 \text{ N/m}, e_0=10\text{V}$

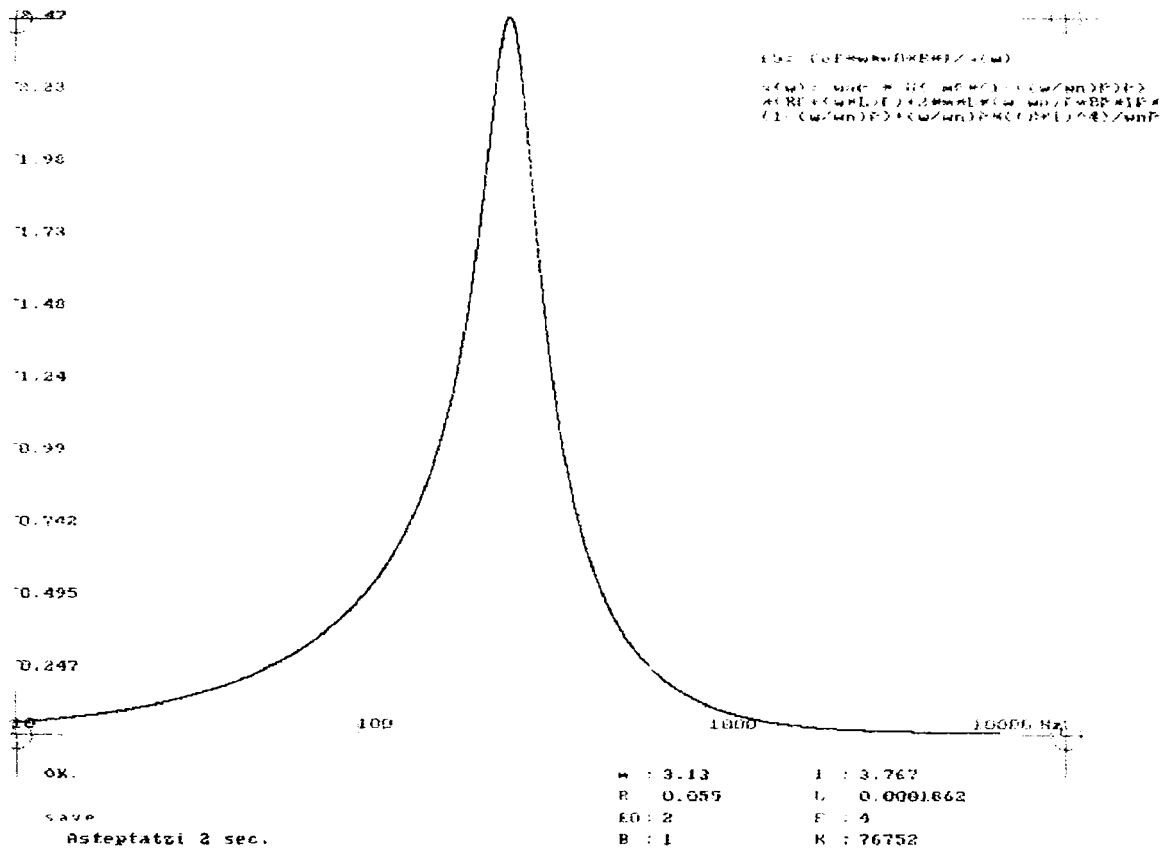


Fig. 2.51 Reprezentarea puterii vibratorului în funcție de frecvență
 $m=3,13$ kg, $k=76752$ N/m, $e_0=2V$

Capitolul 3

DISPOZITIVE PENTRU ÎNCERCĂRI DE LABORATOR LA VIBRAȚII. STUDIU, PROIECTARE ȘI ÎNCERCĂRI

3.1. Proiectarea unui stand pentru determinarea turației critice a fuselor mașinii de filat cu inele

3.1.1. *Considerații privind mașina de filat cu inele*

Procesul tehnologic clasic de filare a firelor de bumbac și tip bumbac se încheie cu operația de filare finală pe mașina de filat cu inele.

Transformarea semitortului în fir se execută într-un proces continuu și constă în;

- laminarea semitortului până la finețea firului dorit
- torsionarea înșiruirii de fibre pentru a da firului rezistența necesară în funcție de destinație
- înfășurarea firului pe un suport care să-i mențină proprietățile calitative în timpul manipulării, transportului, depozitării, precum și o desfășurare ușoară în timpul prelucrării ulterioare, în țesături, tricotaje etc.

Semitortul care alimentează mașina are finețea cuprinsă între Nm1 – Nm12 în funcție de finețea firului ce urmează să se obțină.

În funcție de cum se efectuează laminarea firelor în trenul de laminare depinde calitatea firului din punct de vedere al neregularității pe distanțe scurte [N.8, V.4]. Torsionarea se realizează pentru a conferi firului rezistența corespunzătoare; ea se realizează de către inel, cursor și fus în momentul în care firele paralelizate ies din trenul de laminat.

Odată cu creșterea tensiunii în fir crește și rezistența lui până la o anumită limită care reprezintă torsiunea critică. Dacă această valoare este depășită, rezistența firului scade, înrăutățindu-se calitatea firului.

Rezistența și torsiunea firului este determinată de destinația lui ulterioară.

Înfășurarea este operația de depunere a firului pe țeavă; ea trebuie realizată astfel încât să se asigure depunerea unei cantități cât mai mare de fir, țeava plină

numită “cops” poate fi transportată și manipulată fără ca straturile de fir să alunece, iar firele să se desfășoare cu ușurință la mașinile ulterioare fără încurcarea sau ruperea lor.

Mașinile de filat cu inele se clasifică după mai multe criterii, astfel:

- după destinația firelor: mașini de filat fire de urzeală și mașini de filat fire de bătătură. Mașinile de filat fire de urzeală se împart în mașini pentru fire cardate, cu diametrul inelului mai mare, și mașini de filat fire pieptănate, cu diametrul inelului mai mic.
- după gabaritul mașinii: mașini cu gabarit normal - lățimea mașinii de circa 1.200 mm și mașini cu gabarit redus - lățimea mașinii de 500 - 700 mm.
- după tipul trenului de laminare: mașini cu tren de laminare fără curelușe și mașini cu tren de laminare cu curelușe inferioare, cu două curelușe sau combinate.

3.1.2. Caracteristicile fuselor textile

Fusul este organul principal al dispozitivului de torsionare și în același timp una din cele mai importante piese ale mașinii.

Fusul se compune din trei părți principale.

- fusul propriu-zis reprezentând organul de rotație
- crapodina, formând lagărul fusului
- cupa fusului reprezentând rezervorul de ulei și elementul de fixare pe mașină

Axul fusului are două părți distincte: partea superioară din duraluminiu, tronconică, cu o conicitate de 1:40, pe care se așează copsul și nuca fusului și partea inferioară care se sprijină în crapodină cu rulment.

Crapodina are în interior un amortizor sub forma unui arc lamelar spiralat și altul sub formă de arc elicoidal la baza fusului.

Existența acestor arcuri asigură o așezare elastică a fusului propriu-zis și o amortizare a eventualelor vibrații, solicitările principale ale fusului fiind preluate de rulment.

Crapodina este fixată în cupa fusului care este umplută cu ulei special pentru fuse de 1,8 - 2,0 °E/50°C, asigurându-se fusului viteze mari de funcționare fără frecări și uzură. În partea inferioară a cupei fusului este un filet și o piuliță de fixare a întregului fus la banca fixă a fuselor.

Antrenarea se face de la arborele principal al mașinii pe care se află șaibele. Transmiterea mișcării șaibelor la fuse se face prin trecerea curelei textile peste rolele de tensionare și peste nuca fusului. Curelele folosite sunt din bumbac 100% cu lățimea de 12 - 14 mm și alungire foarte mică (5 - 7%). Această

transmisie asigură o turație constantă cu o toleranță de $\pm 1\%$, având și un consum de energie redus și întreținere ușoară.

Fusele folosite sunt licență SKF tip HF-2H și HF-3H, pentru o înălțime a fusului de 200-270 mm, respectiv 260-300 mm. Alte caracteristici ale fusului:

- diametrul fusului

tip HF-2H	27 mm
tip HF-3H	32 mm
- diametrul axului fusului

tip HF-2H	7,8 mm
tip HF-3H	8,8 mm
- lungimea crapodinei

tip HF-2H	147,5 mm
tip HF-3H	164,0 mm
- turația de regim a fusului
8500 - 14.500 rot/minut

În cupa fusului este fixat un opritor rabatabil.

Fusele HF permit o încărcare axială maximă de $1 \text{ Kgf} = 9,81 \text{ N}$.

3.1.3. Importanța determinării turației critice la fusele textile

Fusele mașinii de filat pot funcționa la turații de regim cuprinse între 8.000 și 18.000 rot/min., aceste turații mari fiind impuse de procesul tehnologic de filare. La turațiile curente de funcționare se cere ca amplitudinea vibrațiilor fusului să aibă valori reduse la capătul superior al tijeii.

Amplitudinea admisă la $n = 18.000 \text{ rot/min}$ este de 0,1 - 0,15 mm la vârful tijeii și de 0,4 mm la bază. Depășindu-se valorile admise, crește considerabil numărul de ruperi la fire, scăzând productivitatea mașinii.

Fusul în mișcare de rotație poartă pe el formatul pe care se înfășoară firul. Atunci când țeava are o excentricitate față de ax, pe măsura ce se depune firul, centrul de greutate al bobinei se deplasează față de axa geometrică a fusului, apare o forță centrifugă și fusul se încovoie, producându-se oscilații ale acestuia în jurul poziției de echilibru, cu o pulsație egală cu viteza unghiulară de rotație a acestuia.

Dacă viteza unghiulară de rotație a fusului se apropie de valoarea pulsației critice a vibrațiilor de încovoiere a acestuia, apar amplitudini mari ale oscilațiilor capătului liber al fusului ca urmare a apariției fenomenului de rezonanță.

Pentru evitarea acestui fenomen cu urmări nedorite în exploatare manifestate pe de o parte prin creșterea numărului ruperilor de fir, iar pe de altă parte prin uzura prematură a rulmentului, se impune cunoașterea valorii turației critice și evitarea acesteia în exploatare.

În acest sens am studiat atât teoretic vibrațiile fuselor textile, cât și experimental prin realizarea unui stand care să simuleze funcționarea fuselor pe mașina de filat.

3.1.4. Determinarea teoretică a turației critice a fuselor mașinii de filat

Pentru determinarea turațiilor critice ale fuselor mașinilor de filat este necesar să se determine pulsațiile proprii ale vibrațiilor transversale ale acestora. Pentru aceasta se pot utiliza mai multe metode [B.25], [V.3] în funcție de modelul mecanic al fusului de condițiile la limită etc. În toate situațiile însă, fusul se consideră încastrat la un capăt și liber la celălalt.

3.1.4.1. Cazul fusului considerat ca o bară dreaptă, omogenă, de secțiune constantă

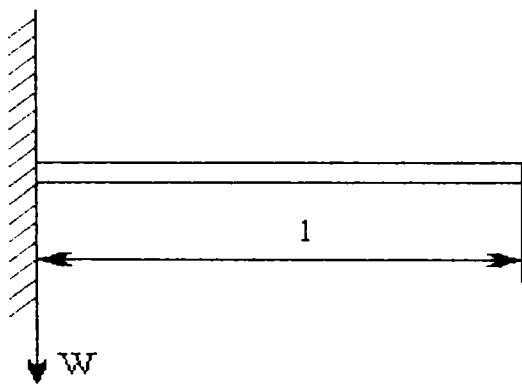


Fig.3.1. Bară dreaptă omogenă, de secțiune constantă

În această situație, cu modelul mecanic simplu prezentat în fig.3.1, pulsațiile proprii se determină rezolvând ecuația vibrațiilor transversale, libere, fără amortizare, cu ajutorul funcțiilor lui Krîlov [B.25]. Se folosesc relațiile

$$p_n = \frac{\beta_n^2}{\ell^2} \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}} \quad (3.1)$$

cu:

$$\beta_1 = 1,8751; \quad \beta_2 = 4,6941; \quad \beta_n = \frac{2n-1}{2}\pi, \quad (n > 2) \quad (3.2)$$

unde:

ℓ - lungimea barei [m];

E - modulul de elasticitate longitudinal pentru materialul din care este confecționată bara (în cazul acesta fusul este confecționat din duraluminiu) [N/m^2];

I_z - moment de inerție geometric axial [m^4];
 ρ - densitatea materialului barei [Kg/m^3];
 A - aria secțiunii transversale a barei [m^2].

3.1.4.2. Cazul barei de secțiune variabilă continuu

În acest caz, modelul simplificat pe care se poate studia este prezentat în fig.3.2.

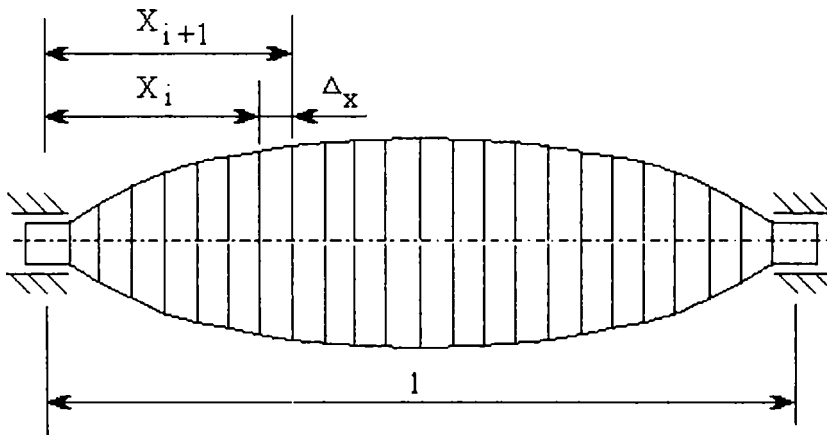


Fig.3.2. Bară de secțiune variabilă continuu

Se utilizează o metodă aproximativă pentru determinarea pulsației proprii [V.3].

În acest caz, se împarte bara în n elemente de lungime Δx suficient de mici astfel încât să poată fi considerate de secțiune constantă.

Pentru a găsi mărimile geometrice și mecanice ale secțiunii constante echivalente, se pune

condiția ca deformarea tronsonului de secțiune constantă să fie egală cu a tronsonului de secțiune variabilă (unghiurile de rotire sub acțiunea aceluiași moment încovoietor să fie egale). Se poate scrie:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{M}{EI(x)} dx = \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{M}{EI_{i,i+1}(x)} dx \quad (3.3)$$

de unde rezultă momentul de inerție echivalent al secțiunii constante:

$$I_{i,i+1} = \frac{(x_{i+1} - x_i)}{\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{1}{I(x)} dx} \quad (3.4)$$

iar pentru întreaga lungime a barei:

$$I_c = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{(x_{i+1} - x_i)}{\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{1}{I(x)} dx} \right] \quad (3.5)$$

În acest fel bara este transformată într-o bară dreaptă, omogenă, de secțiune echivalentă constantă (rezultat care va fi folosit în paragraful 3.1.4.5-b).

3.1.4.3. Cazul barei neuniforme Timoshenko

Pentru început se descrie metoda funcțiilor "spline" cubice. Intervalul $[0,1]$ este divizat echidistant $\Delta: x_0 = 0 < x_1 < x_2 < \dots < x_N = 1$, în N intervale de lungime $x_j - x_{j-1} = \frac{1}{N} = h$, ($j = \overline{1, N}$). Fiecărui punct din diviziune îi asociem valorile cunoscute, respectiv $X_{p0}, X_{p1}, X_{p2}, \dots, X_{pN}$ (p - fixat).

Funcțiile $S_p(x)$ care sunt continue împreună cu prima și a doua derivată pe intervalul $[0, 1]$, coincid cu valorile prestabilite pe intervalele $x_{j-1} \leq x \leq x_j$, ($j = \overline{1, N}$): $S_p(x_j) = S_{pj}$ ($j = \overline{0, N}$). Funcțiile $S_p(x)$ se numesc funcții "spline" în raport cu diviziunea Δ . Din liniaritatea derivatei a doua pe fiecare interval $[x_{j-1}, x_j]$ se obține ecuația:

$$S_p(x) = X''_{pj} \frac{(x - x_{j-1})^3}{6h} + X''_{p,j-1} \frac{(x_j - x)^3}{6h} + \frac{1}{h} \left(X_{pj} - \frac{h^2}{6} X''_{pj} \right) (x_j - x_{j-1}) + \frac{1}{h} \left(X''_{p,j-1} - \frac{h^2}{6} X''_{p,j-1} \right) (x_j - x) \quad (3.6)$$

unde am folosit notația $X''_{pj} = S''_p(x_j)$.

Din continuitatea lui $S'_p(x)$ în punctul x_j , adică $S'_p(x_j - 0) = S'_p(x_j + 0)$ se obține [A.4]:

$$\begin{cases} 2X''_{p0} + X''_{p1} = \frac{6}{h^2}(X_{p1} - X_{p0} - hX'_{p0}) & j = 1, \overline{N-1} \\ X''_{p,j-1} + 4X''_{pj} + X''_{p,j+1} = \frac{6}{h^2}(X_{p,j+1} - 2X_{pj} + X_{p,j-1}) \\ X''_{p,N-1} + 2X''_{pN} = \frac{6}{h^2}(hX'_{pN} - X_{pN} + X_{p,N-1}) \end{cases} \quad (3.7)$$

sau, sub formă matricială:

$$[P]\{X''_p\} = [Q]\{X_p\} + \{\overline{X_p}\} \quad (3.8)$$

cu $[P]$ și $[Q]$ matrici pătrate de ordinul $(N+1)$, iar $\{X_p\}$ și $\{\overline{X_p}\}$ sunt matrici coloană de ordinul $N+1$.

Din relația (3.8) se obține:

$$X''_{pi} = \sum_{\ell=0}^N a_{i\ell} X_{p\ell} + b_{i0} X'_{p0} + b_{iN} X'_{pN} \quad (3.9)$$

unde

$$a_{ij} = ([P]^{-1} \cdot [Q])_{ij}; \quad b_{i0} X'_{p0} + b_{iN} X'_{pN} = ([A]^{-1} \cdot \{\overline{X_p}\})_i \quad (3.10)$$

Matricile $[P]$, $[Q]$, $\{X_p\}$ și $\{\overline{X_p}\}$ sunt de forma:

$$[P] = \begin{bmatrix} 2 & 1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 4 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 4 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 4 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & 4 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$[Q] = \frac{6}{h^2} \cdot \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -2 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -2 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -2 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & -2 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\{X_p\} = \{X_{p0} \quad X_{p1} \quad X_{p2} \quad \dots \quad X_{pN}\}^T$$

$$\{\overline{X}_p\} = \frac{6}{h} \{-X'_{p0} \quad 0 \quad 0 \quad \dots \quad 0 \quad X'_{pN}\}^T$$

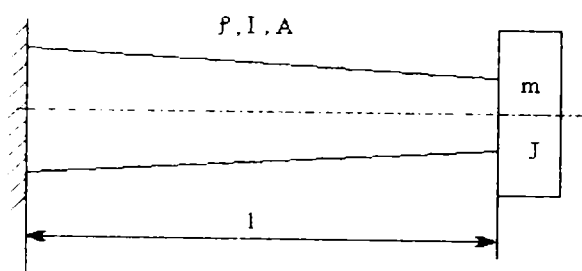


Fig.3.3. Bara neuniformă Timoshenko

Vibrațiile libere ale unei bare Timoshenko

Ecuțiile diferențiale ale vibrațiilor unei bare neuniforme Timoshenko (fig.3.3) sunt:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2};$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial x} = -\frac{M}{EI};$$

$$\frac{\partial M}{\partial x} = Q - \rho I \frac{\partial^2 \Psi}{\partial t^2};$$

$$\frac{\partial y}{\partial x} = \frac{Q}{k \cdot A \cdot G} + \Psi,$$

(3.12)

unde, în afara notațiilor cunoscute, s-a notat cu M momentul de încovoiere și cu Q forța tăietoare.

Folosind metoda clasică a separării variabilelor, se presupune:

$$\begin{aligned} y(x,t) &= Y(x) \cdot e^{i\omega t} \\ \Psi(x,t) &= Z(x) \cdot e^{i\omega t} \\ M(x,t) &= \bar{M}(x) \cdot e^{i\omega t} \\ Q(x,t) &= \bar{Q}(x) \cdot e^{i\omega t} \end{aligned} \tag{3.13}$$

unde ω este pulsația proprie a barei. Înlocuind aceste relații în ecuațiile (3.12) se obține sistemul de ecuații diferențiale ordinare:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{Q}}{dx} &= -\rho A \omega^2 \cdot Y \\ \frac{dZ}{dx} &= -\frac{M}{EI} \\ \frac{d\bar{M}}{dx} &= +\bar{Q} + \rho I \omega^2 \cdot Z \\ \frac{dY}{dx} &= +\frac{\bar{Q}}{k \cdot A \cdot G} + Z \end{aligned} \tag{3.14}$$

Se presupune:

$$\begin{aligned} A(x) &= A_0 \left(1 + C \frac{x}{\ell} \right) \\ I(x) &= I_0 \left(1 + C \frac{x}{\ell} \right)^3 \end{aligned} \tag{3.15}$$

unde:

ℓ - lungimea barei [m];
 C - constantă

$$A_0 = A(0)$$

$$I_0 = I(0)$$

Folosind expresiile adimensionale

$$X_1 = -\frac{l^2 \bar{Q}}{EI_0}$$

$$X_2 = -\frac{l \bar{M}}{EI}$$

$$X_3 = Z \tag{3.16}$$

$$X_4 = \frac{Y_4}{l}$$

$$\eta = \frac{x}{l}$$

ecuațiile diferențiale ale variabilelor adimensionale pot fi rescrise astfel:

$$\frac{dX_p}{d\eta} = \sum_{k=1}^4 G_{pk} \cdot X_k, \quad p = \overline{1,4} \tag{3.17}$$

unde s-au folosit notațiile:

$$G_{14} = \Omega^2 (1 + C \cdot \eta)$$

$$G_{21} = 1$$

$$G_{23} = \Omega^2 \cdot r^2 (1 + C \cdot \eta)^3$$

$$G_{32} = \frac{1}{(1 + C \cdot \eta)^3} \tag{3.18}$$

$$G_{41} = -\frac{s^2}{1 + C \cdot \eta}$$

$$G_{43} = 1$$

iar ceilalți termeni sunt

$$\begin{aligned}
 G_{ij} &= 0 \\
 \Omega^2 &= \frac{\rho A_0 \omega^2 \ell^4}{EI_0} \\
 r^2 &= \frac{I_0}{\ell^2 A_0} \\
 s^2 &= \frac{EI_0}{k A_0 G \ell^2}
 \end{aligned}
 \tag{3.19}$$

Prin integrarea ecuațiilor (3.17) pe intervalul $[0, \eta]$ se obțin următoarele ecuații integrale:

$$X_p(\eta) = X_p(0) + \int_0^\eta \sum_{k=1}^4 G_{pk}(t) \cdot X_k(t) \cdot dt
 \tag{3.20}$$

Funcțiile $X_p(\eta)$ pot fi generate de funcțiile continue $X_k(t)$ prin operațiile ecuațiilor (3.20). Continuitatea funcțiilor $X_k(t)$ poate fi satisfăcută de funcțiile spline. Cu bara divizată în elemente discrete pe porțiuni, funcțiile spline cubice pot fi folosite în locul funcțiilor - moduri proprii ale vibrațiilor barelor. Prin urmare, ecuațiile (3.20) se pot scrie și sub forma:

$$X_p(\eta) = X_p(0) + \int_0^\eta \sum_{k=1}^4 G_{pk}(t) \cdot S_k(t) \cdot dt
 \tag{3.21}$$

Se divizează intervalul $[0, 1]$ în N părți egale ca lungime (diviziunea Δ) și pentru $t = x_j$ ($j = \overline{0, N}$) în ecuațiile (3.21) se obține:

$$X_{pj} = X_{p0} + \sum_{i=0}^j \sum_{k=1}^4 \int_{x_{i-1}}^{x_i} G_{pk}(t) \cdot S_k(t) \cdot dt
 \tag{3.22}$$

unde:

$$\begin{aligned}
 X_{pj} &= X_p(x_j), \quad j = \overline{0, N} \\
 X_{p0} &= X_p(x_0) = X_p(0)
 \end{aligned}
 \tag{3.23}$$

Prin înlocuirea relației (3.6) în (3.22), rezultă:

$$X_{pj} = X_{p0} + \sum_{i=0}^j \sum_{k=1}^4 g_{pki} \cdot X_{ki}'' + \sum_{i=0}^j \sum_{k=1}^4 b_{pki} \cdot X_{ki} \quad (3.24)$$

unde s-au folosit notațiile:

$$g_{pki} = \frac{(1 - \delta_i^0)N}{6} \int_{\frac{i-1}{N}}^{\frac{i}{N}} G_{pk}(\eta) \left[\left(\eta - \frac{i-1}{N} \right)^3 - \frac{1}{N^2} \left(\eta - \frac{i-1}{N} \right) \right] d\eta +$$

$$+ \frac{(1 - \delta_i^j)N}{6} \int_{\frac{i-1}{N}}^{\frac{i}{N}} G_{pk}(\eta) \left[\left(\frac{i+1}{N} - \eta \right)^3 - \frac{1}{N^2} \left(\frac{i+1}{N} - \eta \right) \right] d\eta$$

(3.25)

$$h_{pki} = (1 - \delta_i^0)N \int_{\frac{i-1}{N}}^{\frac{i}{N}} G_{pk}(\eta) \left(\eta - \frac{i-1}{N} \right) d\eta +$$

$$+ (1 - \delta_i^j)N \int_{\frac{i}{N}}^{\frac{i+1}{N}} G_{pk}(\eta) \left(\frac{i+1}{N} - \eta \right) d\eta, \quad i = \overline{0, j}$$

unde δ_i^j este simbolul lui Kronecker ($\delta_i^j = 1$ pentru $i = j$ și $\delta_i^j = 0$ pentru $i \neq j$).

Folosind condițiile la limită (la $\eta = 0$ și $\eta = 1$) în ecuațiile (3.17) (care se presupun cunoscute) se obține:

$$X'_{p0} = \sum_{k=1}^4 \alpha_{pk} \cdot X_{k0}$$

(3.26)

$$X'_{pN} = \sum_{k=1}^4 \beta_{pk} \cdot X_{kN}$$

Înlocuind relațiile (3.26) în ecuațiile (3.9) și acestea în (3.24) se obține un sistem de $4(N+1)$ ecuații omogene cu $4(N+1)$ necunoscute K_{kj} ($k = \overline{1,4}, j = \overline{0,N}$):

$$X_{pj} = X_{p0} + \sum_{i=0}^j \sum_{k=1}^4 \sum_{\ell=0}^N g_{pkj} a_{i\ell} X_{k\ell} + \sum_{i=0}^j \sum_{k=1}^4 h_{pki} \cdot X_{ki} +$$

$$+ \sum_{i=0}^j \sum_{k=1}^4 \sum_{s=1}^4 g_{pki} \cdot b_{i0} \cdot \alpha_{ks} \cdot X_{s0} + \sum_{i=0}^j \sum_{k=1}^4 \sum_{s=1}^4 g_{pki} \cdot b_{iN} \cdot \beta_{ks} \cdot X_{sN}$$
(3.27)

sau

$$-X_{p\,j+1} + X_{pj} + \sum_{k=1}^4 \sum_{i=0}^N g_{pk\,j+1} \cdot a_{j+1\ell} \cdot X_{k\ell} +$$

$$+ \sum_{k=1}^4 h_{pk\,j+1} X_{k\,j+1} + \sum_{k=1}^4 \sum_{s=1}^4 g_{pk\,j+1} \cdot b_{j+1s} \cdot \alpha_{ks} \cdot X_{s0} +$$

$$+ \sum_{k=1}^4 \sum_{s=1}^4 g_{pk\,j+1} \cdot b_{j+1N} \cdot \beta_{ks} \cdot X_{sN} = 0, \quad j = \overline{0,N}$$
(3.28)

În legătură cu ecuațiile (3.28) se introduc următoarele matrici pătrate de ordinul $N+1$:

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & -1 \end{bmatrix}$$
(3.29)

$$[G]_{pk} = \begin{bmatrix} g_{pk0} \cdot a_{00} & g_{pk0} \cdot a_{01} & g_{pk0} \cdot a_{02} & \dots & g_{pk0} \cdot a_{0N} \\ g_{pk1} \cdot a_{10} & g_{pk1} \cdot a_{11} & g_{pk1} \cdot a_{12} & \dots & g_{pk1} \cdot a_{1N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ g_{pkN} \cdot a_{N0} & g_{pkN} \cdot a_{N1} & g_{pkN} \cdot a_{N2} & \dots & g_{pkN} \cdot a_{NN} \end{bmatrix}$$

$$[H]_{pk} = \begin{bmatrix} h_{pk1} & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & h_{pk2} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & h_{pk3} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & h_{pkN} \end{bmatrix}$$

$$[B]_{pk} = \begin{bmatrix} b_{00} \sum_{i=1}^4 g_{pi0} \alpha_{ik} & 0 & 0 & \dots & 0 & b_{0N} \sum_{i=1}^4 g_{pi0} \beta_{ik} \\ b_{10} \sum_{i=1}^4 g_{pi1} \alpha_{ik} & 0 & 0 & \dots & 0 & b_{1N} \sum_{i=1}^4 g_{pi1} \beta_{ik} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{N0} \sum_{i=1}^4 g_{piN} \alpha_{ik} & 0 & 0 & \dots & 0 & b_{NN} \sum_{i=1}^4 g_{piN} \beta_{ik} \end{bmatrix}$$

Se poate scrie o matrice de forma

$$[M]_{pk} = \delta_{pk} [A] + [G]_{pk} + [H]_{pk} + [B]_{pk}, \quad pk = \overline{1,4} \quad (3.30)$$

O soluție nebanală a sistemului de ecuații (3.28) se obține numai dacă determinantul caracteristic, construit prin celule - determinant se anulează. Această ecuație este de forma:

$$\det \begin{bmatrix} [M]_{11} & [M]_{12} & [M]_{13} & [M]_{14} \\ [M]_{21} & [M]_{22} & [M]_{23} & [M]_{24} \\ [M]_{31} & [M]_{32} & [M]_{33} & [M]_{34} \\ [M]_{41} & [M]_{42} & [M]_{43} & [M]_{44} \end{bmatrix} = 0 \quad (3.31)$$

Soluția ecuației (3.31) conduce la determinarea coeficientului pulsație

$$\Omega = \sqrt{\frac{\rho A_0}{EI_0}} \cdot \omega \cdot \ell^2 \quad (3.32)$$

apoi a lui ω

$$\omega = \frac{\Omega}{\ell^2} \sqrt{\frac{EI_0}{\rho A_0}} \quad (3.33)$$

și apoi se determină turația critică:

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\Omega}{\ell^2} \sqrt{\frac{EI_0}{\rho A_0}} \quad (3.34)$$

În cele ce urmează, se consideră câteva exemple de condiții la limită, două la fiecare capăt. În fiecare caz se pun în evidență matricile $[\alpha]$ și $[\beta]$ având elementele definite prin intermediul relației (3.26).

Cazul 1. Bara Timoshenko în consolă având la capătul liber masa adițională m și momentul de inerție J (fig.3.3). Condițiile la limită sunt:

$$y(0) = 0; \quad \Psi(0) = 0; \quad Q(\ell) = -m\ddot{y}(\ell); \quad M(\ell) = J\ddot{\Psi}(\ell) \quad (3.35)$$

care conduc la matricile

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s^2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

$$[\beta] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \Omega^2(1+C) \\ 0 & 0 & \Omega^2 r^2(1+C) & -\Phi\Omega^2 \\ 0 & 0 & \frac{\Phi \cdot d^2 \cdot \Omega^2}{(1+C)^3} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \frac{\Phi\Omega^2 s^2}{1+C} \end{bmatrix}$$

unde:

$$\Phi = \frac{m}{\rho A_0 \ell}; \quad d = \frac{J}{m \ell^2} \quad (3.37)$$

Cazul 2. Bara Timoshenko în consolă, la capătul liber având masa adițională m și un arc de constantă elastică k_T . Condițiile la limită sunt:

$$y(0) = 0; \quad \Psi(0) = 0; \quad Q(\ell) = -m\ddot{y}(\ell) - k_T y(\ell); \quad M(\ell) = 0 \quad (3.38)$$

iar matricile corespunzătoare:

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s^2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

$$[\beta] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \Omega^2(1+C) \\ 0 & 0 & -\Omega^2 r^2 (1+C)^3 & K - \Phi \Omega^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -\frac{s^2(K - \Phi \Omega^2)}{1+C} \end{bmatrix}$$

unde:

$$K = \frac{k_T \ell^3}{EI_0} \quad (3.40)$$

Cazul 3. Se consideră bara Timoshenko tronconică, încastrată la un capăt și liberă la celălalt. În acest caz, condițiile la limită sunt:

$$y(0) = 0; \quad \Psi(0) = 0; \quad Q(\ell) = 0; \quad M(\ell) = 0 \quad (3.41)$$

iar matricile corespunzătoare:

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s^2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (3.42)$$

$$[\beta] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \Omega^2(1+C) \\ 0 & 0 & -\Omega^2 r^2 (1+C)^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

În acest caz:

$$\Phi = 0; \quad d = 0; \quad K = 0. \quad (3.43)$$

Cazul 4. Bara Timoshenko omogenă, având la fiecare capăt arcuri elastice limitând translația și rotația barei. Condițiile la limită sunt:

$$Q(0) = -k_1 y(0); \quad M_0 = -k_2 \Psi(0); \quad Q(\ell) = k_3 y(\ell); \quad M(\ell) = k_4 \Psi(\ell) \quad (3.44)$$

iar matricile $[\alpha]$, $[\beta]$ sunt:

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} K_1 \Omega^2 s^2 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -K_2 \frac{\Omega^2}{s^2} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s^2 & K_2 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (3.45)$$

$$[\beta] = \begin{bmatrix} -K_3 \Omega^2 s^2 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & K_4 \Omega^2 r^2 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s^2 & -K_4 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

unde:

$$K_1 = \frac{kA_0G}{\ell k_1}; \quad K_2 = \frac{EI_0}{\ell k_2}; \quad K_3 = \frac{kA_0G}{\ell k_3}; \quad K_4 = \frac{EI_0}{\ell k_4} \quad (3.46)$$

În acest ultim caz, se pot idealiza condițiile la limită, obținând cazurile cunoscute. Astfel pentru $K_1 \rightarrow 0$ și $K_2 \rightarrow 0$, obținem capătul încastrat. Pentru $K_1 \rightarrow 0$ și $K_2 \rightarrow \infty$, obținem capătul articulat cu matricea

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -\Omega^2 r^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -s^2 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

iar pentru $K_1 \rightarrow \infty$, $K_2 \rightarrow 0$, se obține capătul liber cu matricea:

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \Omega^2 \\ 0 & 0 & -\Omega^2 r^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

Parametrul pulsație $\Omega_1 = \sqrt{\frac{\rho A_0}{EI_0}} \omega_1 \ell^2$ al vibrațiilor de încovoiere, libere, ale unei bare Timoshenko având la capăt un corp adițional sau cu suporturi elastice este dat în tabelele (3.1) și (3.2). S-a analizat cazul 2 (tabelul 3.1), respectiv cazul 3 (tabelul 3.2).

În tabelul 3.1 se obține parametrul pulsație fundamentală Ω_1 pentru $N = 5$ și $N = 10$ (numărul de diviziuni) pentru diferite valori ale constantei "C" și pentru $\Phi = 20$; $K = 10$; $r = 0,03$; $s = 0,05$. Rezultatele sunt comparate cu cele obținute în [M.13].

Tabelul 3.1

C	Valori obținute prin studii proprii		Valori obținute conform lucrării [M.13]
	$N = 5$	$N = 10$	
0	0,803	0,801	0,799
-1/6	0,793	0,789	0,785
-2/6	0,780	0,776	0,771
-3/6	0,761	0,758	0,739
-4/6	0,745	0,744	0,739
-5/6	0,729	0,725	0,724

În tabelul 3.2 se prezintă parametrul pulsație fundamentală Ω_1 pentru bara Timoshenko articulată la ambele capete pentru $N = 2$ (I), $N = 4$ (II) și în lucrarea [M.13] (III) pentru diferite valori ale parametrul "d".

Tabelul 3.2

d	I	II	III
0,05	9,44	9,42	-
0,08	8,93	8,92	8,84
0,1	8,44	8,41	-

Din cele două tabele se observă foarte buna eficiență a metodei funcțiilor spline aplicată în studiul vibrațiilor barelor Timoshenko. Deosebirile față de rezultatele altor cercetări se încadrează între 1% și 3%, iar eroarea este cu atât mai mică cu cât partiția Δ este mai fină, deci metoda expusă mai sus este rapid convergentă.

Cazul 3 se apropie cel mai mult de fusul mașinii de filat, astfel încât a fost studiat și acest caz, pentru două valori ale coeficientului C . Rezultatele sunt trecute în tabelul 3.3 fiind comparate rezultate proprii obținute cu cele din lucrarea [M.13].

Tabelul 3.3.

C	Valori obținute prin studii proprii		Valori obținute conform lucrării [M.13]
	$N = 5$	$N = 10$	
0	3,6812	3,6013	3,5156
-1/2	3,8014	3,7931	3,7131

3.1.4.4. Cazul barei formată din mai multe tronsoane.

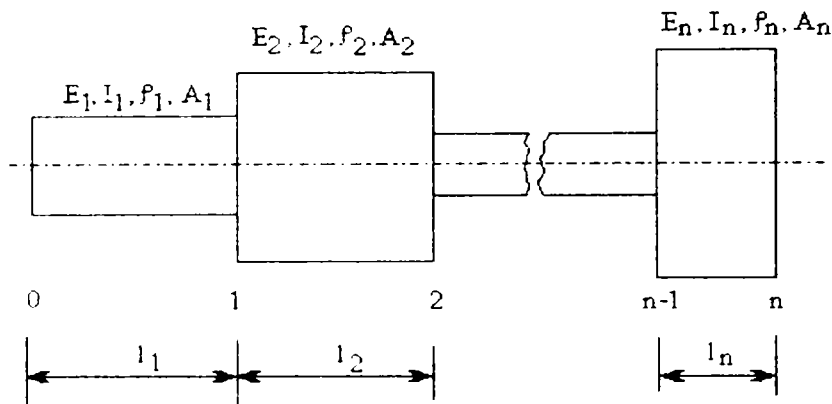


Fig.3.4. Bară formată din tronsoane. Cazul I

Cazul I

În cazul unei bare formată din mai multe tronsoane a căror secțiune variază în trepte, sau este formată din mai multe tronsoane cu secțiunea variabilă continuu care au fost transformate în tronsoane cu secțiune constantă echivalentă (fig.3.4), se

numerează zonele în care se modifică secțiunile transversale și se ține seama că în secțiunile de legătură între două tronsoane deplasările și eforturile sunt continue [V.3], astfel încât se poate scrie relația:

$$\{Z\}_n = [R]_n \cdot [R]_{n-1} \dots [R]_1 \{Z\}_0 \quad (3.49)$$

unde:

$$\{Z_n\}^T = \{V_n \ \varphi_n \ M_n \ F_n\}; \quad \{Z_0\}^T = \{V_0 \ \varphi_0 \ M_0 \ F_0\} \quad (3.50)$$

sunt matricile de stare inițială și finală cuprinzând: V - deplasarea [m]; φ - rotirea [rad]; M - momentul încovoietor [N·m]; F - forța tăietoare [N]; $[R]_i$ - matricea de stare a tronsonului respectiv.

$$[R]_i = \begin{bmatrix} S(\alpha_i \ell_i) & \frac{T(\alpha_i \ell_i)}{\alpha_i} & -\frac{U(\alpha_i \ell_i)}{\alpha_i^2 E_i I_i} & -\frac{V(\alpha_i \ell_i)}{\alpha_i^3 E_i I_i} \\ \alpha_i V(\alpha_i \ell_i) & S(\alpha_i \ell_i) & -\frac{T(\alpha_i \ell_i)}{\alpha_i E_i I_i} & -\frac{U(\alpha_i \ell_i)}{\alpha_i^2 E_i I_i} \\ -\alpha_i^2 E_i U(\alpha_i \ell_i) & -\alpha_i E_i I_i V(\alpha_i \ell_i) & S(\alpha_i \ell_i) & \frac{T(\alpha_i \ell_i)}{\alpha_i} \\ -\alpha_i^3 E_i I_i T(\alpha_i \ell_i) & -\alpha_i^2 E_i I_i U(\alpha_i \ell_i) & \alpha_i V(\alpha_i \ell_i) & S(\alpha_i \ell_i) \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

Funcțiile S , T , U , V sunt funcțiile Krilov și au expresiile:

$$\begin{cases} S(\alpha l) = \frac{1}{2} [ch(\alpha l) + \cos(\alpha l)] \\ T(\alpha l) = \frac{1}{2} [sh(\alpha l) + \sin(\alpha l)] \\ U(\alpha l) = \frac{1}{2} [ch(\alpha l) - \cos(\alpha l)] \\ V(\alpha l) = \frac{1}{2} [sh(\alpha l) - \sin(\alpha l)] \end{cases} \quad (3.52)$$

iar:

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{\rho A}{EI}} p^2 \quad (3.53)$$

unde p este pulsația proprie a barei egală cu viteza unghiulară de rotație critică bara fiind, în cazul studiat, fusul ce execută mișcare de rotație.

Ținându-se seama de condițiile la limită pentru bara respectivă (în secțiunile de capăt două elemente sunt nule) se obține un sistem algebric omogen, al cărui determinant egalat cu zero, determină ecuația pulsațiilor proprii.

Cazul II

Se consideră vibrațiile unei bare Bernoulli - Euler formată din mai multe tronsoane (n) cu secțiune variabilă în trepte, fiecare tronson având secțiunea constantă (fig.3.5).

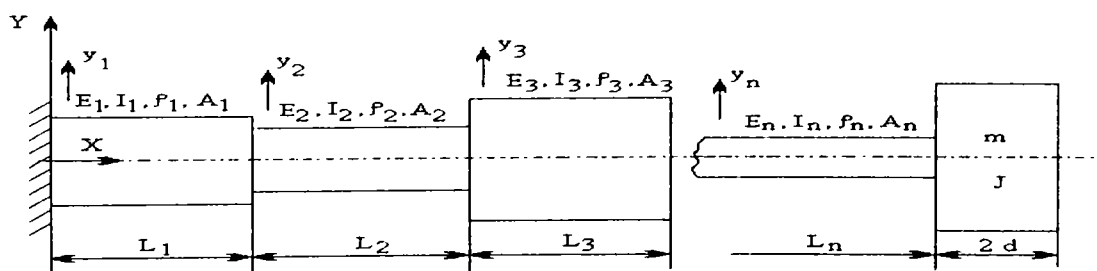


Fig.3.5. Bară formată din mai multe tronsoane. Cazul II

În acest caz, ecuațiile diferențiale pentru amplitudini mici ale vibrațiilor transversale, libere, ale barelor Bernoulli-Euler, drepte, sunt:

$$E_i I_i \frac{\partial^4 y_i}{\partial \bar{x}^4} + \rho_i A_i \frac{\partial^4 y_i}{\partial t^2} = 0, \quad i = \overline{1, n}, \quad n \geq 2, \quad n \in N \quad (3.54)$$

notațiile fiind cele consacrate, iar \bar{x} fiind coordonata spațială de-a lungul axei barelor.

Condițiile la limită în care prima bară este încastrată, iar la ultima se află o masă concentrată m și moment de inerție J se scriu sub forma [M.9]:

$$y_1(0, t) = \frac{\partial y_1(0, t)}{\partial \bar{x}} = 0$$

$$E_n I_n \frac{\partial^3 y_n(L, t)}{\partial \bar{x}^3} + m \frac{\partial^2 y_n(L, t)}{\partial t^2} - m \frac{\partial^3 y_n(L, t)}{\partial t^2 \partial \bar{x}} = 0 \quad (3.55)$$

$$E_n I_n \frac{\partial^2 y_n(L, t)}{\partial \bar{x}^2} - (J + md^2) \frac{\partial^3 y_n(L, t)}{\partial t^2 \partial \bar{x}} + md \frac{\partial^2 y_n(L, t)}{\partial t^2} = 0$$

unde:

$$L = L_1 + L_2 + \dots + L_n \text{ [m]}$$

d – distanța între centrul de greutate al masei m și punctul de prindere [m]

$J = mR^2$ – momentul de inerție al masei m [Kg/m²]

R – raza de girație al masei m [m]

Se presupune neglijabilă presiunea de contact între două tronsoane vecine, astfel că din condițiile de continuitate ale deplasărilor, a pantei, a momentului încovoietor și a forței tăietoare se obține:

$$y_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) = y_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)$$

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} y_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) = \frac{\partial}{\partial \bar{x}} y_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) \quad (3.56)$$

$$E_i I_i \frac{\partial^2}{\partial \bar{x}^2} y_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) = E_{i+1} I_{i+1} \frac{\partial^2}{\partial \bar{x}^2} y_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)$$

$$E_i I_i \frac{\partial^3}{\partial \bar{x}^3} y_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) = E_{i+1} I_{i+1} \frac{\partial^3}{\partial \bar{x}^3} y_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)$$

$$i = \overline{1, n-1}$$

În cele ce urmează vom folosi următoarele variabile adimensionale:

$$x = \frac{\bar{x}}{L}; \quad \eta_i = \frac{L_1 + L_2 + \dots + L_i}{L}; \quad b_i^4 = \frac{\rho_i A_i}{E_i I_i} \cdot \omega^2 \cdot L^4 \quad (3.57)$$

$$a_i = \frac{E_{i+1} I_{i+1}}{E_i I_i}; \quad K_1 = \frac{d}{L}; \quad K_2 = \frac{R}{L}; \quad K_3 = \frac{m}{\rho_n A_n L}$$

Se consideră:

$$y_i(x, t) = Y_i(x) \cdot \cos \omega t, \quad i = \overline{1, n} \quad (3.58)$$

unde $Y_i(x)$ este modul de vibrație transversal al tronsonului i ($i = \overline{1, n}$), iar ω este pulsația proprie.

Folosind variabilele adimensionale (3.57) și formulele (3.58), ecuațiile (3.54) se reduc la:

$$\frac{d^4 Y_i(x)}{dx^4} - b_i^4 \cdot Y_i(x) = 0, \quad i = \overline{1, n} \quad (3.59)$$

Condițiile la limită și de continuitate (3.55) și (3.56) se scriu sub forma:

$$Y_1(0) = 0; \quad Y_1''(0) = 0; \quad Y_i(\eta_i) = Y_{i+1}(\eta_i); \quad Y_i'(\eta_i) = Y_{i+1}'(\eta_i)$$

$$Y_i''(\eta_i) = a_i Y_{i+1}''(\eta_i); \quad Y_i'''(\eta_i) = a_i Y_{i+1}'''(\eta_i); \quad (3.60)$$

$$Y_n''(1) - K_3 b_n^4 Y_n(1) + K_1 K_3 b_n^4 Y_n'(1) = 0$$

$$Y_n''(1) + K_3(K_1^2 + K_2^2)b_n^4 \cdot Y_n'(1) - K_1K_3b_n^4 Y_n(1) = 0$$

Soluțiile generale ale ecuațiilor (3.59) sunt de forma:

$$y_i(x) = C_{1i} chb_i x + C_{2i} shb_i x + C_{3i} \cos b_i x + C_{4i} \sin b_i x, \quad i = \overline{1, n} \quad (3.61)$$

unde $C_{1i}, C_{2i}, C_{3i}, C_{4i}$ sunt constante care se vor determina din condițiile la limită și din condițiile de continuitate. Ținând seama de condițiile (3.60) și ecuațiile (3.61), se obține un sistem omogen de ecuații în necunoscutele $C_{1i}, C_{2i}, C_{3i}, C_{4i}$, $i = \overline{1, n}$. Soluția nebanală a acestui sistem de ecuații este posibilă numai dacă determinantul coeficienților necunoscutelor se anulează:

$$\det(A_{ij}) = 0, \quad i, j = \overline{1, 4n} \quad (3.62)$$

unde componentele nenule A_{ij} sunt:

$$A_{11} = A_{13} = A_{22} = A_{24} = 1; A_{i, 4i-31} = ch\eta_{1-2} b_{1-2}; A_{i, 4i-10} = sh\eta_{i-2} b_{i-2}$$

$$A_{i, 4i-9} = \cos \eta_{i-2} b_{i-2}; A_{i, 4i-8} = \sin \eta_{i-2} b_{i-2}; A_{i, 4i-7} = -ch\eta_{i-1} b_{i-2}$$

$$A_{i, 4i-6} = -sh\eta_{i-1} b_{i-2}; A_{i, 4i-5} = -\cos \eta_{i-2} b_{i-1}; A_{i, 4i-4} = -\sin \eta_{i-2} b_{i-1}$$

$$A_{n+i-1, 4i-11} = b_{i-2} sh\eta_{i-2} b_{i-2}; A_{n+i-1, 4i-10} = b_{i-2} ch\eta_{i-2} b_{i-2}$$

$$A_{n+i-1, 4i-9} = -b_{i-2} \sin \eta_{i-2} b_{i-2}; A_{n+i-1, 4i-8} = b_{i-2} \cos \eta_{i-2} b_{i-2}$$

$$A_{n+i-1, 4i-7} = -b_{i-1} sh\eta_{i-2} b_{i-1}; A_{n+i-1, 4i-6} = -b_{i-1} ch\eta_{i-2} b_{i-1}$$

$$A_{n+i-1, 4i-5} = -b_{i-1} \sin \eta_{i-2} b_{i-1}; A_{n+i-1, 4i-4} = -b_{i-1} \cos \eta_{i-2} b_{i-1}$$

$$A_{2n+i-2, 4i-11} = b_{i-2}^2 ch\eta_{i-2} b_{i-2}; A_{2n+i-2, 4i-10} = b_{i-2}^2 sh\eta_{i-2} b_{i-2}$$

$$A_{2n+i-2, 4i-9} = -b_{i-2}^2 \cos \eta_{i-2} b_{i-2}; A_{2n+i-2, 4i-8} = -b_{i-2}^2 \sin \eta_{i-2} b_{i-2}$$

$$A_{2n+i-2, 4i-7} = -a_{i-2} b_{i-1}^2 ch\eta_{i-2} b_{i-1}; A_{2n+i-2, 4i-6} = -a_{i-2} b_{i-1}^2 sh\eta_{i-2} b_{i-1}$$

$$\begin{aligned}
A_{2n+i-2,4i-5} &= a_{i-2}b_{i-1}^2 \cos \eta_{i-2}b_{i-1}; & A_{2n+i-2,4i-4} &= -a_{i-2}b_{i-1}^2 \sin \eta_{i-2}b_{i-1} \\
A_{3n+i-3,4i-11} &= b_{i-2}^3 \operatorname{sh} \eta_{i-2}b_{i-2}; & A_{3n+i-3,4i-10} &= b_{i-2}^3 \operatorname{ch} \eta_{i-2}b_{i-2} \\
A_{3n+i-3,4i-9} &= b_{i-2}^3 \sin \eta_{i-2}b_{i-2}; & A_{3n+i-3,4i-8} &= -b_{i-2}^3 \cos \eta_{i-2}b_{i-2} \\
A_{3n+i-3,4i-7} &= -a_{i-2}b_{i-1}^3 \operatorname{sh} \eta_{i-2}b_{i-1}; & A_{3n+i-3,4i-6} &= -a_{i-2}b_{i-1}^3 \operatorname{ch} \eta_{i-2}b_{i-1} \\
A_{3n+i-3,4i-5} &= -a_{i-2}b_{i-1}^3 \operatorname{sh} \eta_{i-2}b_{i-1}; & A_{3n+i-3,4i-4} &= a_{i-2}b_{i-1}^3 \operatorname{ch} \eta_{i-2}b_{i-1} \\
A_{4n-1,4n-3} &= (1 + K_1 K_3 b_n^2) \operatorname{sh} b_n - K_3 b_n \operatorname{ch} b_n & & (3.63) \\
A_{4n-1,4n-2} &= (1 + K_1 K_3 b_n^2) \operatorname{ch} b_n - K_3 b_n \operatorname{sh} b_n \\
A_{4n-1,4n-1} &= (1 - K_1 K_3 b_n^2) \sin b_n - K_3 b_n \cos b_n \\
A_{4n-1,4n} &= (-1 + K_1 K_3 b_n^2) \cos b_n - K_3 b_n \sin b_n \\
A_{4n,4n-3} &= (1 - K_1 K_3 b_n^2) \operatorname{ch} b_n + K_3 (K_1^2 + K_2^2) b_n^2 \operatorname{sh} b_n \\
A_{4n,4n-2} &= (1 - K_1 K_3 b_n^2) \operatorname{sh} b_n + K_3 (K_1^2 + K_2^2) b_n^3 \operatorname{ch} b_n \\
A_{4n,4n-1} &= -(1 + K_1 K_3 b_n^2) \cos b_n - K_3 (K_1^2 + K_2^2) b_n^3 \sin b_n \\
A_{4n,4n} &= -(1 + K_1 K_3 b_n^2) \sin b_n + K_3 (K_1^2 + K_2^2) b_n^3 \cos b_n
\end{aligned}$$

$$3 \leq i \leq n+1$$

Rezolvarea ecuației (3.62) este foarte dificilă din cauza dimensiunilor mari ale determinantului. Pentru rezolvare s-a folosit un program MATCAD, iar pentru reducerea timpului de lucru s-a folosit metoda pas cu pas. În tabelele 3.4 – 3.7 s-a calculat parametrul pulsației fundamentale $b_1 = \sqrt{\Omega}$ pentru diferite combinații ale parametrilor K_1 , K_2 , K_3 și η_i ($n = 2$).

$$K_1 = 0; \quad K_3 = \frac{27}{40}; \quad \eta_1 = \frac{1}{2}$$

Tabelul 3.4

K_2	0	0,3	0,6	0,9
Valori obținute prin studii proprii	1,473	1,414	1,276	1,126
Valori obținute conform lucrării [L.23]	2,17	2,00	1,63	1,27

$$K_1 = 0; \quad K_3 = \frac{9}{8}; \quad \eta_1 = \frac{1}{2}$$

Tabelul 3.5

K_2	0	0,3	0,6	0,9
Valori obținute prin studii proprii	1,320	1,273	1,136	1,00
Valori obținute conform lucrării [L.23]	1,74	1,62	1,29	1,00

$$K_1 = 0; \quad K_3 = \frac{51}{80}; \quad \eta_1 = \frac{1}{4}$$

Tabelul 3.6

K_2	0	0,3	0,6	0,9
Valori obținute prin studii proprii	1,446	1,390	1,254	1,114
Valori obținute conform lucrării [L.23]	2,09	1,93	1,57	1,24

$$K_3 = \frac{9}{8}; \quad \eta_1 = \frac{1}{2}$$

Tabelul 3.7

$K_1 \backslash K_2$	Valori obținute prin studii proprii			Valori obținute conform lucrării [L.23]		
	0,6	0,8	1	0,6	0,8	1
0,4	0,974	0,927	0,877	0,95	0,86	0,77
0,6	0,905	0,871	0,836	-	0,76	0,70
0,8	0,873	0,835	0,793	-	-	0,63

Se observă o bună aproximare a metodei proprii prezentată în comparație cu metoda Rayleigh-Schmidt folosită în [L.23]. Acest lucru este și mai pregnant pentru $n = 8$, comparând rezultatele acestei metode cu rezultatele obținute experimental.

Cele expuse în acest paragraf pentru bara Bernoulli-Euler au fost generalizate pentru bara Timoshenko [M.12].

Ecuțiile diferențiale pentru vibrațiile barelor Timoshenko sunt:

$$E_i I_i \frac{\partial^2 \Psi_i}{\partial \bar{x}^2} + K_i A_i G_i \left(\frac{\partial y_i}{\partial \bar{x}} - \Psi_i \right) + \rho_i I_i \frac{\partial^2 \Psi_i}{\partial t^2} = 0 \quad (3.64)$$

$$\rho_i A_i \frac{\partial^2 y_i}{\partial \bar{x}^2} + K_i A_i G_i \left(\frac{\partial y_i}{\partial \bar{x}} - \frac{\partial \Psi_i}{\partial \bar{x}} \right) = 0, \quad i = \overline{1, n}, \quad n \geq 2, \quad n \in N \quad (3.65)$$

unde: K_i – coeficientul de forfecare;

Ψ_i – unghiul de încovoiere,

celelalte notații fiind cunoscute.

Ca și la barele Bernoulli-Euler, condițiile la limită se scriu pentru prima bară încastrată, iar la ultima bară se află concentrată masa m cu momentul de inerție masic J .

$$y_1(0, t) = \Psi_1(0, t) = 0$$

$$K_n A_n G_n \left[\frac{\partial y_n(L, t)}{\partial \bar{x}} - \Psi_n(L, t) \right] + m \frac{\partial^2 y_n(L, t)}{\partial t^2} - md \frac{\partial^2 \Psi_n(L, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.66)$$

$$E_n I_n \frac{\partial \Psi_n(L, t)}{\partial \bar{x}} - (J + md^2) \frac{\partial^2 \Psi_n(L, t)}{\partial t^2} + md \frac{\partial^2 y_n(L, t)}{\partial t^2} = 0$$

Condițiile de continuitate sunt:

$$y_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) = y_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)$$

$$\Psi_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) = \Psi_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) \quad (3.67)$$

$$E_i I_i \frac{\partial \Psi_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)}{\partial \bar{x}} = E_{i+1} I_{i+1} \frac{\partial \Psi_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)}{\partial \bar{x}}$$

$$K_i A_i G_i \left[\frac{\partial y_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)}{\partial \bar{x}} - \Psi_i(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) \right] =$$

$$= K_{i+1} A_{i+1} G_{i+1} \left[\frac{\partial y_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t)}{\partial \bar{x}} - \Psi_{i+1}(L_1 + L_2 + \dots + L_i, t) \right]$$

Se folosesc următoarele variabile adimensionale:

$$x = \frac{\bar{x}}{L}; \quad \eta_i = \frac{L_1 + L_2 + \dots + L_i}{L}; \quad b_i^2 = \frac{\rho_i A_i}{E_i I_i} \omega^2 L^4; \quad r_i^2 = \frac{I_i}{A_i L^2} \quad (3.68)$$

$$s_i^2 = \frac{E_i I_i}{k_i A_i G_i L}; \quad a_i = \frac{E_{i+1} I_{i+1}}{E_i I_i}; \quad K_1 = \frac{d}{L}; \quad K_2 = \frac{R}{L}; \quad K_3 = \frac{m}{\rho_n A_n L}$$

Se consideră:

$$y_i(x, t) = Y_i(x) \cos \omega t; \quad \Psi_i(x, t) = Z_i(x) \cos \omega t, \quad i = \overline{1, n} \quad (3.69)$$

unde: Y_i – modurile transversale de vibrații

Z_i – modurile de rotație

ω – pulsația proprie

Ecuțiile (3.64) și (3.60), prin intermediul relațiilor (3.68) și (3.69) se aduc la forma următoare:

$$s_i^2 \frac{d^2 Z_i}{dx^2} + (b_i^2 r_i^2 s_i^2 - 1) Z_i + \frac{1}{L} \frac{dY_i}{dx} = 0 \quad (3.71)$$

$$\frac{d^2 Y_i}{dx^2} + b_i^2 s_i^2 Y_i - L \frac{dZ_i}{dx} = 0, \quad 0 \leq x \leq 1, \quad i = \overline{1, n}, \quad n \geq 2$$

Condițiile la limită (3.66) și de continuitate (3.67) se mai scriu și sub formă:

$$Y_1(0) = Z_1(0) = 0; \quad Y_i(\eta_i) = Y_{i+1}(\eta_i); \quad Z_i(\eta_i) = Z_{i+1}(\eta_i); \quad Z_i'(\eta_i) = Z_{i+1}'(\eta_i)$$

$$s_{i+1}^2 [Y_i'(\eta_i) - LZ_i(\eta_i)] = a_i s_i^2 [Y_{i+1}'(\eta_i) - LZ_{i+1}(\eta_i)], \quad i = \overline{1, n-1}$$

$$Y'_n(1) - LZ_n(1) - K_3 b_n^2 s_n^2 Y(1) - K_1 K_3 b_n^2 s_n^2 LZ(1) = 0 \quad (3.72)$$

$$LZ'_n(1) - K_3 b_n^2 (K_1^2 + K_2^2) LZ_n(1) - K_1 K_3 b_n^2 Y_n(1) = 0$$

Se elimină Z_i sau Y_i între ecuațiile (3.70) și (3.71) și se obține:

$$\frac{d^4 Y_i}{dx^4} + b_i^2 (r_i^2 + s_i^2) \frac{d^2 Y_i}{dx^2} + b_i^2 (b_i^2 r_i^2 s_i^2 - 1) Y_i = 0 \quad (3.73)$$

$$\frac{d^4 Z_i}{dx^4} + b_i^2 (r_i^2 + s_i^2) \frac{d^2 Z_i}{dx^2} + b_i^2 (b_i^2 r_i^2 s_i^2 - 1) Z_i = 0, \quad i = \overline{1, n} \quad (3.74)$$

Soluțiile generale ale ecuațiilor (3.73) și (3.74) pentru cazul real $b_i r_i s_i < 1$ sunt:

$$Y_i(x) = C_{1i} \operatorname{ch} \alpha_i b_i x + C_{2i} \operatorname{sh} \alpha_i b_i x + C_{3i} \cos \beta_i b_i x + C_{4i} \sin \beta_i b_i x \quad (3.75)$$

$$\begin{aligned} LZ_i(x) = & \frac{b_i}{\alpha_i} (\alpha_i^2 + s_i^2) C_{1i} \operatorname{sh} \alpha_i b_i x + \frac{b_i}{\alpha_i} C_{2i} \operatorname{ch} \alpha_i b_i x - \\ & - \frac{b_i}{\beta_i} (\beta_i^2 - s_i^2) C_{3i} \sin \beta_i b_i x + \frac{b_i}{\beta_i} (\beta_i^2 - s_i^2) C_{4i} \cos \beta_i b_i x, \quad i = \overline{1, n} \end{aligned} \quad (3.76)$$

unde s-au folosit notațiile:

$$2\alpha_i^2 = \sqrt{(r_i^2 - s_i^2) + \frac{4}{b_i^2}} - r_i^2 - s_i^2; \quad 2\beta_i^2 = \sqrt{(r_i^2 - s_i^2)^2 + \frac{4}{b_i^2}} + r_i^2 + s_i^2 \quad (3.77)$$

Înlocuind condițiile la limită și de continuitate (3.72) în ecuațiile (3.75) și (3.76) se obțin, ca și în cazul precedent $4n$ ecuații cu $4n$ necunoscute, C_{1i} , C_{2i} , C_{3i} , C_{4i} , $i = \overline{1, n}$. Soluția nebanală a acestui sistem conduce la ecuația caracteristică formată cu ajutorul coeficienților acestui sistem:

$$\det(A_{ij}) = 0, \quad i, j = \overline{1, 4n} \quad (3.78)$$

unde coeficienții A_{ij} se obțin analog cazului precedent.

În tabelele 3.8 – 3.10 se prezintă coeficientul pulsației fundamentale b_1 pentru două bare ($n = 2$) Timoshenko pentru $a_1 = 1$, $K_1 = 0$ și diferite valori pentru K_2 , K_3 , r_1 , r_2 , s_1 și s_2 .

$$r_1 = r_2 = 0,02; \quad s_1 = s_2 = 0,04$$

Tabelul 3.8

$K_3 \backslash K_2$	0	0,25	0,37	0,50
0	3,5	3,50	3,50	3,50
0,5	16,58	13,53	11,53	9,64
1	15,48	11,50	8,41	5,73

$$r_1 = r_2 = 0,05; \quad s_1 = s_2 = 0,088$$

Tabelul 3.9

$K_3 \backslash K_2$	0	0,1	0,2	0,3
0	1,85	1,85	1,85	1,85
0,4	1,46	1,45	1,44	1,42
0,8	1,30	1,29	1,27	1,25

$$r_1 = r_2 = 0,142; \quad s_1 = s_2 = 0,5$$

Tabelul 3.10

$K_3 \backslash K_2$	0	0,1	0,2	0,3
0	1,73	1,73	1,73	1,73
0,4	1,39	1,39	1,38	1,36
0,8	1,24	1,23	1,22	1,20

Din aceste exemple se poate trage concluzia că efectul coeficienților K_2 și K_3 asupra pulsației fundamentale este important și că aceștia trebuie considerați simultan. Pe de altă parte coeficientul pulsației fundamentale b_1 descrește cu creșterea parametrilor r și s , deci și pulsația ω_1 descrește în mod similar.

3.1.4.5. Rezultate obținute pentru turația critică a fusului mașinii de filat

a) Cazul barei drepte, omogene, de secțiune constantă

Se înlocuiește fusul cu o bară omogenă având caracteristicile:

$$\ell = 320 \text{ mm}; A_{ech} = 362,57 \text{ mm}^2; I_{ech} = 19187 \text{ mm}^4; \quad (3.79)$$

$$E = 0,7 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2; \rho = 2700 \text{ Kg/m}^3$$

Pe baza relațiilor (3.1) și (3.2) rezultă turația critică fundamentală

$$n_{cr} = 12443 \text{ rot/min} \quad (3.80)$$

b) Cazul barei de secțiune variabilă continuu

Se consideră fusul ca o bară tronconică, neglijând porțiunea de capăt la care are loc angrenarea (fig.3.6).

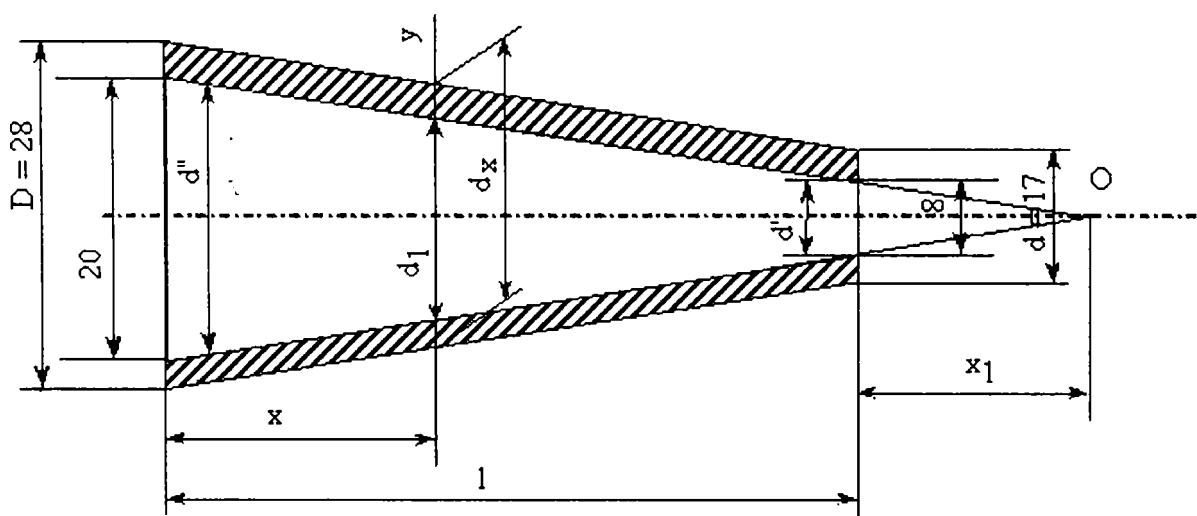


Fig.3.6. Fusul considerat ca o bară tronconică

Expresia momentului de inerție al secțiunii transversale variabile este:

$$I_x = \left(\frac{\pi}{64} \right) (d_x^4 - d_l^4) \quad (3.81)$$

iar:

$$d_x = D - \frac{x(D-d)}{\ell} = D - a \cdot x \quad (3.82)$$

$$d_I = d' + \frac{x(d''-d')}{\ell} = d' + b \cdot x$$

unde:

$$a = \frac{(D-d)}{\ell}; \quad b = \frac{(d''-d')}{\ell} \quad (3.83)$$

Momentul de inerție devine:

$$I_x = \frac{\pi}{64} \left[(D-ax)^4 - (d'+bx)^4 \right] \quad (3.84)$$

sau

$$I_x = \frac{\pi}{64} [D-d'-(a+b)x][D+d'-(a-b)x] \cdot [D^2 + d'^2 + x^2(a^2 + b^2) - 2x(aD - bd')] \quad (3.85)$$

Momentul de inerție al secțiunii constante echivalente este dat de relația:

$$I_{0,I} = \frac{\ell}{\left(\int_0^{\ell} \frac{dx}{I_x} \right)} = \frac{64 \cdot \ell}{\pi} \quad (3.86)$$

Pentru calculul integralei $\int_0^{\ell} \frac{dx}{I_x}$ se face descompunerea [S.21].

$$\frac{1}{\left[D - d' - (a + b)x \right] \left[D + d' - (a - b)x \right] \left[D^2 + d'^2 + x^2(a^2 + b^2) - 2x(aD - bd') \right]} = \frac{A}{D - d'(a + b)x} + \frac{B}{D + d' - (a - b)x} + \frac{Cx + E}{D^2 + d'^2 + x^2(a^2 + b^2) - 2x(aD - bd')} \quad (3.87)$$

Se aduce la același numitor a doua parte a egalității, se grupează termenii de la numărător în funcție de puterile lui x și se identifică coeficienții acestora cu cei ai numărătorului primei părți a egalității. Rezultă sistemul de ecuații:

$$\begin{aligned} A(a - b)(a^2 + b^2) + B(a + b)(a^2 + b^2) - C(a + b)(a - b) &= 0 \\ A \left[(D + d')(a^2 + b^2) + (a - b)2(aD - bd') \right] + \\ + B \left[(D - d')(a^2 + b^2) + 2(a + b)(aD - bd') \right] - \\ - C \left[(D - d')(a - b) + (D + d')(a + b) \right] + E(a + b)(a - b) &= 0 \\ A \left[(D + d')2(aD - bd') + (a - b)(D^2 + d'^2) \right] + \\ + B \left[2(D - d')(aD - bd') + (a - b)(D^2 + d'^2) \right] - \\ - C(D - d')(D + d') + E \left[(a - b)(D - d') + (a + b)(D + d') \right] &= 0 \\ A(D + d')(D^2 + d'^2) + B(D - d')(D^2 + d'^2) + E(D + d')(D - d') &= 0 \end{aligned} \quad (3.88)$$

Efectuând calculele pentru valorile:

$$D = 28 \text{ mm}; \quad d = 17 \text{ mm}; \quad d' = 8 \text{ mm}; \quad d'' = 20 \text{ mm}; \quad \ell = 255 \text{ mm} \quad (3.89)$$

Se obțin următoarele rezultate:

$$\begin{aligned} A &= 0,4867 \cdot 10^{-4}; \quad C = 0,3312 \cdot 10^{-4}; \\ B &= 0,1680 \cdot 10^{-4}; \quad E = 0,4185 \cdot 10^{-2}; \end{aligned} \quad (3.90)$$

Pentru integrale se obțin expresiile:

$$\int_0^l \frac{A \cdot dx}{D - d' - (a + b)x} = \frac{A}{a + b} \ln[x(a + b) - D + d'] \Big|_0^l \quad (3.91)$$

$$\int_0^l \frac{B \cdot dx}{D + d' - (a - b)x} = \frac{B}{a - b} \ln[x(a - b) - D - d'] \Big|_0^l \quad (3.92)$$

$$\int_0^l \frac{(Cx + E) dx}{x^2(a^2 + b^2) - 2x(aD - bd') + D^2 + d'^2} = \frac{C}{2(a^2 + b^2)} \cdot \ln[(a^2 + b^2)x^2 - 2x(aD - bd') + D^2 + d'^2] + \frac{2(a^2 + b^2)E + 2(aD - bd')C}{(a^2 + b^2)\sqrt{4(D^2 + d'^2)(a^2 + b^2) - 4(aD - bd')^2}} \cdot \arctg \frac{2(a^2 + b^2)x - 2(aD - bd')}{\sqrt{4(D^2 + d'^2)(a^2 + b^2) - 4(aD - bd')^2}} \Big|_0^l \quad (3.93)$$

Efectând calculele se obține pentru momentul de inerție al barei echivalente valoarea

$$I_x = 6,35 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (3.94)$$

Ținând seama de dimensiunile fusului, aria secțiunii transversale echivalente este:

$$A = \frac{\pi}{4} \left[\frac{(D + d)^2}{4} - \frac{(d'' + d')^2}{4} \right] = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.95)$$

iar pulsația fundamentală, calculată cu relația (3.1)

$$p_1 = 1408 \text{ rad/s} \quad (3.96)$$

căreia îi corespunde o turație critică:

$$n_{cr} = 13.450 \text{ rot/min} \quad (3.97)$$

c) Cazul barei neomogene Timoshenko

În acest caz s-a obținut pentru pulsația fundamentală valoarea dată de relația (3.98) considerând bara ca în cazul 3

$$p_1 = 1374 \text{ rad/s} \quad (3.98)$$

iar pentru turația critică:

$$n_i = 13125 \text{ rot/min} \quad (3.99)$$

d) Cazul barei formată din mai multe tronsoane. Cazul I

În acest caz am considerat fusul mașinii de filat prezentat schematic în fig.3.7.

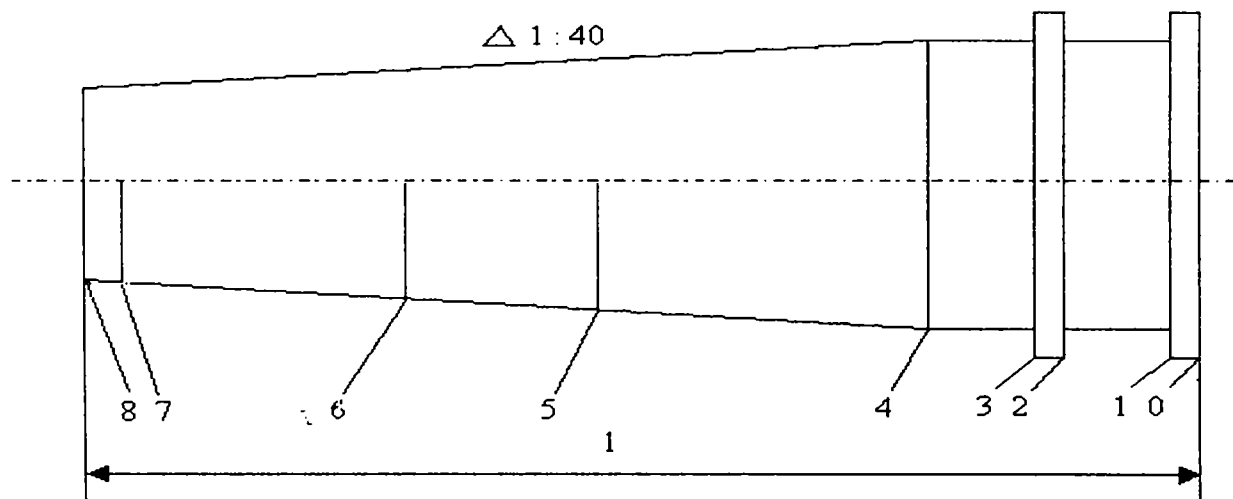


Fig.3.7. Fusul mașinii de filat

Se împarte fusul în 8 tronsoane echivalente de secțiune constantă, având următoarele elemente geometrice:

$$0-1 \begin{cases} \ell_1 = 5 \text{ mm} \\ A_1 = 671,15 \text{ mm}^2 \\ I_1 = 72901,394 \text{ mm}^4 \end{cases} \quad 1-2 \begin{cases} \ell_2 = 15 \text{ mm} \\ A_2 = 269,391 \text{ mm}^2 \\ I_2 = 20625,292 \text{ mm}^4 \end{cases}$$

$$2-3 \begin{cases} \ell_3 = 5mm \\ A_3 = 671,515mm^2 \\ I_3 = 72901,394mm^4 \end{cases} \quad 3-4 \begin{cases} \ell_4 = 25mm \\ A_4 = 314,159mm^2 \\ I_4 = 25172,011mm^4 \end{cases} \quad (3.100)$$

$$4-5 \begin{cases} \ell_5 = 40mm \\ A_5 = 620,208mm^2 \\ I_5 = 30610mm^4 \end{cases} \quad 5-6 \begin{cases} \ell_6 = 55mm \\ A_6 = 529,909mm^2 \\ I_6 = 22350mm^4 \end{cases}$$

$$6-7 \begin{cases} \ell_7 = 168mm \\ A_7 = 232,557mm^2 \\ I_7 = 11860mm^4 \end{cases} \quad 7-8 \begin{cases} \ell_8 = 7mm \\ A_8 = 226,980mm^2 \\ I_8 = 4099,827mm^4 \end{cases}$$

În acest fel, fusul se transformă într-o bară în trepte, de secțiuni constante, formate din 8 tronsoane. Relația (3.49) devine:

$$\{Z\}_8 = \left(\prod_{i=1}^8 [R]_i \right) \{Z_0\} \quad (3.101)$$

unde:

$$[R] = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & r_{14} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & r_{24} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & r_{34} \\ r_{41} & r_{42} & r_{43} & r_{44} \end{bmatrix} \quad (3.102)$$

Considerând fusul încastrat rigid în secțiunea "0" și liber la capătul "8" rezultă:

$$\{Z_8\}^T = \{V_8 \quad \varphi_8 \quad 0 \quad 0\}; \quad \{Z_0\}^T = \{0 \quad 0 \quad M_8 \quad F_8\} \quad (3.103)$$

Din ecuațiile (3.101) și (3.103) rezultă sistemul

$$\begin{cases} 0 = r_{33}M_o + r_{34}F_o \\ 0 = r_{43}M_o + r_{44}F_o \end{cases} \quad (3.104)$$

care, pentru a admite și soluții diferite de soluția banală, trebuie să aibă determinantul nul:

$$\begin{vmatrix} r_{33} & r_{34} \\ r_{43} & r_{44} \end{vmatrix} = r_{33}r_{44} - r_{34}r_{43} = 0 \quad (3.105)$$

Valorile r_{33} , r_{43} , r_{34} , r_{44} se obțin efectuând produsele matricilor de stare. Din ecuația (3.105) rezultă pulsațiile proprii ale fusului, cu care se calculează turațiile critice

$$n_{cr} = \frac{30 p_{cr}}{\pi} \quad (3.106)$$

Pentru ușurarea calculelor și pentru ca precizia de lucru să fie mai mare, s-a realizat un program pe calculator pentru determinarea turației critice a fuselor textile:

```

program fus;
uses crt;
const n:integer=8;e:real:=7.1e10; rho:real=2700
nom:array[1..8] of real = (73102; 20826; 73102; 25662; 21554; 22438; 6590;
4099);
sup:array[1..8] of real: (721; 319; 721; 392; 352; 530; 272; 226);
lun:array [1..8] of real = 5e-3; 15e-3; 52e-3; 25e-3; 40e-3; 55e-3; 1682-3;
71e-3);
var I: integer; w,dw,w min, dw max, err, sign, delta: real; p array [1..8]
of real;
function S(x:real):real;
begin s:=(exp(x)+exp(-x)/4+cos(x)/2);end;
function T(x:real):real
begin t:=(exp(x)-exp(-x)/4+sin(x)/2);end;
function U(x:real):real;
begin u:=(exp(x)+exp(-x)/4-cos(x)/2);end;
function V(x:real):real;
begin v:=(exp(x)-exp(-x)/4-sin(x)/2);end;
function ALFA (I;integer;w:real):real;
var alf:real;
begin alf:=rho*sup i*w*w/e/mom i;
alfa:=exp(ln(alf)/4);end;
procedure PR(x:real);begin writeln(X);end;
procedure STARE(I:integer;w:real;var z:rmat);
var a, ei, al:real;
begin a:=alfa(i,w);:=lun i; ei=e*mom i;
al:=a*;
z[1,1]:=s(al); z[1,2]:=t(al)/a;

```

```

z[1,3]:=-u(al)/a/a/ei; z[1,4]:=-v(al)/a/a/a/ei;
z[2,1]:=a*v(al); z[2,2]:=s(al);
z[2,3]:=-t(al)/a/ei; z[2,4]:=u(al)/a/a/ei;
z[3,1]:=-ei*a*0*u(al); z[3,2]:=-ei*a*v(al);
z[3,3]:=a(al); z[3,4]:=t(al)/a;
z[4,1]:=-ei*a*a*a*t(al); z[4,2]:=ei*a*a*u(al);
z[4,3]:=a*v(al); z[4,4]:=a(al);end;
procedure MPLX(n1,n2,n3:integer;a,b:r mot;var c; r mot);
var i, j, k:integer;
begin for i:=1 to n1 do for j: 1 to n3 do
begin c, i, j:=0; for i:=1 to n2 do c, i, j:=c[i,j]+a[i,k]*b[k,j];
end; end;
procedure ADELTA (var delta:real);
var i,j:integer;fin:r mat;um,zm:array [1..8] of r mot;
begin for i:1 to n do begin stare i,w,zm[i]);end;
um[1]:=zm[1]; for j:=2 to n do mply(4,4,4,zm[j],
um[j,-1],um [j];fin:=um[n]; delta:=fin[3,3]*
fin[4,4]-fin[4,4]*fin[3,4];end;
BEGIN clr scr;
for i:=1 to n do nom[i]:=nom[i]*1e-12;
for i:=1 to n do sup [i]:=sup[i]*1e-6;
ntc:=3; sign:=1; err:=1e-3; w min:=0; dw max:=1000;
for i:=1 to ntc do begin
dw:=dw max; w:w min;
repeat
repeat w: w+dw;write('w';6:1.'turatie=',30*w/pi",);
if(dw=dw max)then w min:=w-dw;
w:w-dw;dw:=dw/10;until(dw err*dw max);
pi:w*30/pi; sign:=sign*(-1);end;
for i:1 tontc do writeln ('tc',I',=' ,pi:6:1);
repeat until keyressed;
end.

```

Se obțin următoarele valori pentru turațiile critice [L.10; L.11; L.19]:

$$n_1 = 14495,6 \text{ rot/min}; n_2 = 62341 \text{ rot/min}; n_3 = 176617 \text{ rot/min} \quad (3.107)$$

e) Cazul barei formată din mai multe tronsoane. Cazul II

Pentru bara Timoshenko formată din mai multe tronsoane (fig.3.5) se constată, ținând seama de rezultatele experimentale obținute (paragraful 3.1.5.5) că cel mai mult se apropie de situația reală cazul prezentat în tabelul (3.9) unde s-a considerat: $r_1 = r_2 = 0,04$; $s_1 = s_2 = 0,088$; $k_1 = 0$; $k_2 = k_3 = 0$; $a_1 = 1$.

Deoarece pentru coeficienții r_1, r_2, s_1, s_2 au fost alese valori arbitrare, iar bara a fost împărțită în doar două tronsoane din cauza dificultăților întâmpinate în rezolvarea numerică a problemei, rezultatele teoretice diferă de cele experimentale.

Dacă se consideră $r_1 = r_2 = 0,04$, $s_1 = s_2 = 0,088$, $k_2 = k_3 = k_3 = 0$, se obțin valorile:

$$p_1 = 1423 \text{ rad/s} \quad (3.108)$$

respectiv

$$n_{cr} = 13595,5 \text{ rot/min} \quad (3.109)$$

3.1.5. Determinarea experimentală a turației critice a fuselor mașinii de filat

S-a urmărit realizarea unor standuri care să permită realizarea unor turații ale fuselor în limitele întâlnite în exploatarea curentă. De asemenea s-a urmărit ca funcționarea fuselor să fie mai aproape de condițiile din realitate utilizând aceleași elemente prin care se transmite mișcarea de la motorul electric: curea textilă lată, role de tensionare etc.

Sistemele de reglare continuă a turației pot fi: electrice, hidraulice sau mecanice.

3.1.5.1. Sisteme mecanice de reglare a turației

Variatoarele mecanice au proprietatea de a regla continuu turația prezentând simplitate constructivă și preț de cost redus. În funcție de transmisia de referință, variatoarele pot fi: cu roți de fricțiune sau cu element intermediar flexibil.

Principalele tipuri de variatoare cu roți de fricțiune sunt prezentate ca variatoare frontale, mișcarea transmițându-se prin contact între roata conducătoare și roata condusă. Varierea raportului de transmisie se realizează prin modificarea razei la una din roți. Există variatoare conice, cu bile, toroidale, variatoare ce transmit mișcarea prin elemente intermediare [C.2], [D.5], [G.12], [H.9]. Redarea raportului de transmitere cu element flexibil intermediar prin transmiterea energiei de la elementul conducător la elementul condus se face utilizând un organ de transmitere pentru eforturi de tracțiune (curele).

Variatoarele cu curele prezintă avantajele:

- siguranța în exploatare
- lipsa alunecărilor geometrice
- construcție și întreținere simplă

Raportul de transmisie variază totuși datorită uzurii curelei în timp durabilitatea acesteia fiind limitată. De asemenea ca dezavantaj îl constituie și inducerea unor sarcini radiale la arborii transmisiei.

3.1.5.2. Sisteme hidraulice de reglare a turației

Aceste sisteme sunt formate, în esență, dintr-o pompă și un motor hidraulic, variația turației realizându-se prin modificarea debitului de ulei pe care motorul îl primește de la pompă.

Datorită domeniului de reglare relativ îngust și faptului că alegerea unui astfel de sistem ar complica inutil standul, aceasta variantă nu a fost luată în considerare.

3.1.5.3. Sisteme electrice de reglare a turației

Motoarele sincrone au o caracteristică mecanică rigidă, adică turația variază puțin cu sarcina de la arbore de aceea se folosesc în general pentru acționari electromecanice care acționează la turații constante.

Totuși turația motorului poate fi modificată între anumite limite acționându-se asupra unuia dintre parametrii următori:

- frecvența tensiunii de alimentare a statorului
- numărul perechilor de poli
- tensiunea de alimentare

Modificarea turației prin intermediul frecvenței tensiunii de alimentare necesită investiții suplimentare pentru sursa de putere cu frecvențele variabile.

Modificarea turației prin schimbarea numărului de poli se aplică la motoare asincrone trifazate speciale care au în stator una sau două înfășurări distincte, acestea fiind costisitoare și cu gabarit mare.

Modificarea turației prin variația tensiunii de alimentare se poate realiza fie prin reostate reglabile sau reactanțe cu miez deplasabil conectate în serie cu fazele statorice, în aceste elemente având loc pierderi de energie, fie prin autotransformatoare reglabile coborâtoare sau ridicatoare de tensiune.

3.1.5.4. Descrierea și funcționarea standului proiectat și realizat

Au fost realizate două standuri aproximativ identice urmărindu-se în același timp și dotarea laboratoarelor catedrei. La ambele standuri soluția constructivă a fost aleasă astfel încât să se respecte soluția existentă pe mașină, iar rezultatele măsurătorilor să fie cât mai apropiate de realitate.

În fig.4.6 este prezentat schematic standul realizat:

- 1,2 - roți de curea trapezoidală
- 3 - arc de torsiune
- 4 - roată de curea lată
- 5 - curea lată din material textil

- 6 - rola de tensionare a curelei
- 7 - arc de tensionare
- 8 - tija de ghidare

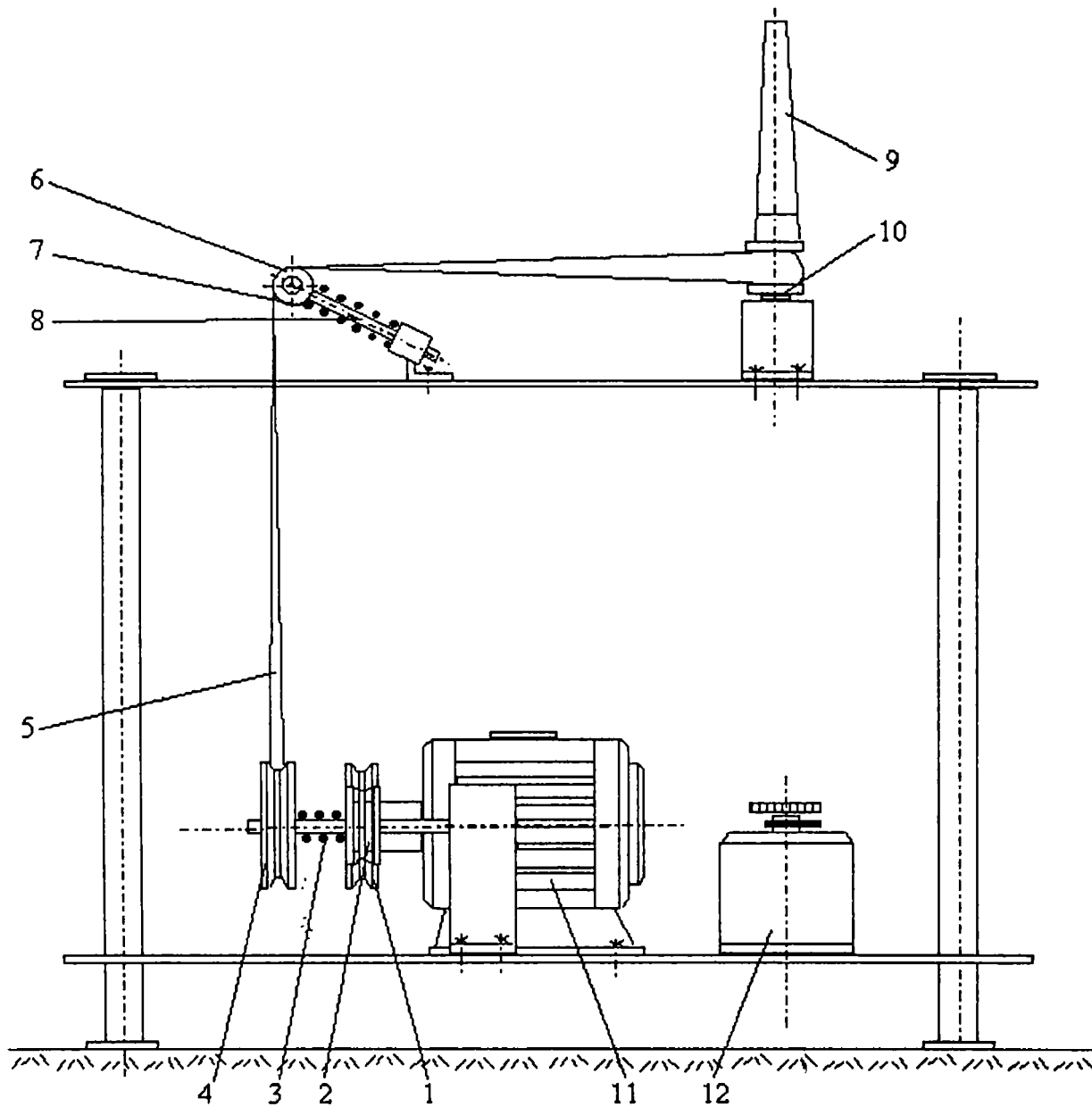


Fig.3.8. Schema standului folosit la încercări experimentale

- 9 - fus
- 10 - cadru de montare a lagărului fusului
- 11 - motor electric de antrenare
- 12 - autotransformator

La varianta a II-a a standului, în locul autotransformatorului se folosește pentru variația turației, un variator mecanic cu bile, montat pe arborele motorului electric.

Alegerea motorului electric de antrenare necesar pentru stand s-a facut după determinarea preliminară a consumului energetic necesar pentru antrenarea unui fus. În același timp s-a ținut seama și de consumul de putere al celorlalte organe antrenate, precum și de turațiile obținute. Se folosește un motor asincron monofazat cu puterea $P = 0,35 \text{ kW}$ și turația maximă $n_{\max} = 4000 \text{ rot/minut}$.

Variatorul cu bile folosit este de tip KWA, produs de firma DESCH având:

$$n_1 = 1500 \text{ [rot/minut]}; \quad n_2 \text{ minim} = 500 \text{ [rot/minut]};$$

$$n_{2 \max} = 4500 \text{ [rot/minut]}; \quad \text{nr.bile} = 5$$

Autotransformatorul folosit la varianta a II-a a standului s-a proiectat în așa fel încât să se obțină tensiunea $U_{2 \max} = 220 \text{ V}$ la $I_2 = 1,2 \text{ A}$.

3.1.5.5. Determinarea experimentală a turației critice a fusului

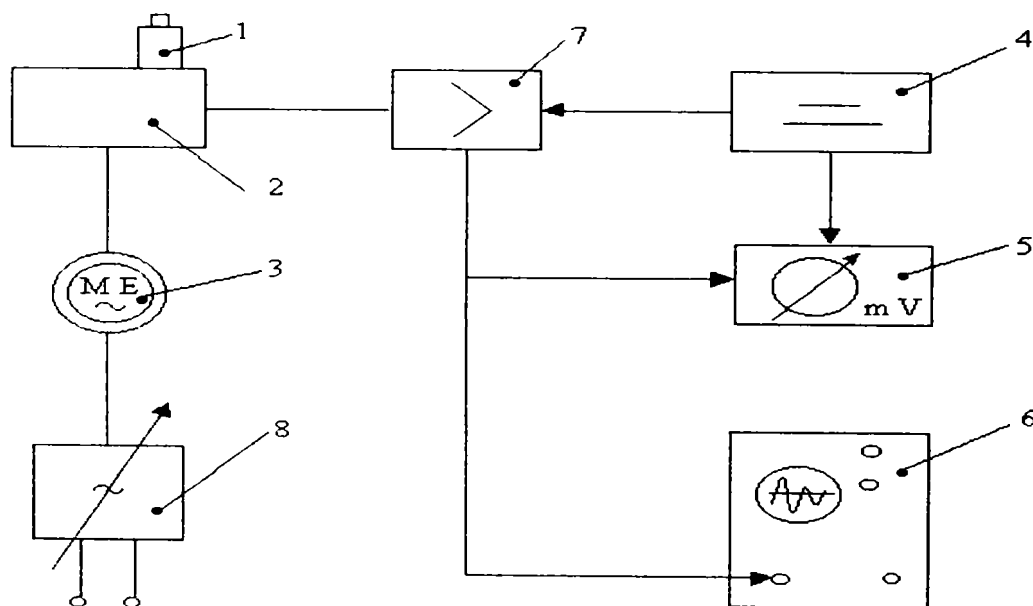


Fig.3.9. Schema instalației folosite pentru încercări experimentale

Pentru determinarea turației critice se utilizează instalația de măsură prezentată în fig.3.9, unde:

- 1 - traductor piezoelectric de accelerație
- 2 - stand pentru determinarea turației critice
- 3 - motor electric de antrenare
- 4 - sursa de alimentare de curent continuu

- 5 - milivoltmetru electric 0,5 Hz - 0,5 MHz
- 6 - osciloscop universal
- 7 - amplificator de semnal mic
- 8 - sursa reglabilă de tensiune alternativă (autotransformator)

Autotransformatorul furnizează motorului electric o tensiune reglabilă, ceea ce duce la modificarea turației acestuia, implicit la modificarea turației fusului. Pe portlagărul fusului se montează accelerometrul 1. Acesta preia vibrațiile produse de fus furnizând un semnal, care este preluat și amplificat de amplificatorul 7 și vizualizat cu ajutorul milivoltmetrului 5 și a osciloscopului 6. Sursa 4 are rolul de a alimenta cu tensiune continuă milivoltmetrul.

Metodologia de determinare a turației critice este următoarea:

- se modifică valoarea tensiunii de alimentare a motorului electric - cu autotransformatorul - astfel încât turația fusului să varieze între 4.000 și 18.000 rot/minut.

- se determină frecvența de rotație a fusului cu ajutorul stroboscopului
- se măsoară cu milivoltmetru și se vizualizează la osciloscop amplitudinea semnalului furnizat de traductorul accelerometric

- în momentul în care se obține o valoare maximă a amplitudinii se notează frecvența rotației fusului, aceasta reprezentând frecvența de rotație critică.

În timpul efectuării experimentului s-a constatat că frecvențele proprii ale motorului electric, cât și a celorlalte elemente componente ale standului au o influență negativă asupra măsurătorilor. Aceste frecvențe proprii dau naștere unor oscilații parazite care se suprapun peste semnalul furnizat de traductor la vibrația fusului textil.

În consecință s-a încercat o amortizare a vibrațiilor parazite prin izolarea motorului, a rolei de întindere și a fusului cu ajutorul unor manșoane de cauciuc. Astfel s-a realizat o scădere a nivelului "zgomotului" de la cca.0,5 V (în cazul motorului neizolat și funcționând în gol) la cca.0,002 V (în cazul motorului izolat), deci rezultă o amortizare de cca. 250 de ori.

La punerea motorului în sarcină și varierea turației fusului textil, la o frecvență de 235 Hz se observă un salt al amplitudinii semnalului furnizat de traductor, deci la această frecvență este zona de rezonanță. Acestei frecvențe de 235 Hz îi corespunde o turație a fusului de 14.100 rot/minut.

Pe baza rezultatelor teoretice și experimentale obținute se observă că nu este indicat ca mașinile de filat să funcționeze astfel ca turația fusului să fie în jurul valorii de 14.000 rot/minut.

Diferențele dintre valorile teoretice și cele experimentale se datoresc pe de o parte metodelor teoretice aproximative folosite, iar pe de alta parte erorilor

introduse de rezonantele celorlalte elemente ale standului în timpul funcționării și care nu au fost înlăturate în totalitate.

Dacă se analizează rezultatele teoretice obținute prin metodele prezentate se constată următoarele:

- Valoarea cea mai îndepărtată a turației critice față de rezultatul experimental se obține în cazul simplificării maxime a formei fusului, atunci când acesta se consideră ca o bară de secțiune constantă. În acest caz se efectuează un calcul rapid dar cu aproximație inacceptabilă, eroarea fiind de 11,76%.
- În cazul barelor de secțiune variabilă continuu, rezultatele sunt mai apropiate de realitate. Crește în acest caz volumul calculelor efectuate, dar se pot studia vibrațiile unui număr mult mai mare de situații existente în realitate, în special prin metoda barei neuniforme Timoshenko.
- Rezultatele cele mai apropiate de cele experimentale se obțin în cazul barelor formate din tronsoane, aproximările privind geometria fusului fiind minime. Erorile obținute sunt de 2,8% în cazul I respectiv 3,58% în cazul barei Timoshenko. Volumul de lucru este însă foarte mare, fiind necesară utilizarea unor computere performante, mai ales în cazul creșterii numărului tronsoanelor în care este împărțită bara.
- Studiul comparativ al vibrațiilor barelor prin diferite metode este foarte important deoarece oferă date referitoare la metodele cele mai indicate în diferite situații. Se pot compara rezultatele obținute și se poate determina influența fiecărui mod de simplificare folosit.
- De asemenea, prin realizarea standului experimental s-au putut compara turațiile critice cu valoarea obținută experimental și s-a putut determina metoda de calcul pentru care eroarea este minimă.

3.2. Traductor inductiv pentru accelerații

3.2.1. Metode de transformare a mărimilor neelectrice în mărimi electrice

Parametrii fizici cum sunt: forță, presiune, deplasare, temperatură, viteză, accelerație etc., pot fi transformați în deplasări liniare, proporționale cu acestea și care sunt produse de mărimile fizice respective.

În fig.3.10 este prezentată schema bloc a unui sistem pentru transformarea mărimilor fizice (mecanice) în mărimi electrice.

Transformarea mărimii fizice A în mărime electrică (tensiune sau intensitate) se realizează în două etape.

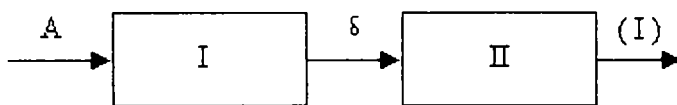


Fig.3.10. Schema bloc a instalației pentru transformarea mărimilor mecanice în mărimi electrice

În prima etapă, convertorul I transformă mărimea fizică A într-o deplasare δ .

În cea de a doua etapă, convertorul II transformă deplasarea δ în tensiune sau în intensitate (curent). Legătura dintre mărimea de intrare A și deplasarea δ este caracterizată printr-o dependență liniară, de forma:

$$\delta = k \cdot A \quad (3.110)$$

Convertoarele care realizează o dependență liniară între mărimea de intrare și mărimea de ieșire poartă numele de transformatoare. În comparație cu metodele mecanice de măsurare, metodele electrice de măsurare a mărimilor neelectrice prezintă o serie de avantaje, cum ar fi [T.2]:

- posibilitatea transformării (convertirii) diferitelor mărimi fizice în aceleași mărimi electrice, fapt ce dă posibilitatea unificării aparatelor de măsură
- posibilitatea transmiterii rezultatelor practic la distanțe oricât de mari
- posibilitatea utilizării efective a aparatelor de măsură a mărimilor neelectrice în automecanică și telemecanică
- sensibilitate mare și precizie mare în măsurare
- obținerea unei puteri mari la ieșire
- obținerea simplă a scalelor de măsură.

3.2.2. Traductoare inductive de deplasare. Domenii de utilizare

O clasificare foarte simplificată a traductoarelor inductive de deplasări este prezentată mai jos [T.2]:

T.I. de deplasari	}	- simple	}	- cu miez mobil
		- diferentiale		(cu contact)
		- transformator		- cu întrefier
		- transformator autogenerator		(fara contact)

Două dintre cele mai simple traductoare inductive de deplasare cu întrefier sunt reprezentate în fig.3.11.

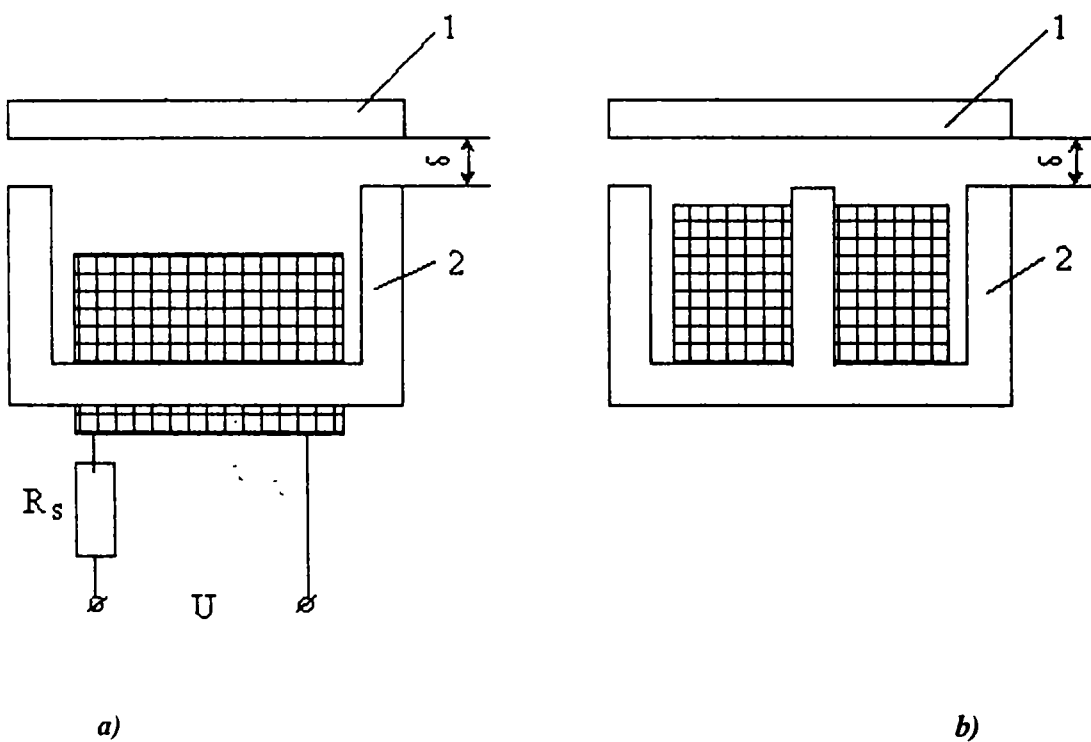


Fig.3.11. Traductoare inductive pentru deplasări

În fig.3.11.a este prezentată schema simplificată a unui traductor inductiv de deplasare cu circuit magnetic în formă de U , iar în fig.3.11.b este prezentată schema simplificată a unui traductor inductiv de deplasare cu circuit magnetic în formă de E . La o modificare a mărimii fizice se produce o deplasare δ a armăturii mobile 1 față de circuitul magnetic 2. Deplasarea se exprimă prin modificarea inductanței L , care depinde de mărimea întrefierului δ .

Relația care exprimă această dependență este:

$$L = \frac{w^2}{\frac{\ell}{\mu_e S} + \frac{2\delta}{\mu_o S}} \cdot a \quad (3.111)$$

unde:

w – numărul de spire al înfășurării;

ℓ - lungimea totală a înfășurării [m];

μ_e – permeabilitatea materialului magnetic [H/m];

$\mu_o = 4\pi \cdot 10^{-7}$ H/m – permeabilitatea magnetică absolută a vidului

S – secțiunea transversală a miezului [m²]

a – coeficient care ține cont de repartizarea liniilor de câmp magnetic

Neglijându-se rezistența magnetică a miezului, inductanța L devine:

$$L = \frac{w^2 \cdot \ell \cdot S}{\delta \cdot a} = K \frac{\ell}{\delta \cdot a} \quad (3.112)$$

Deci, modificarea mărimii întrefierului δ produce modificarea mărimii curentului din circuitul de măsură.

Prin prisma avantajelor pe care le prezintă, traductoarele inductive de deplasări de toate tipurile, au un domeniu larg de utilizare [I.3]:

- măsurarea deplasărilor, într-o gamă foarte largă de valori: de la deplasări de ordinul micronilor, până la deplasări de sute și chiar mii de milimetri.
- limitatoare de cursă la mașini unelte și alte piese în mișcare
- sesizarea prezenței anumitor obiecte în raza de acțiune a unor manipolatoare sau roboți și orientarea acestora pe o anumită direcție
- măsurarea abaterilor de formă sau dimensionale ale unor piese

Toate aceste avantaje se constituie ca argumente în favoarea producerii și utilizării în viitor, pe scară tot mai largă a acestor mijloace de măsurare.

3.2.3. Circuitul de măsură al traductoarelor inductive

Prezintă o importanță deosebită analizarea circuitului de măsură al traductoarelor inductive, respectiv a dependenței curentului de ieșire de tensiunea și frecvența sursei de alimentare a circuitului.

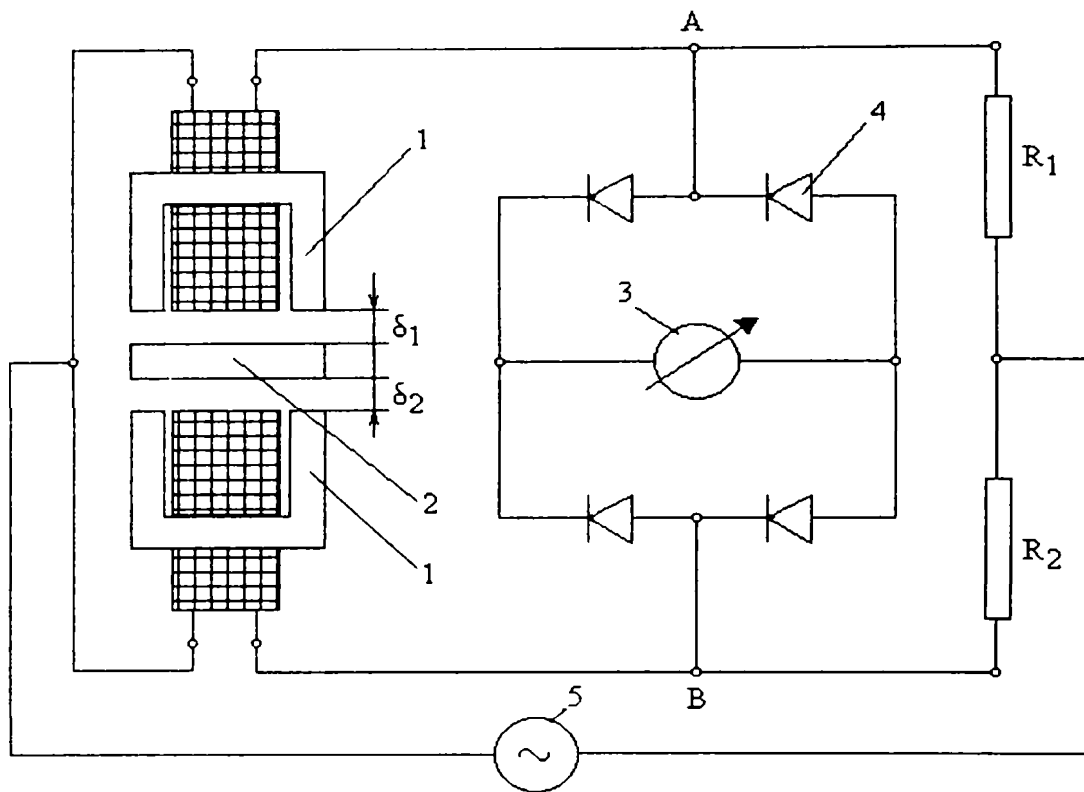


Fig.3.12. Schema circuitului de măsurare în punte

Unul din cele mai răspândite circuite de măsură din practică, bazat pe modificarea inductanței, este circuitul în punte, în care brațele punții sunt compuse din inductanțe, cele ale traductorului fiind legate în montaj diferențial, așa cum se poate vedea și în schema din fig.3.12 [I.3], [S.19]:

- 1 – traductor inductiv
- 2 – armătura mobilă
- 3 – aparat de măsură
- 4 – punte de măsură
- 5 – sursă de tensiune
- δ_1, δ_2 - întrefier
- R_1, R_2 - rezistențe

Instrumentul de măsură, de tip magnetoelectric, este legat între punctele A și B ale punții de măsură.

În cazul în care puntea de măsură este echilibrată, sursa de tensiune alternativă 5 alimentează circuitul de măsurare, dar prin aparatul de măsură 3 nu trece curent electric, deci acul indicator al acestuia este în poziția "0" a scalei. Pentru puntea de măsură echilibrată, armătura mobilă 2 creează întrefieruri egale în circuitul magnetic, $\delta_1 = \delta_2$.

Prin deplasarea armăturii mobile a traductorului inductiv față de miezurile fixe 1, se produce modificarea întrefierului δ_1 , respectiv δ_2 , fapt în urma căruia se modifică și inductivitatea, ceea ce duce la dezechilibrarea punții și la apariția

unei diferențe de potențial între punctele A și B , care produce un curent în circuitul aparatului de măsură și deci o deviație a acului său indicator.

În acest mod, prin modificarea întrefierului sub acțiunea mărimii fizice, se produce o variație a unei mărimi electrice în circuitul de măsură.

Ceea ce caracterizează acest tip de traductor, este dependența între inductivitatea L și întrefierul δ , mai precis se realizează o modificare a inductanțelor traductorului montate în brațele punții, în funcție de întrefierurile δ_1 și δ_2 ; cu cât diferența $\delta_1 - \delta_2$ este mai mare, cu atât curentul produs în aparatul de măsură este mai mare.

3.2.4. Aparat de măsurat șocuri și vibrații. Caracteristici principale

Captoarea este un aparat care transformă un șoc sau o mișcare vibratorie într-un semnal optic, mecanic sau de cele mai multe ori electric, proporțional cu unul din parametrii mișcării studiate.

Traductorul este partea captoareului în care se realizează semnalul ca urmare a mișcării.

Aparatul sau montajul pentru măsurare transformă mișcarea produsă de șoc sau de vibrație într-un semnal măsurabil direct proporțional cu unul din parametrii mișcării. El constă dintr-un captoare cu element traductor, un amplificator și un dispozitiv de observare sau înregistrare a semnalului.

Accelerometrul este un captoare al cărui semnal de ieșire este proporțional cu accelerația de intrare.

Captoarea de viteză este un dispozitiv al cărui semnal de ieșire este proporțional cu viteza.

Captoarea de deplasare este un dispozitiv al cărui semnal de ieșire este proporțional cu deplasarea.

În principiu, șocurile și vibrațiile se măsoară în raport cu un reper fix în spațiu. Aceste aparate se pot grupa în două clase: aparate cu punct fix, având un punct legat de un reper fix, iar altul legat de corpul a cărui mișcare se măsoară, și aparate seismice – au corpul legat de elementul al cărui șoc sau vibrație se măsoară: măsurarea rezultă din mișcarea masei în raport cu corpul aparatului.

Sensibilitatea este raportul dintre mărimea electrică de ieșire și mărimea mecanică de intrare. Ea se exprimă de obicei prin tensiunea pe unitatea de deplasare, viteză sau accelerație. Sensibilitatea unui aparat care folosește o tensiune exterioară se exprimă, de obicei, prin raportul dintre tensiunea de ieșire pe unitatea de tensiune aplicată la intrare și unitatea de deplasare, viteză sau accelerație, de exemplu milivolți pe volt supra g (la captori de accelerație).

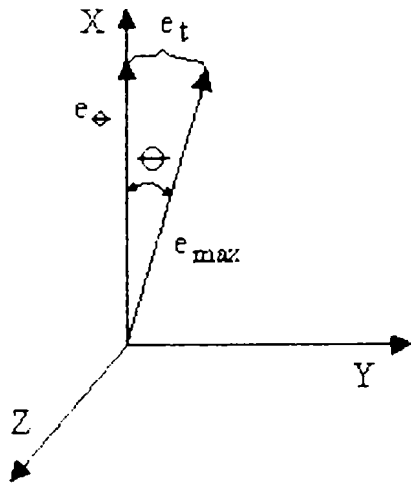


Fig.3.13. Stabilirea sensibilității unui traductor

Precizia unui aparat de măsură este cea mai mică mărime mecanică de intrare la care se poate detecta o variație a mărimii electrice de ieșire. Precizia depinde de obicei de traductor. Precizia finală a unui montaj este determinată și de indicatoarele, înregistratoarele și de celelalte aparate auxiliare folosite împreună cu captorul de vibrații. Dacă mărimea de ieșire a unui aparat se citește pe o scală, precizia poate fi determinată de cea mai mică subdiviziune care poate fi citită. Precizia mai poate fi limitată de nivelul de zgomot al

aparaturii. În general, orice vibrație a semnalului mai mică decât nivelul de zgomot va fi acoperită de acesta, limitând astfel precizia întregului aparat.

Sensibilitatea transversală. Dacă un captor este supus în direcția axei de sensibilitate maximă, la o vibrație a cărei amplitudine este egală cu unitatea, amplitudinea tensiunii de ieșire e_{max} reprezintă chiar sensibilitatea traductorului.

Sensibilitatea e_{θ} în direcția unei axe x care face un unghi θ cu axa lui e_{max} este

$$e_{\theta} = e_{max} \cdot \cos \theta$$

În mod corespunzător sensibilitatea în direcția axei Y este $e_t = e_{max} \sin \theta$, după cum se observă din fig.3.13.

În general, axa de sensibilitate maximă a unui traductor este cunoscută, ei îi corespunde unghiul $\theta = 0$. Practic însă θ nu este nul, ci se apropie de zero, datorită toleranțelor de fabricație.

Sensibilitatea transversală se exprimă prin tangenta unghiului θ , adică prin raportul

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{e_t}{e_{\theta}} \quad (3.113)$$

în practică, $\operatorname{tg} \theta$ este cuprins între 0,01 și 0,10 și se exprimă în procente.

3.2.5. Bazele teoretice ale proiectării traductoarelor accelerometrice inductive diferențiale

3.2.5.1. Generalități

În fig.3.14 se prezintă schema de principiu a unui traductor inductiv diferențial cu întrefier.

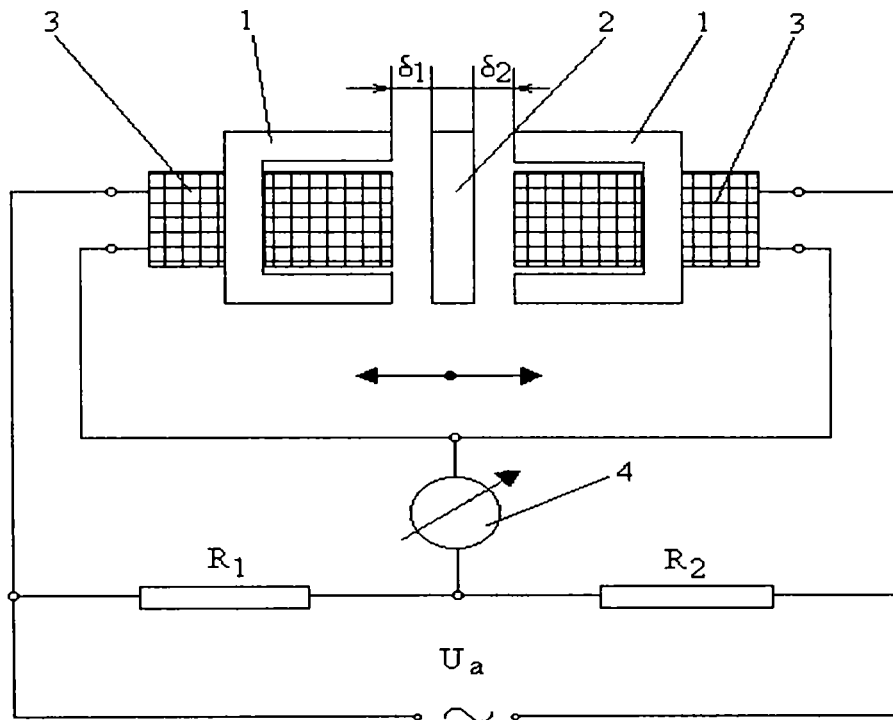


Fig.3.14. Schema unui traductor inductiv diferențial cu întrefier

- 1 – armătura fixă
- 2 – armătura mobilă
- 3 – înfășurare
- 4 – instrument de măsură
- δ_1, δ_2 - întrefier
- R_1, R_2 - rezistențe de compensare
- U_a – tensiune de alimentare a punții

La acest tip de traductor impedanța bobinei se calculează cu relația [T.2]:

$$\bar{Z} = R + j\omega \frac{w^2}{\bar{Z}_m} \quad (3.114)$$

unde:

R – rezistența bobinei în curent continuu [Ω]

ω – pulsația [rad/s]

w – numărul de spire al înfășurării

\bar{Z}_m - reluctanța circuitului magnetic [H^{-1}] (reluctanță complexă)

Reluctanța \bar{Z}_m a circuitului magnetic, dacă se neglijează componenta reactivă este [I.3]:

$$\bar{Z}_m = R_m = R_{mF} + R_{m\delta} \quad (3.115)$$

unde:

R_{mF} – reluctanța părții feromagnetice a circuitului magnetic [H^{-1}];

$R_{m\delta}$ – reluctanța întrefierului [H^{-1}];

Reluctanța întrefierului $R_{m\delta}$ se exprimă cu relația:

$$R_{m\delta} = \frac{\delta}{\mu_o S} \quad (3.116)$$

unde:

δ – grosimea întrefierului [m];

$\mu_o = 4\pi \cdot 10^{-7}$ H/m – permeabilitatea vidului [m];

S – aria secțiunii transversale a întrefierului [m^2].

Ținând cont de aceste relații, impedanța bobinei este:

$$\bar{Z} = R + j\omega \frac{w^2}{R_{mF} + \frac{\delta}{\mu_o S}} \quad (3.117)$$

Se observă că dependența care există între \bar{Z} și δ este o dependență aproximativ hiperbolică, fapt ce limitează în practică mărimea porțiunii liniare a caracteristicii.

Totuși, față de traductoarele inductive în montaj simplu, cele care lucrează în montaj diferențial prezintă o porțiune liniară a caracteristicii cu mult mai mare, lucru care se poate observa și din fig.3.15, în care se reprezintă caracteristicile celor două tipuri de traductoare.

$\bar{Z}_1(\delta), \bar{Z}_2(\delta)$ - caracteristicile unor traductoare inductive simple

$\Delta\bar{Z} = \bar{Z}_1 - \bar{Z}_2$ - caracteristica unui traductor diferențial

Se observă din diagramă că față de o valoare $\Delta\delta = (0,1 - 0,15) \cdot \delta_o$ a porțiunii liniare la traductorul inductiv simplu, la traductorul inductiv în montaj

diferențial, porțiunea liniară a caracteristicii ajunge la o valoare $\Delta\delta = (0,3 - 0,4) \cdot \delta_0$ [T.2].

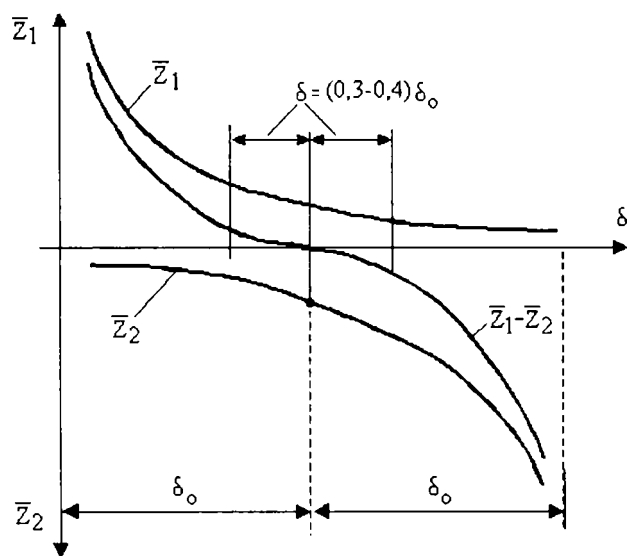


Fig.3.15. Caracteristica de funcționare a traductoarelor inductive

La o punte simetrică: $\bar{Z}_3 = \bar{Z}_4$ și deoarece puntea este echilibrată ($\bar{Z}_1 = \bar{Z}_2$), pentru valoarea inițială a mărimii neelectrice măsurate, $\bar{I}_G = 0$. - la momentul inițial), sub acțiunea acestei mărimi neelectrice, în timpul funcționării obișnuite a traductorului vom avea:

$$\bar{I}_G = \bar{K}(\bar{Z}_1 - \bar{Z}_2), \quad (3.119)$$

și

$$I_G = K(Z_1 - Z_2), \quad (3.120)$$

În relația (3.120) s-a ținut cont de faptul că \bar{Z}_1 și \bar{Z}_2 au argumentele practic egale și apropiate de $\pi/2$, datorită valorilor reduse ale rezistențelor înfășurărilor și deci:

$$|\bar{Z}_1 - \bar{Z}_2| \approx |\bar{Z}_1| - |\bar{Z}_2| = Z_1 - Z_2 \quad (3.121)$$

Ceea ce prezintă o importanță deosebită este senșibilitatea montajului..

Notând cu \bar{I}_G curentul prin diagonala de măsură a unei punți, aceasta se poate exprima cu o anumită aproximație prin relația [T.2]:

$$\bar{I}_G = \bar{K}(\bar{Z}_1 \cdot \bar{Z}_4 - \bar{Z}_2 \cdot \bar{Z}_3) [A] \quad (3.118)$$

unde:

K - constantă, având dimensiunea $[V/\Omega^3]$

\bar{Z}_1, \bar{Z}_2 - impedanța bobinelor traductorului, $[\Omega]$

\bar{Z}_3, \bar{Z}_4 - impedanțele brațelor punții, $[\Omega]$

3.2.5.2. Calculul circuitului magnetic al traductorului

Se consideră circuitul magnetic al traductorului inductiv reprezentat în fig.3.16 și circuitul magnetic echivalent reprezentat în fig.3.17 [T.2]:

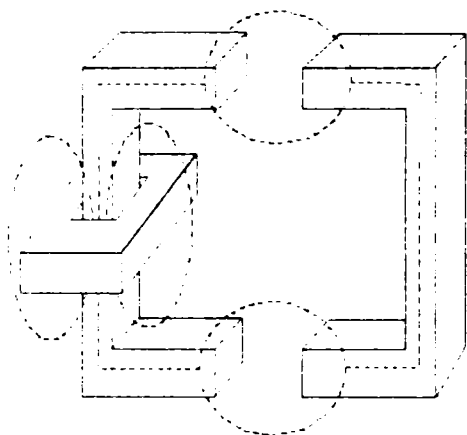


Fig.3.16. Circuitul magnetic al traductorului

$$\bar{Z}_{11}, \bar{Z}_{12}, \bar{Z}_{21}, \bar{Z}_{23}, \bar{Z}_{32}, \bar{Z}_{44} \quad -$$

reluctanțele complexe ale diferitelor porțiuni ale părții de oțel a circuitului magnetic

$$\bar{Z}_{34}, \bar{Z}_{43} \quad - \text{reluctanțele variabile ale}$$

întrefierurilor de lucru

$$\bar{Y}_{11}, \bar{Y}_{22} \quad - \text{permeanțele de dispersie}$$

a fluxului magnetic prin aer.

Calculul reluctanțelor complexe ale porțiunilor de oțel

Datorită faptului că miezul traductorului lucrează într-un câmp magnetic alternativ, în miez au loc pierderi de energie, datorită histerezisului

și a curenților turbionari. Din acest motiv, reluctanța trebuie considerată ca o mărime complexă [T.2], [I.3]:

$$\bar{Z}_m = \frac{\bar{F}}{\Phi} = R_m + jX_m \quad (3.122)$$

unde:

\bar{F} - forța magnetomotoare alternativă [N];

Φ - fluxul magnetic alternativ [Wb];

R_m - componenta activă a reluctanței [H^{-1}];

X_m - componenta pasivă a reluctanței [H^{-1}];

În cazul în care nu există efect pelicular, sau atunci când acesta nu este pronunțat, calculul lui R_m și X_m nu prezintă dificultate. În acest caz, R_m se determină cu relația:

$$R_m = \sum \frac{l_i}{\mu_i S_i} \quad (3.123)$$

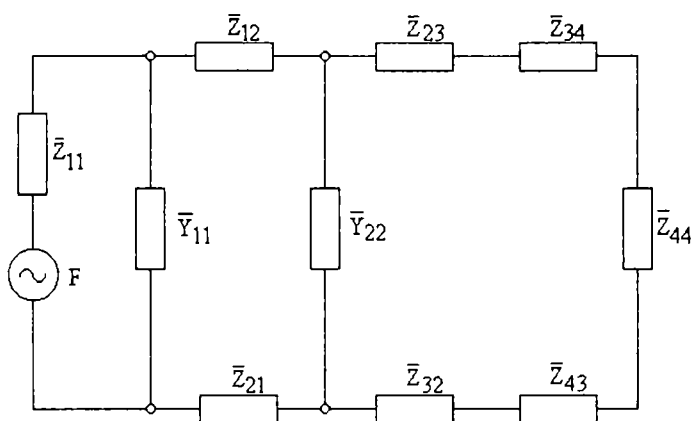


Fig.3.17. Circuitul magnetic echivalent

unde:

ℓ_i - lungimea
porțiunii "i" a circuitului
magnetic [m];

S_i - secțiunea
porțiunii "i" a circuitului
magnetic [m²];

μ_i - permeabilitatea
magnetică a porțiunii "i" a
circuitului [H/m].

Valoarea lui X_m se
calculează cu relația [T.2]:

$$X_m = \frac{P_f(10)}{\omega \cdot \Phi^2} \quad (3.124)$$

unde:

$P_f(10)$ - pierderile de energie prin histerezis și curenți turbionari

Φ - valoarea efectivă a fluxului, [Wb]

$\omega = 2\pi f$ - pulsația curentului, [rad/s]

f - frecvența curentului, [Hz]

Pentru fier, valoarea lui $P_f(10)$ este cunoscută, în mod obișnuit pentru o masă de 1 Kg, cu o inducție $B_0 = 1 \text{ Wb/m}^2$ (10.000 gauss) și o frecvență $f=50 \text{ Hz}$.

Calculul pentru alte valori ale masei, inducției și frecvenței, se face cu formula:

$$P_f = P_f(10) \left(\frac{f}{50}\right)^\beta \cdot \left(\frac{B_{max}}{10.000}\right)^2 \cdot G \quad (3.125)$$

unde:

f - frecvența respectivă, [Hz]

B_{max} - inducția, [Wb/m²]

G - masa miezului, [Kg]

$\beta = 1,2 - 1,6$ - coeficient

În cazul unei manifestări pronunțate a efectului pelicular, este mult mai dificil să se calculeze componentele reluctanței. Dificultățile de calcul sunt mărite de necesitatea de a ține seama de variația permeabilității magnetice, atât în timp cât și pe secțiunea corpului feromagnetic.

Calculul permeanțelor de dispersie \bar{Y}_{11} și \bar{Y}_{22} se face cu formulele obținute, utilizate la calculul circuitelor magnetice de curent continuu.

Calculul reluctanței întrefierului. Acest calcul se efectuează ținând cont de efectul de margine, precum și de liniile care se închid prin suprafețele laterale ale miezului, deoarece prezența acestor linii de forță magnetice are drept consecință o relație neliniară între reluctanța întrefierului și lungimea acestuia.

Din studiile efectuate asupra variației reluctanței R_m a întrefierului dintre poli în funcție de raportul δ/a , dintre lungimea și lățimea întrefierului, a rezultat faptul că nu este rațional să se crească δ peste valoarea $\delta=(2-3) \cdot a$, deoarece peste aceste valori creșterea reluctanței întrefierului, R_δ , devine nesemnificativă.

Dacă nu se ține cont de efectul de margine, impedanța magnetică a întrefierului se poate calcula cu ajutorul relației [T.2]:

$$\bar{Z}_\delta = R_\delta + \frac{2}{3} \bar{Z}_s - \frac{2\bar{Z}_s}{45R_\delta} \quad (3.126)$$

unde:

\bar{Z}_δ - impedanța magnetică a întrefierului și a părților frontale ale polilor [H^{-1}]

R_δ - reluctanța întrefierului, calculată fără a se ține seama de efectul pelicular [H^{-1}];

\bar{Z}_s - impedanța magnetică a fierului în lungul fețelor frontale de la margine până la axul polilor [H^{-1}].

În calculele și raționamentele de până acum s-a presupus că reluctanța părții de oțel a circuitului magnetic ($R_m + jX_m$) nu depinde de deplasarea $\Delta\delta$ a armăturii mobile.

În realitate, în cazul unei deplasări a armăturii, va avea loc o redistribuire a forțelor magneto-motoare necesară pentru trecerea fluxului prin întrefier și prin partea de fier și în consecință va avea loc o variație a permeabilității magnetice μ , a porțiunilor părții de fier.

Dar în prima aproximație, se poate admite că permeabilitatea magnetică μ , a porțiunilor de fier ale circuitului magnetic nu depinde de deplasarea armăturii mobile în raport cu poziția ei inițială.

3.2.5.3. Circuite de măsură ale traductoarelor inductive diferențiale

În tehnica măsurării electrice a mărimilor neelectrice, circuitul de măsură care leagă traductorul cu aparatul de măsurat joacă un rol foarte important, deoarece servește la transformarea parametrului electric al traductorului în curent sau tensiune de ieșire.

Pentru circuitele de măsură din schemele cu traductoare inductive, caracteristica cea mai importantă este sensibilitatea S a circuitului, deoarece această sensibilitate determină în mare măsură valoarea sensibilității întregii instalații.

Sensibilitatea instalației care măsoară mărimea fizică A poate fi exprimată cu relația:

$$S = \frac{\Delta\alpha}{\Delta A} \quad (3.127)$$

unde:

$\Delta\alpha$ – variația deviației indicatorului aparatului de măsură

ΔA – variația mărimii fizice A

Dacă se notează cu L parametrul electric al traductorului, respectiv în cazul traductoarelor inductive – inductivitatea (inductanța) și cu I curentul din aparatul de măsură, relația (3.127) devine [T.2]:

$$S = \frac{\Delta\alpha}{\Delta A} \cdot \frac{\Delta L}{\Delta L} \cdot \frac{\Delta I}{\Delta I} = \frac{\Delta\alpha}{\Delta I} \cdot \frac{\Delta I}{\Delta L} \cdot \frac{\Delta L}{\Delta A} \quad (3.128)$$

unde:

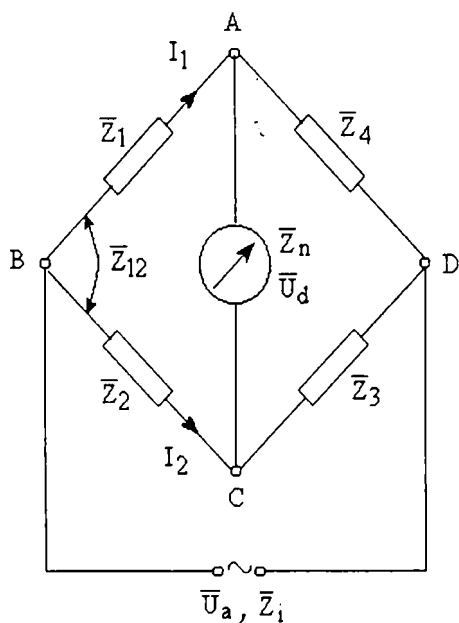


Fig.3.18. Schema circuitului în punte în care se leagă traductorul inductiv diferențial

$$\frac{\Delta\alpha}{\Delta I} = S_m \quad - \quad \text{sensibilitatea}$$

aparaturii de măsură

$$\frac{\Delta I}{\Delta L} = S_c \quad - \quad \text{sensibilitatea}$$

circuitului

$$\frac{\Delta L}{\Delta A} = S_{T1} \quad - \quad \text{sensibilitatea}$$

traductorului inductiv

Deci se poate scrie în final:

$$S = S_m \cdot S_c \cdot S_{T1} \quad (3.129)$$

Este necesar ca parametrii tuturor celor trei părți ale instalației să fie în așa fel combinați, încât să asigure sensibilitatea necesară S a întregii instalații, impusă de condițiile tehnice.

Schema circuitului în punte în

care se leagă traductorul inductiv diferențial este prezentată în fig.3.18.

Prin montarea celor două bobine ale traductorului inductiv diferențial, variația inductanțelor L_1 și L_2 se transformă într-o variație de impedanțe:

$$\Delta \bar{Z} = \bar{Z}_1 - \bar{Z}_2 \quad (3.130)$$

unde:

\bar{Z}_1, \bar{Z}_2 - impedanțele celor două bobine ale elementului sensibil din traductorul inductiv

\bar{Z}_{12} - impedanța corespunzătoare inductanței mutuale a celor două bobine

\bar{Z}_3, \bar{Z}_4 - trebuie determinate în vederea obținerii unei sensibilități maxime

Se presupune că inductanțele L_1 și L_2 ale celor două bobine variază liniar cu variația întrefierului δ , sau liniar cu x în cazul traductoarelor inductive diferențiale cu miez mobil.

La echilibru impedanțele \bar{Z}_1 și \bar{Z}_2 vor avea valoarea:

$$\bar{Z}_1 = \bar{Z}_2 = \frac{\bar{Z}_{11} + \bar{Z}_{22}}{2} = \frac{j\omega(L_{11} + L_{22})}{2} \quad (3.131)$$

Condiția de echilibrare este exprimată de sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} U_{AB} = U_{BC} \\ U_{AD} = U_{CD} \end{cases} \quad (3.132)$$

Pentru a determina valorile optime ale impedanțelor \bar{Z}_3 și \bar{Z}_4 , se are în vedere faptul că din condiția de echilibrare a punții trebuie ca ele să fie egale.

Se consideră deci că:

$$\bar{Z}_3 = \bar{Z}_4 = R_p \quad (3.133)$$

adică cele două impedanțe sunt pur rezistive.

Sensibilitatea de tensiune este dată de relația [S.19]:

$$\bar{S}_U = \bar{U} \frac{1}{\left(1 + \frac{\bar{Z}_1 - \bar{Z}_{12}}{R_p}\right) \left[\frac{\bar{Z}_1 + \bar{Z}_{12}}{\bar{Z}_1 - \bar{Z}_{12}} \left(1 + \frac{\bar{Z}_1 - \bar{Z}_{12}}{\bar{Z}_2 - \bar{Z}_{12}}\right) + 1 + \frac{R_p}{\bar{Z}_1 - \bar{Z}_{12}} \right]} \quad (3.134)$$

Cunoscând sursa de alimentare, caracterizată prin amplitudinea U a tensiunii, frecvența f și impedanța internă \bar{Z}_i , și indicatorul de nul caracterizat prin impedanța de intrare \bar{Z}_m , se determină valoarea lui R_p (cunoscând valoarea și natura impedanțelor \bar{Z}_1 și \bar{Z}_2) astfel încât să se asigure o valoare maximă, în modul, a sensibilității punții $\left(\frac{d\bar{S}_u}{dR_p} = 0 \Rightarrow R_p \right)$.

Tensiunea de dezechilibru a punții este tensiunea dintre punctele A și C :
Tensiunea de dezechilibru U_d este dată de relația [S.19]:

$$\bar{U}_d = \frac{(\bar{Z}_{11} - \bar{Z}_{22}) \cdot R_p}{(R_p + \bar{Z}_{11})(R_p + \bar{Z}_{22}) - \bar{Z}_{12}^2 + \bar{Z}_i[(\bar{Z}_{11} + \bar{Z}_{22}) + 2R_p - 2\bar{Z}_{12}]} \cdot \bar{U}_a \quad (3.135)$$

În cazul în care miezul mobil se găsește într-una din extremități, tensiunea de dezechilibru trebuie să aibă valoarea maximă. Deoarece această tensiune U_{dmax} este dependentă și de amplitudinea tensiunii de alimentare U_a , se impune condiția ca tensiunea de alimentare să asigure valoarea maximă a tensiunii de dezechilibrare.

$$|\bar{U}_d| = \left| \frac{(R_p + \bar{Z}_{11})(R_p + \bar{Z}_{22}) - \bar{Z}_{12}^2 + \bar{Z}_i[(\bar{Z}_{11} + \bar{Z}_{22}) + 2R_p - 2\bar{Z}_{12}]}{(\bar{Z}_{11} - \bar{Z}_{22}) \cdot R_p} \right| \cdot |\bar{U}_{dmax}| \quad (3.136)$$

Pentru determinarea caracteristicii statice $U_d=f(\delta)$ a traductorului inductiv diferențial, se fac următoarele notații:

$$\bar{Z} = \frac{\bar{Z}_{11} + \bar{Z}_{22}}{2}; \quad \Delta\bar{Z} = \frac{\bar{Z}_{11} - \bar{Z}_{22}}{2} \quad (3.137)$$

$$L = \frac{L_{11} + L_{22}}{2}; \quad \Delta L = \frac{L_{11} - L_{22}}{2} \quad (3.138)$$

unde:

$$\bar{Z}_{11} = R + j\omega L_{11}; \quad \bar{Z}_{22} = R + j\omega L_{22} \quad (3.139)$$

Cu aceste notații se obține:

$$\bar{U}_d = \frac{2j\omega R_p \Delta L}{(R_p + R_l j\omega L)^2 + \omega^2 \Delta L^2 + \omega^2 L_{12}^2 + 2\bar{Z}_i [R + R_p + j\omega(L - L_{12})]} \quad (3.140)$$

Datorită faptului că proiectarea elementului sensibil s-a făcut în ipoteza că variația inductivităților celor două bobine L_1 și L_2 este liniară în raport cu deplasarea δ , rezultă o caracteristică $\bar{U}_d = f(\delta)$ liniară, care trece prin originea sistemului de axe și are valoarea maximă pentru:

$$\Delta L_{max} = \frac{L_{11} - L_{22}}{2} \quad (3.141)$$

3.2.5.4. Calculul numărului de spire al înfășurării

Numărul de spire al înfășurării se poate calcula în mai multe ipoteze.

Una din aceste ipoteze este cea a factorului de calitate maxim. Prin definiție, factorul de calitate al unei bobine de impedanță \bar{Z} , este:

$$Q = \frac{I_m \bar{Z}}{R_e \bar{Z}} \quad (3.142)$$

unde:

$I_m \bar{Z}$ - partea imaginară a numărului complex \bar{Z} ,

$R_e \bar{Z}$ - partea reală a numărului complex \bar{Z} .

Q se mai poate scrie:

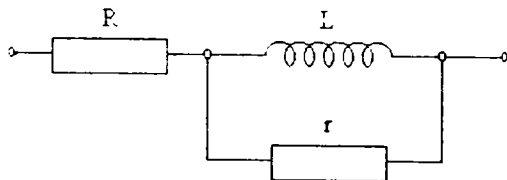


Fig.3.19. Schema echivalentă a bobinei traductorului

$$Q = \frac{\frac{L\omega}{R} \cdot \frac{r}{L\omega}}{\frac{R}{R} + \frac{r}{L\omega}} \quad (3.143)$$

În fig.3.19 este reprezentată schema echivalentă a unei astfel de bobine.

R - rezistența ohmică a înfășurării bobinei [Ω];

r – rezistența determinată de pierderile magnetice [Ω];

L – inductanța bobinei [H].

Dacă se notează:

$$Q_{Cu} = \frac{L\omega}{R}; \quad Q_{Fe} = \frac{r}{L\omega} \quad (3.144)$$

se obține:

$$Q = \frac{Q_{Cu} \cdot Q_{Fe}}{Q_{Cu} - Q_{Fe}} \quad (3.145)$$

Din această relație se observă că factorul de calitate are o valoare maximă pentru cazul:

$$Q_{Cu} = Q_{Fe}; \text{ sau } \frac{L\omega}{R} = \frac{r}{L\omega}; \text{ sau } \omega^2 L^2 = rR \quad (3.146)$$

Relația se folosește pentru calculul numărului de spire al înfășurării:

$$L_{11} = K_1 \cdot w^2; \quad L_{22} = K_2 \cdot w^2; \quad L_{12} = K_3 \cdot w^2 \quad (3.147)$$

unde:

w – numărul de spire al înfășurării

Rezistența ohmică a bobinei se calculează cu relația:

$$R = \rho_M \cdot \frac{\ell_{tot}}{S_c} \quad (3.148)$$

unde:

ρ_M – rezistivitatea materialului din care este făcută înfășurarea [Ωm];

ℓ_{tot} – lungimea totală a spirelor unei bobine [m];

S_c - secțiunea transversală a conductorului electric [m^2].

Rezistența de pierderi r se calculează cu relația:

$$r = \frac{U_{max}^2}{2P_{Fe}} \quad (3.149)$$

unde:

$$U_{max} = \omega \cdot w \cdot S_{Fe} \cdot B_{max} \quad (3.150)$$

$$P_{Fe} = p_{Fe} \cdot G \quad (3.151)$$

$$p_{Fe} = P_{Fe}(10) \left(\frac{f}{50} \right)^\beta \left(\frac{B_{max}}{B_o} \right)^2 \quad (3.152)$$

unde:

G - masa miezului [Kg];

$B_o = 10.000$ gauss;

U_{max} - tensiunea corespunzătoare inductivității maxime în fier

A doua ipoteză, pe baza căreia se calculează numărul de spire al înfășurării este cea a necesității de a adapta corect rezistențele aparatului de măsurat și ale circuitului din care face parte traductorul inductiv diferențial.

Trebuie specificat faptul că sensibilitatea relativă a traductorului nu depinde de numărul de spire, deoarece:

$$K = \frac{\frac{\Delta Z}{Z}}{\Delta \delta} = \frac{\varepsilon}{\Delta \delta} \quad (3.153)$$

iar atât ΔZ , cât și Z sunt proporționale cu w^2 , deci $\frac{\Delta Z}{Z} = \varepsilon$ (o mărime adimensională).

3.2.6. Proiectarea unui traductor accelerometric inductiv diferențial

3.2.6.1. Principiul de funcționare

Traductorul (fig.3.20) se montează, prin intermediul șurubului de fixare 13, pe aparatul sau dispozitivul studiat.

Sub acțiunea vibrațiilor în traductor apare o forță de inerție de valoare maximă:

$$F_{Imax} = mA\omega^2 \quad (3.154)$$

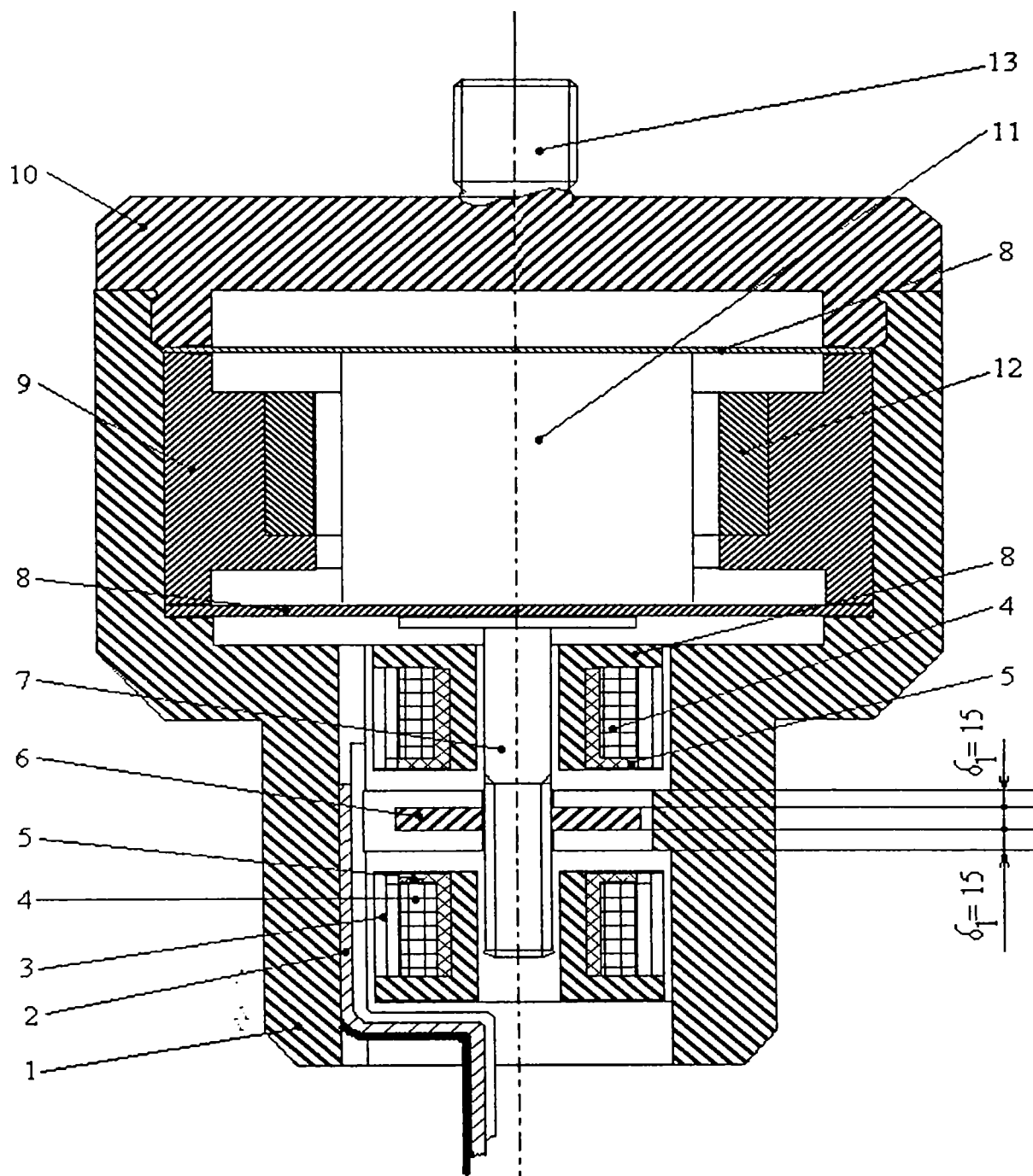


Fig.3.20. Schema constructivă a traductorului

unde: m – masă inerțială [Kg];

A – amplitudinea vibrațiilor [m];

ω – pulsația vibrațiilor [rad/s].

Această forță de inerție produce deformarea elementului elastic 8 al traductorului, prezentat în fig.3.20.

Traductorul prezintă următoarele părți componente:

1 – corp (AlMg2)

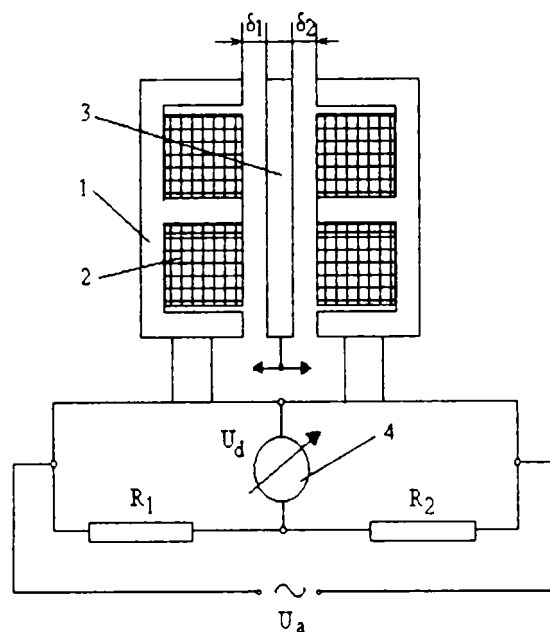


Fig.3.21. Schema electrică a traductorului

13 - șurub de fixare.

Deformarea elementului elastic se transmite prin tija 7 armăturii mobile 6, care duce la apariția unei tensiuni de dezechilibru U_d între cele două bobine 4.

Inelul amortizor din Cu (12) joacă rol de spiră în scurtcircuit. Datorită deplasării masei magnetice, în inel se induce o tensiune electromotoare care are rol de amortizare a mișcării.

3.2.6.2. Calculul traductorului

Traductorul se bazează în funcționarea lui pe variația inductivității proprii a bobinei sub acțiunea mărimii de măsurat [T.2]. Soluția de principiu constă dintr-un traductor inductiv cu un întrefier variabil în montaj diferențial. Montajul diferențial se folosește pentru îmbunătățirea liniarității $L = f(\Delta\delta)$ [T.2]. Schema de principiu simplificată a unui astfel de traductor este prezentată în fig.3.21.

Bobinele 2 au un număr de spire egal $w_1 = w_2 = w$ și sunt introduse într-o punte alimentată cu tensiune alternativă de amplitudine U_a și frecvența f .

1 – oală de ferită

2 – înfășurare

3 – ecran mobil

2 – conductori (Cu cositorit)

3 – oală de ferită $\Phi 22$ mm (feri ă)

4 – bobină (sârmă CuE)

5 – carcasă (PVC 642)

6 – armătură mobilă (OL 37)

7 – tija metalică (CuZn28)

8 – element elastic (CuZn28)

9 – corp inerte or (AlMg2)

10 – capac (AlMg2)

11 – masă magnetică (inercială)

12 – inel amortizor (Cu 99,95)

4 – instrument de măsură

δ – întrefier

R_1, R_2 – rezistențe de compensare

U_a – tensiunea de alimentare

U_d – tensiunea de dezechilibru

Se poate demonstra că tensiunea de dezechilibru are expresia [I.3]:

$$\bar{U}_d \cong K_p \cdot \bar{U}_a \cdot R \cdot 2\Delta\bar{Z} \cdot \omega \quad (3.155)$$

unde:

K_p – constanta punții de măsură

R – rezistență dată de pierderi [Ω];

$\Delta\bar{Z}$ - variația impedanței la o variație $\Delta\delta$ a întrefierului

ω – pulsația tensiunii de alimentare [rad/s].

Aparatul de măsură, respectiv amplificatorul din circuitul de măsură al punții are impedanța infinită, iar sursa de alimentare a punții se consideră cu impedanța $Z_i=0$.

A. Calculul reluctanței magnetice

Pentru calculul reluctanței magnetice se folosește circuitul magnetic din fig.3.22 [I.3]:

$$R_m = R_{m\text{ fer}} + R_{m\text{ aer}} \quad (3.156)$$

unde:

R_m – reluctanța magnetică totală [H^{-1}]

$R_{m\text{ Fer}}$ – reluctanța magnetică a feritei [H^{-1}]

$R_{m\text{ aer}}$ – reluctanța magnetică a

aerului [H^{-1}]

$$R_m = \frac{l}{\mu_0 S} \left(\frac{\ell_{\text{fer}}}{\mu_{r\text{ fer}}} + \frac{\ell_{\text{aer}}}{\mu_{r\text{ aer}}} \right) \quad (3.157)$$

unde:

μ_0 – permeabilitatea magnetică a vidului [H/m];

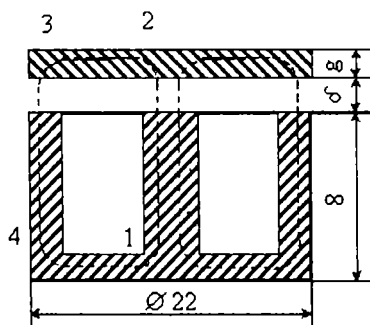


Fig.3.22. Circuitul magnetic echivalent

S_{fer} - suprafața secțiunii transversale a miezului [m²];
 $\mu_{r fer}$ - permeabilitatea relativă a feritei = 550;
 ℓ_{aer} - lungimea liniilor de câmp în aer [m];
 $\mu_{r aer}$ - permeabilitatea relativă a aerului ~1.

$$R_m = R_{m12} + 2R_{m\delta} + R_{m23} + R_{m34} + R_{m41} \quad (3.158)$$

unde:

R_{mij} ($i, j=1,4$) - reluctanța magnetică între punctele i, j corespunzătoare figurii [H⁻¹]

$R_{m\delta}$ - reluctanța magnetică a aerului corespunzător întrefierului [H⁻¹].

B. Calculul elementelor caracteristice ale bobinei

Inductanța L a bobinei se calculează cu relația:

$$L = \frac{W^2}{R_m} \quad (3.159)$$

unde: W - numărul de spire

R_m - reluctanța magnetică [H⁻¹]

sau:

$$L = \mu_0 W^2 \frac{S}{\frac{\ell_{fer}}{\mu_{r fer}} + \ell_{aer}} \quad (3.160)$$

iar rezistența ohmică cu relația (3.148).

Punând condiția ca factorul de calitate să aibă valoarea maximă (rel.3.146) și ținând seama de relațiile (3.149) (3.150), (3.151), (3.152) se obține relația cu care se calculează numărul de spire al bobinei:

$$W = \rho \frac{\ell_{ms} \cdot S_{Fe}^2 \cdot B_{max}^2 \cdot R_m^2}{2P_{Fe} \cdot S_c} \quad (3.161)$$

unde:

ℓ_{ms} - lungimea medie a unei spire a bobinei [m];

$$\ell_{tot} = W \cdot \ell_{ms} \quad (3.162)$$

Cu valoarea obținută pentru numărul de spire, se calculează inductanța bobinei L , rezistența ohmică R și valoarea maximă a curentului din circuitul bobinei.

$$I_{max} = \frac{U_{max}}{\sqrt{R^2 + (\omega L)^2}} \quad (3.163)$$

C. Calculul elementului elastic

Ca element elastic se folosesc două membrane considerate încastrate pe contur având centrul rigidizat de către masa magnetică. Se consideră masa magnetică uniform distribuită pe toată suprafața membranei (fig.3.23).

În cazul membranelor cu centru rigidizat, săgeata maximă este [D.6]:

$$y_o = A_q \frac{pR^4}{Eh^3} \quad (3.164)$$

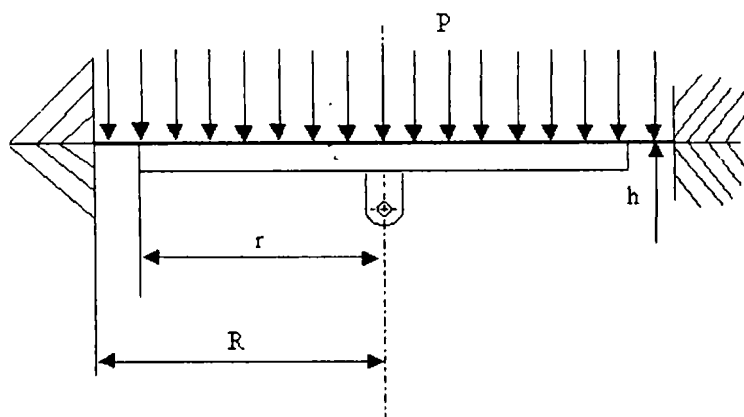


Fig.3.23. Schema solicitării membranei

- R – raza membranei [m];
- $G = mg$ – greutatea masei magnetice [N];
- S – suprafața membranei [m²];
- R - raza centrului rigidizat [m].

unde:

$$A_2 = f(c, = f(R/r)$$

p – forța uniform distribuită, $p = G/S$ [N/m²];

E – modulul de elasticitate longitudinal [N/m²];

h – grosimea membranei [m];

D. Calculul tensiunii de dezechilibru

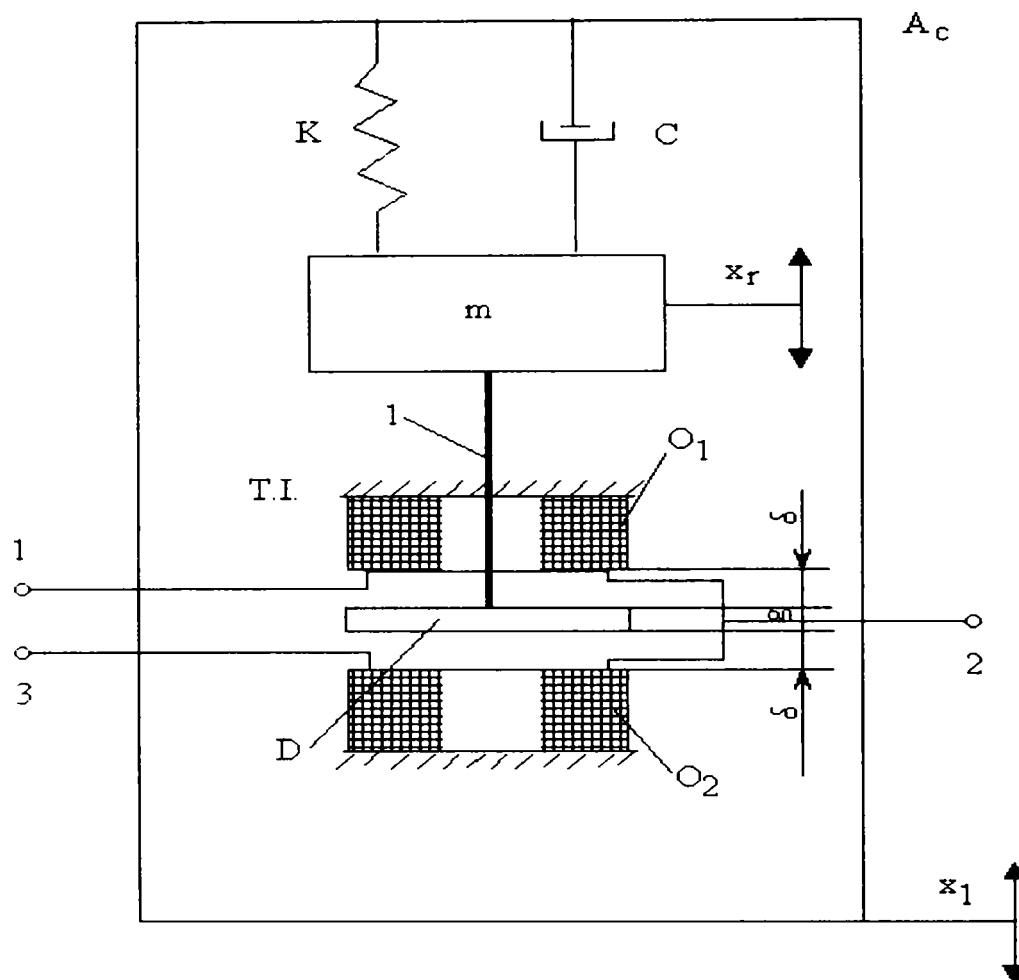


Fig.3.24. Modelul electro-mecanic al traductorului

Pentru calculul tensiunii de dezechilibru am folosit schema din fig.3.24 unde am notat:

- 1, 2, 3 - bornele celor două bobine
- O_1, O_2 - bobinele electrice ale traductorului
- D - disc ce constituie armătura mobilă a traductorului
- m - masa inertială ce produce deformarea membranelor elastice
- k - constanta elastică echivalentă a membranelor
- c - coeficient de amortizare
- x_1 - mișcarea vibratorie a suportului pe care se montează traductorul
- x_r - mișcarea relativă a masei inertiiale față de corpul vibratorului
- T.I. - traductor inductiv diferențial
- l - tijă ce transmite mișcarea de la masa m la discul D

- δ - întrefierul dintre discul D și bobine, același pentru ambele bobine în poziția de repaus.

Dacă suportul traductorului execută o mișcare vibratorie după legea $x_1 = x_1(t)$, atunci ecuația diferențială a mișcării absolute a masei m este [S.12]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = k \cdot x_1 + c \cdot \dot{x}_1 \quad (3.165)$$

În cazul aparatelor pentru măsurarea vibrațiilor, deci și în cazul traductoarelor, interesează în mod deosebit mișcarea relativă a masei m față de punctul de suspensie a elementului elastic (față de corpul vibratorului). În acest caz

$$x_r = x - x_1 \quad (3.166)$$

și ecuația diferențială a mișcării relative devine:

$$m\ddot{x}_r + c\dot{x}_r + kx_r = -m\ddot{x}_1 \quad (3.167)$$

Dacă mișcarea suportului pe care se montează traductorul este armonică

$$x_1 = X_1 \sin \omega t \quad (3.168)$$

ecuația diferențială devine:

$$m\ddot{x}_r + c\dot{x}_r + kx_r = mX_1\omega^2 \sin \omega t \quad (3.169)$$

unde:

X_1 - amplitudinea mișcării suportului [m];

ω - pulsația mișcării armonice a suportului [rad/s];

Mișcarea relativă a masei este o mișcare armonică dată de legea [S.12]:

$$x_r = X_r \sin(\omega t - \varphi) \quad (3.170)$$

unde:

X_r - amplitudinea mișcării

φ - defazajul dintre mișcarea relativă a masei m și mișcarea suportului

iar

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2 \frac{c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (3.171)$$

unde

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.172)$$

este pulsația de rezonanță a sistemului vibrant format din masa m și elementul elastic

$$X_r = X_l \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2 \frac{c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (3.173)$$

Deplasarea relativă a masei m se transmite prin tija ℓ la discul D . Dacă traductorul nu este în mișcare, discul se găsește la distanță egală între cele două bobine, iar tensiunea de dezechilibru U_d măsurată de la traductor este nulă. În momentul în care traductorul preia mișcarea vibratorie de la suportul pe care se montează, discul se deplasează cu amplitudinea X_r , deplasare ce reprezintă și modificarea întrefierului $\Delta\ell$ față de poziția de repaus a traductorului. Apare o tensiune de dezechilibru care are amplitudinea U_d dată de relația [S.19]:

$$U_d = U \frac{l}{2K} \frac{\Delta\ell}{\delta} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{R}{\omega L}\right)^2 \left(1 + \frac{l_0}{K^2} \cdot \frac{\Delta\ell}{\delta^2}\right)^2}{\left[1 + \left(\frac{R}{\omega L}\right)^2\right] \left[1 + \left(\frac{R}{\omega L}\right)^2 \left(1 - \frac{2 \cdot l_0 \cdot \Delta\ell}{K^2 \cdot \delta^2} - \frac{\Delta\ell^2}{K^2 \cdot \delta^2}\right)^2\right]}} \quad (3.174)$$

unde:

$$K = 1 + \frac{\ell_{fer}}{2\mu_{fer} \cdot \delta} \quad (3.175)$$

E. Caracteristica de rezonanță

Dacă, ținând seama de expresia (3.173) se notează:

$$\varepsilon = \frac{c}{c_{cr}} \quad (3.176)$$

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.177)$$

unde c_{cr} este coeficientul de amortizare critic al traductorului

$$c_{cr} = 2\sqrt{k \cdot m} \quad (3.178)$$

se obține relația

$$\frac{X_r}{X_l} = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}} \quad (3.179)$$

Se poate reprezenta grafic

$$\frac{X_r}{X_l} = f\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right) \quad (3.180)$$

pentru diferite valori ale raportului $\xi = \frac{c}{c_{cr}}$ (0,1; 0,2; ...), obținându-se

diagrama de rezonanță a traductorului.

Din această diagramă de rezonanță se poate determina amplitudinea X_l a vibrațiilor suportului traductorului (deci amplitudinea vibrațiilor dispozitivului studiat) dacă se cunoaște valoarea X_r , pentru pulsația ω (ω_n este calculată).

Din diagrama $U_d = U_d(\Delta\ell) = U_d(X_r)$, determinată pentru traductorul inductiv diferențial utilizat, pentru o anumită valoare a tensiunii de dezechilibru măsurată în timpul determinărilor experimentale, se determină valoarea X_r ,

corespunzătoare și cu aceasta se determină X_I . Problema se simplifică foarte mult etalonând traductorul astfel încât la o anumită valoare a tensiunii de dezechilibru U_d să se știe exact ce amplitudine X_I îi corespunde.

F. Calcule numerice

Datele inițiale cu care se efectuează calculul traductorului sunt:

- dimensiunile oalei de ferită: $d_{ext}= 22 \text{ mm}$; $d_{int}= 18 \text{ mm}$; $l = 8 \text{ mm}$; $d'_{ext}= 10 \text{ mm}$
- mărimea întrefierului: $\delta = 1,5 \text{ mm}$
- variația maximă a întrefierului: $\Delta\delta_{max}=0,35\cdot\delta = 0,525 \text{ mm}$
- tensiunea $U_a = 4 \text{ V}$; $f = 7.000 \text{ Hz}$
- $\mu_{r \text{ fer}}$ – permeabilitatea relativă a feritei = 550
- rezistivitatea $\rho_M = 0,01724 \text{ } \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$
- diametrul conductorului bobinei $d = 0,07 \text{ mm}$
- dimensiunile membranelor elastice
 - $R = 19 \text{ mm}$
 - $r = 12,5 \text{ mm}$
 - $h = 1,02 \text{ mm}$
- masa magnetului (masa inerțială):
 - $m = 57,5 \text{ g}$

S-au obținut rezultatele :

$$2R_{m\delta} = 3,075 \cdot 10^7 \text{ A/Wb}$$

$$S_1 = 75,39 \text{ mm}^2$$

$$R_{m12} = 1,72 \cdot 10^5 \text{ A/Wb}$$

$$S_{disc} = 3,7 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$R_{m23} = 7,513 \cdot 10^4 \text{ A/Wb}$$

$$R_{m34} = 1,627 \cdot 10^5 \text{ A/Wb}$$

$$S_e = 80 \text{ mm}^2$$

$$S_{med \text{ baza}} = 7,53 \cdot 10^5 \text{ m}^2$$

$$R_{m41} = 1,343 \cdot 10^5 \text{ A/Wb}$$

$$R_m = 3,129 \cdot 10^7 \text{ A/Wb}$$

$$L = 8,116 \cdot 10^{-3} \text{ H}$$

$$R = 106,3 \text{ } \Omega$$

$$B_{max} = 0,5 \text{ T} = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ Gauss}$$

$$P_{Fe} = 0,165 \text{ W/cm}^2$$

$$I_{max/v=0} = 0,0376 \text{ A}; I_{max/v=7000} = 0,0107 \text{ A}$$

$$c = 1,52; A_q = 0,015; G = 560,6 \cdot 10^{-3} \text{ N}$$

$$p = 406,13 \text{ N/m}^2; w_o = 7,872 \cdot 10^{-3} \text{ } \mu\text{m}$$

$$K = 1,0012$$

$U_d = f(\Delta l)$ este dat în tabelul 3.11 și prezentat grafic în fig.3.25.

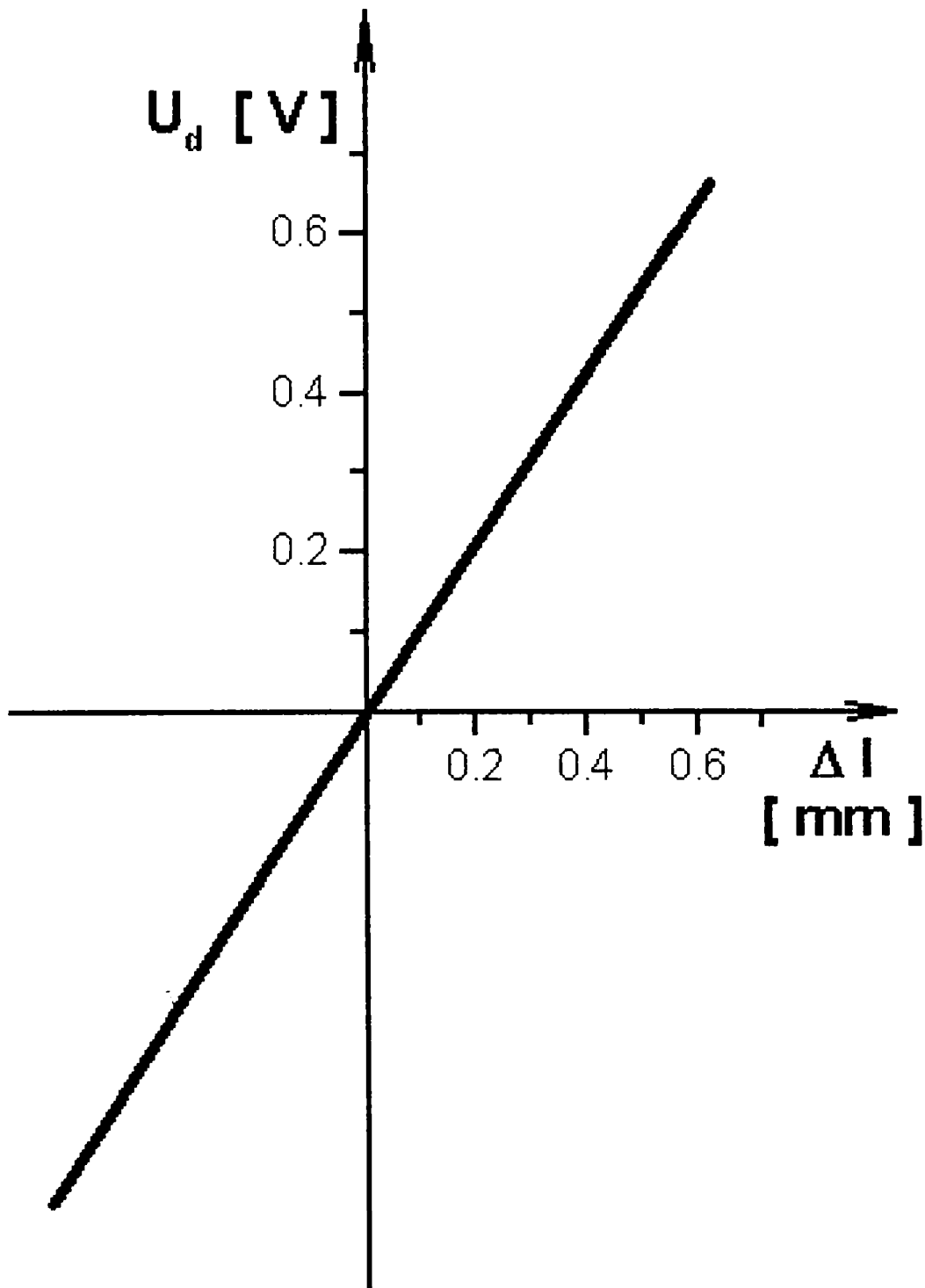


Fig.3.25. Variațiile tensiunii de dezechilibru în funcție de deplasarea Δl a discului
 $U_d=f(\Delta l)$

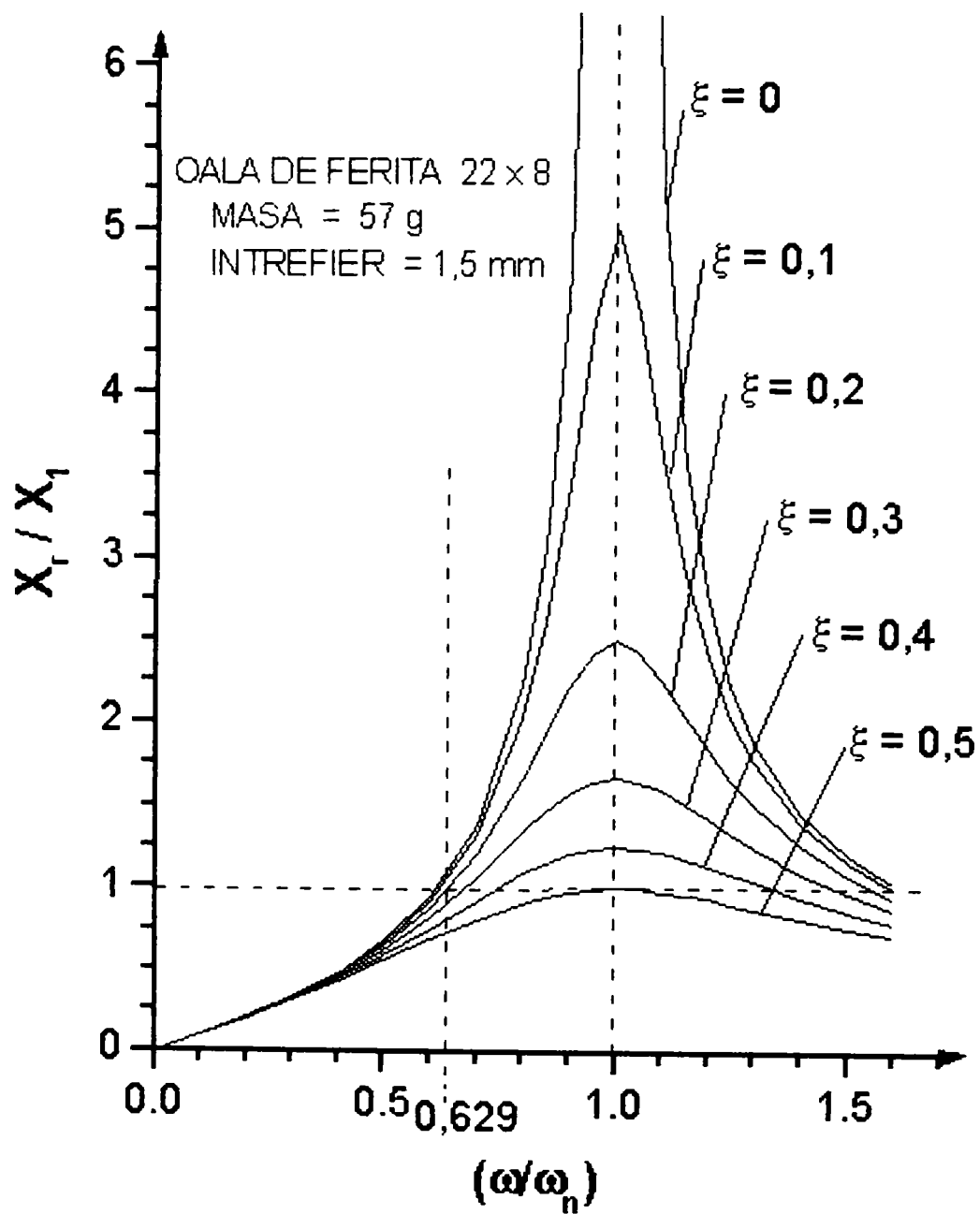


Fig.3.26. Caracteristicile de amplitudine ale traductorului

Tabelul 3.11.

Δl (mm)	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,525
U_d (V)	0	0,06	0,122	0,184	0,246	0,306	0,37	0,433	0,496	0,56	0,624	0,656

$$\omega_n = 4,989 \cdot 10^4 \text{ rad/s}$$

$$f_n = 7,941 \cdot 10^3 \text{ Hz - frecvența de rezonanță}$$

$$\xi = 0; 0,1; 0,2, \dots$$

Cunoscând aceste mărimi se pot trasa caracteristicile de amplitudine ale accelerometrului (fig.3.26), având ca parametru $\xi = c/c_{cr}$

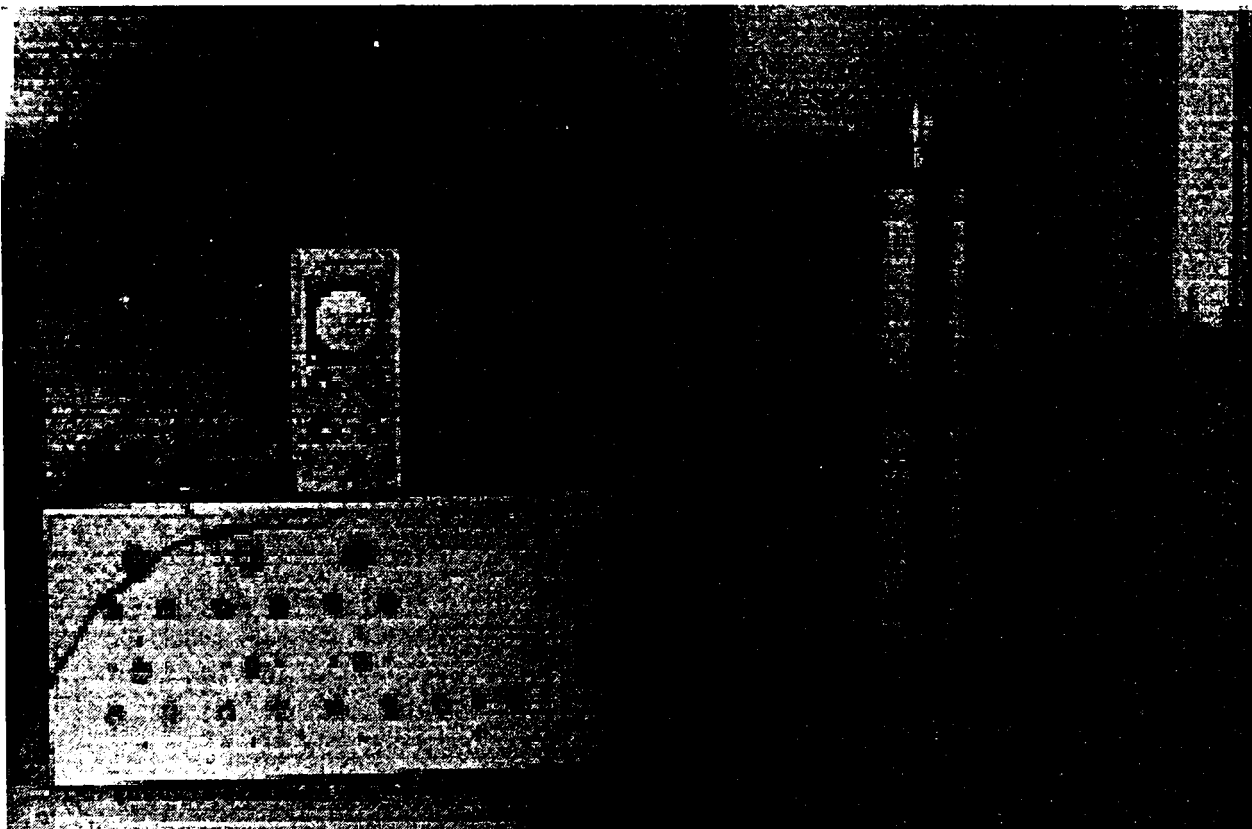


Fig.3.27. Montaj pentru etalonarea traductorului accelerometric inductiv diferențial

Etalonarea traductorului accelerometric inductiv diferențial se face cu montajul prezentat în fig.3.27. Traductorul este montat pe un vibrator electrodinamic a cărei accelerație a vibrațiilor vrem să o măsurăm.

Pe osciloscop se va obține variația tensiunii de dezechilibru funcție de variația întrefierului.

Această tensiune de dezechilibru U_d a traductorului este o măsură a accelerației vibrației, tensiunea de dezechilibru fiind direct proporțională cu accelerația vibrației, pentru aceeași frecvență.

Pentru etalonarea traductorului (captorului) accelerometric inductiv diferențial se poate folosi și montajul din fig.3.28, format dintr-un vibrator electrodinamic alimentat de la un oscilator de frecvență variabilă prin intermediul unui amplificator de putere [B.23].

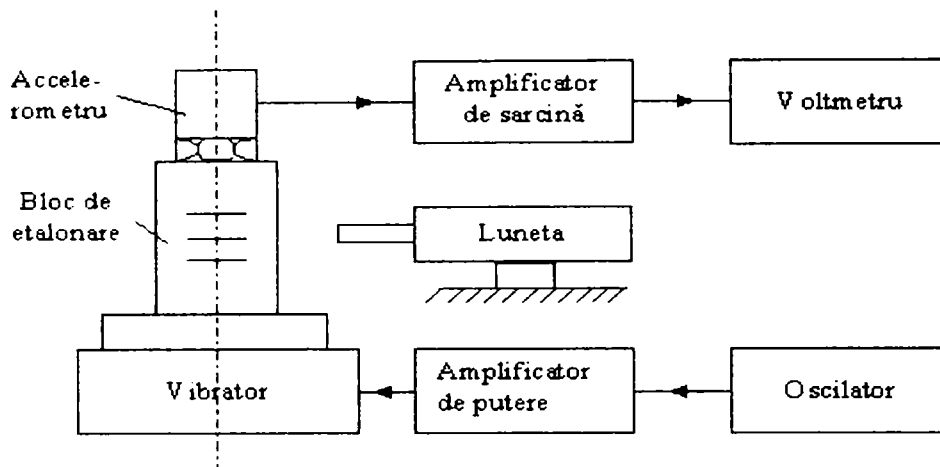


Fig.3.28. Varianta de montaj pentru etalonarea traductorilor accelerometrici inductivi diferențiali

Pe masa mobilă a vibratorului se montează un bloc metalic pe care sunt marcate repere a căror deplasare se măsoară cu o lunetă microscopică sau cu o lampă stroboscopică și cu o linie gradată. Accelerometrul l-am montat pe blocul metalic. Atât frecvența, cât și amplitudinea mișcării le-am modificat astfel încât să obținem întreaga curbă de răspuns în frecvență. Pe blocul metalic am trasat linii la distanță d , am reglat amplificatorul de putere astfel încât liniile adiacente să se atingă în timpul vibrației. Amplitudinea mișcării este $\frac{d}{2}$, iar accelerația $\frac{d}{2}\omega^2$ pentru care se obține un semnal de ieșire având tensiunea indicată de voltmetru.

Pentru etalonare se pot folosi aparatele tip 4200 și 4291 Brüel&Kjaer utilizând un oscilator exterior. Aparatul tip 4291 poate lucra și cu oscilator propriu, producând o accelerație de $1g$ pentru $\omega = 500$ rad/s conform DIN 45666 și ANSI S.2.2, 1959.

3.2.7. Program de calcul

Programul prezentat are ca scop calcularea tensiunii de dezechilibru în cazul unui traductor inductiv diferențial pentru accelerații [14.**].

De asemenea programul mai permite reprezentarea grafică, precum și simularea mișcării care determină apariția tensiunii de dezechilibru.

Calculul tensiunii de dezechilibru se poate face în funcție de doi parametri: Δl (variația întrefierului) sau de ω (pulsăția tensiunii de alimentare).

La lansarea în execuție a programului apare o fereastră de comunicare care ne informează dacă mouse-ul e instalat sau nu.

Continuarea programului se face apăsând o tastă oarecare sau, în cazul în care mouse-ul este activ, printr-o simplă apăsare a unui buton al mouse-ului.

Pe ecran apar 6 căsuțe de mediu: GRAFIC, SIMULARE, CALCUL, HELP, EXIT.

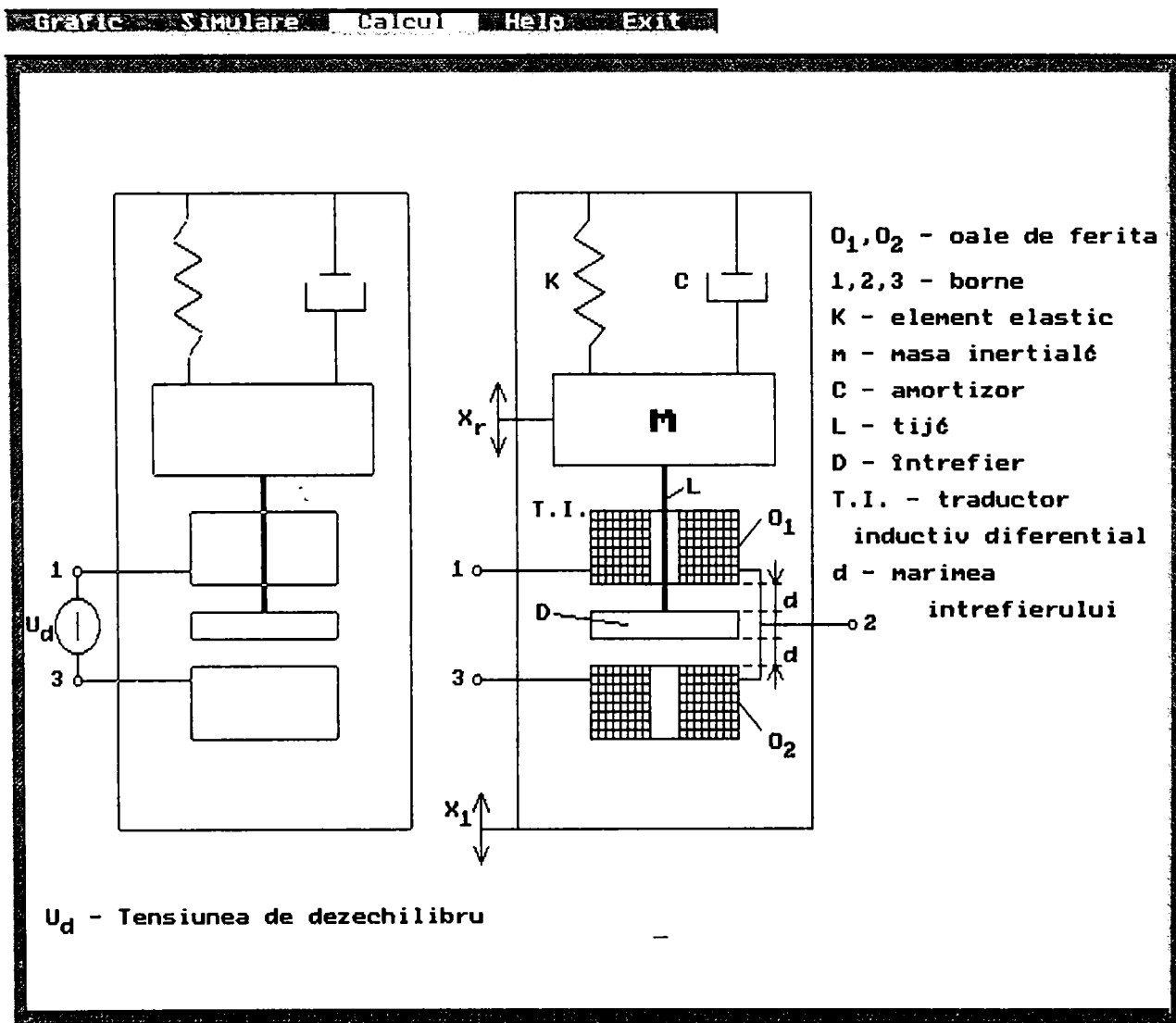


Fig.3.29. Modelul mecanic al traductorului pentru calculul tensiunii de dezechilibru

La apelul opțiunii CALCUL apare o nouă fereastră care ne cere precizarea parametrilor în funcție de care are loc calculul tensiunii de dezechilibru. Astfel, la opțiunea 1 are loc calculul tensiunii U_d în funcție de Δl cerându-se să se precizeze și valoarea efectivă a mărimii întrefierului Δl , dar care trebuie să fie între anumite limite (de la 0 la 0,525 mm). Dacă se introduce o valoare în afara acestui interval se afișează un mesaj de eroare. La opțiunea 2 are loc calculul U_d în funcție de frecvența care se cere a fi introdusă de la tastatură de utilizator. Se obține astfel un tabel care conține următoarele valori:

X_1 - amplitudinea mișcării

X_2 - amplitudinea mișcării masei M

ω - pulsația mișcării

A	X_1	$X_r \cdot 10^3$	$U_d \cdot 10^3$
0.0	0.001	3.4882	4.288
0.0	0.002	6.9764	8.575
0.0	0.003	10.4646	12.863
0.0	0.004	13.9527	17.151
0.1	0.001	2.7353	3.362
0.1	0.002	5.4707	6.725
0.1	0.003	8.2060	10.087
0.1	0.004	10.9413	13.449
0.2	0.001	1.8632	2.290
0.2	0.002	3.7264	4.580
0.2	0.003	5.5896	6.871
0.2	0.004	7.4528	9.161
0.3	0.001	1.3541	1.664
0.3	0.002	2.7082	3.329
0.3	0.003	4.0623	4.993
0.3	0.004	5.4163	6.658
0.4	0.001	1.0508	1.292
0.4	0.002	2.1016	2.583
0.4	0.003	3.1524	3.875
0.4	0.004	4.2032	5.167
0.5	0.001	0.8547	1.051
0.5	0.002	1.7094	2.101
0.5	0.003	2.5641	3.152
0.5	0.004	3.4188	4.202

Pentru $\omega=43982.297150$ ($f=7000.000$ Hz) s-a obținut tabelul alăturat, unde am notat cu :

A - amortizarea
 X_1 - amplitudinea mișcării
 X_r - amplitudinea mișcării masei m
 ω - pulsația mișcării

Apasati ENTER pentru reprezentare grafica !

Fig.3.30. Captură de imagine conținând tabelul cu valori calculate ale tensiunii de dezechilibru

Se prezintă spre exemplificare (figura 3.30) tabelul cu valori calculate și utilizate la reprezentările grafice. Calculele se fac în conformitate cu conținutul opțiunii HELP (figura 3.31) unde se exemplifică unele mărimi ce apar în program și se prezintă formula de calcul a tensiunii U_d . Se dau și mărimile care se consideră constante:

R - rezistența bobinei

L - inductanța bobinei

d - mărimea întrefierului

La apelul opțiunii EXIT are loc ieșirea din program.

Gratică Simulare Calcul Help Exit

CALCULUL TENSIUNII DE DEZECHILIBRU

Pentru calculul tensiunii de dezechilibru s-a folosit schema din partea de simulare.

Deplasarea relativă a masei m fata de suportul a carui acceleratie se masoara este : $x_r = X_r \cdot \sin(\omega t - \phi)$, unde X_r - amplitudinea miscarii
 ω - pulsatia $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$, t - timpul, ϕ - faza.

Aceasta deplasare este transmisa prin tija l la discul D, care constituie armatura mobila a traductorului inductiv. Sub actiunea statica a masei, discul se deplaseaza cu o cantitate W_0 , care este sageata statica a sist.

In pozitia de mijloc a discului, U_d a puntii este zero. La o modificare a intrefierului notata cu $D1$ fata de pozitia statica, tensiunea de dezechilibru va avea expresia :

$$U_d = U \cdot \frac{D1}{2 \cdot K \cdot d} \cdot \sqrt{\frac{1 + \left[\frac{R}{\omega \cdot L}\right]^2 \cdot \left[1 + \frac{l_0 \cdot D1}{K^2 \cdot d^2}\right]^2}{\left[1 + \left[\frac{R}{\omega \cdot L}\right]^2\right] \cdot \left[1 + \left[\frac{R}{\omega \cdot L}\right]^2 \cdot \left[\frac{2 \cdot l_0 \cdot D1}{K^2 \cdot d^2} - \frac{D1^2}{K^2 \cdot d^2}\right]^2\right]}}$$

R = 106.3 Ω - rezistenta bobinei
 $l_0 = 7.86909 \cdot 10^{-3}$
 $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ - pulsatia tensiunii de alimentare (f = 5000 Hz)
L = $8.116 \cdot 10^{-3}$ H - inductanta bobinei
K = 1.0012
d = 1.5 mm - marimea intrefierului

Fig.3.31. Captura de imagine asupra relației de calcul a tensiunii de dezechilibru

La apelul opțiunii SIMULARE are loc simularea variației tensiunii U_d la modificarea mărimii întrefierului. Apariția tensiunii de dezechilibru este pusă în evidență de un voltmetru conectat între punctele 1 și 3 (fig.3.29).

La apelul opțiunii GRAFIC are loc trasarea graficului tensiunii de dezechilibru U_d (în volți) în funcție de mărimea întrefierului Δl (măsurată în milimetri), prezentându-se alăturat tabelul de variație a tensiunii U_d pe tot intervalul de variație (0 - 0,525 mm) (figura 3.32), precum și reprezentarea

raportului $\frac{X_r}{X_i} = f\left(\frac{\omega}{p}\right)$ pentru diferite valori ale amortizării (fig.3.33).

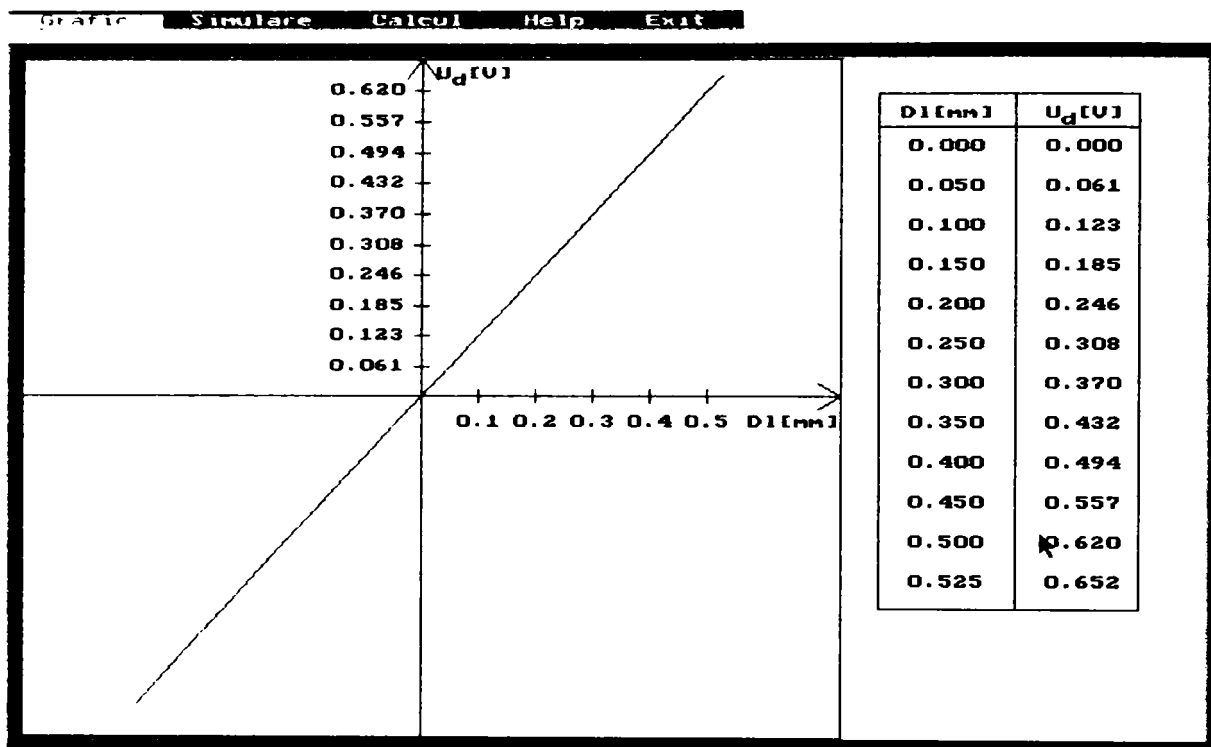


Fig.3.32. Reprezentarea tensiunii de dezechilibru funcție de variația întrefierului

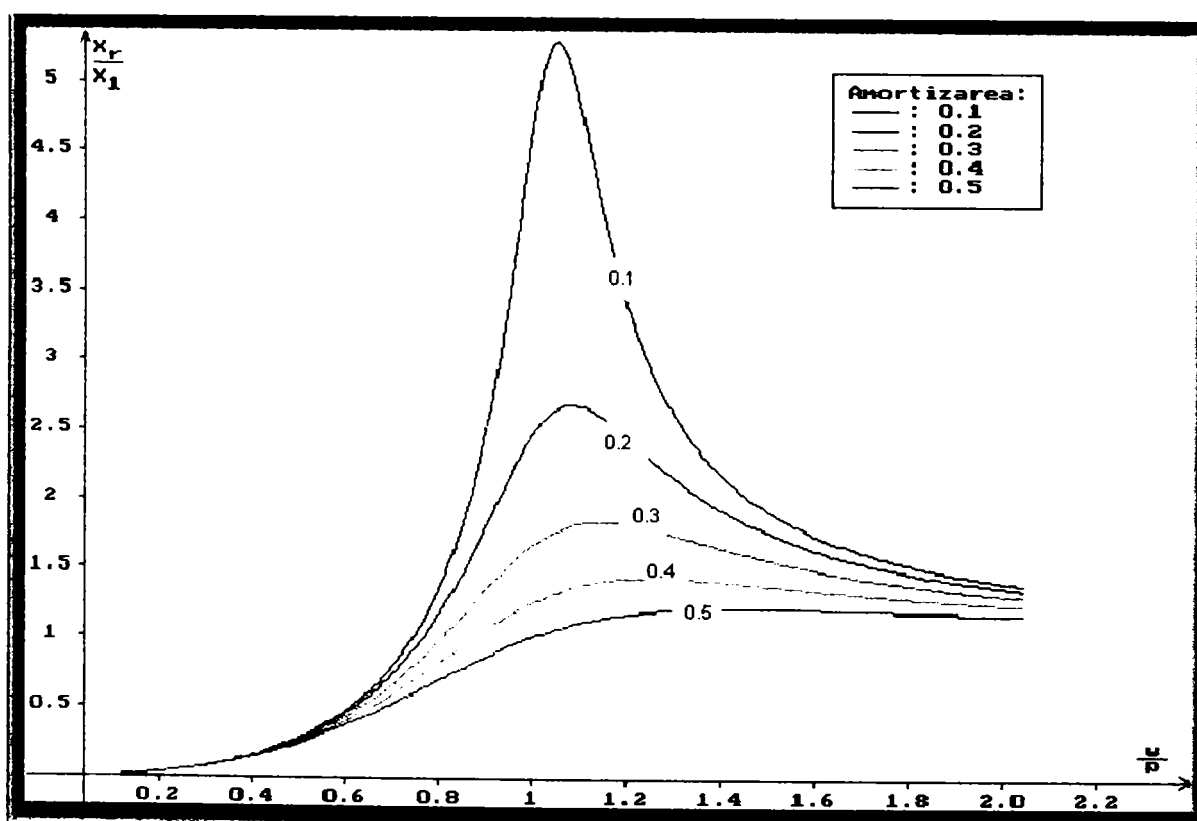


Fig.3.33. Reprezentarea caracteristicii în amplitudine a traductorului

3.3. Dispozitiv pentru studiul vibrațiilor transversale, ale barelor

3.3.1. Descrierea dispozitivului

Dispozitivul proiectat și realizat constituie un mijloc de învățământ și este destinat utilării laboratoarelor de mecanică din institutele de învățământ superior și liceal tehnic. Cu ajutorul acestuia se pot efectua încercări experimentale de

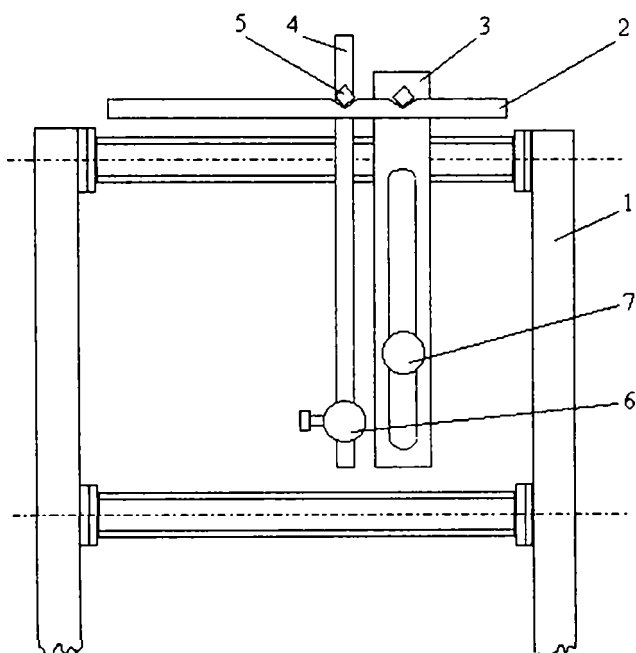


Fig.3.34. Montaj pentru determinarea perioadei de oscilație a pendulului matematic și fizic

subansamble, interschimbabile, în funcție de încercările experimentale care se efectuează.

a) **Încercări cu pendule.** În fig.3.34 este prezentat montajul utilizat în cazul încercărilor privind determinarea perioadei de oscilație a pendulului matematic și fizic. Pe cadrul 1 se montează suportul 2 prevăzut cu lăcașuri pe care se reazemă, prin intermediul unor cuțite 5, pendulele fizice sub formă de placă 3 sau tijă 4. Cuțitele au rolul de a reduce frecările. Pe fiecare pendul se poate deplasa o greutate 6, respectiv 7 care se fixează cu șuruburi în diferite poziții. De asemenea, pe suportul 2 se pot fixa, prin intermediul unor fire, bile din diferite metale jucând rolul de pendule matematice.

meccanică și vibrații mecanice privind:

- perioada de oscilație a pendulului matematic și fizic
- centrul percuțiilor
- vibrațiile de rotație forțate, fără amortizare, cu un grad de libertate
- vibrațiile de torsiune, libere, fără amortizare
- vibrațiile transversale ale unei bare drepte, omogene, de secțiune constantă
- vibrațiile de torsiune

Dispozitivul se compune dintr-un cadru metalic realizat prin îmbinare cu șuruburi sau sudură a unor profile U8 pe care se montează diferite

Pentru fiecare tip de pendul se poate determina perioada micilor oscilații. Se îndepărtează pendulul din poziția de echilibru static cu un unghi mic ($5-6^\circ$), se lasă liber și se cronometrează timpul în care execută o oscilație completă.

Pentru pendulul matematic se determină variația perioadei de oscilație în funcție de lungimea sa.

Pentru pendulul fizic se determină variația perioadei de oscilație în funcție de distanța la care se montează greutatea 6, respectiv 7, pe tija 4, respectiv placa 3.

b) Centrul percuțiilor. Se montează pe suportul 2 atât tija 4 cu greutatea 6, cât și placa 3 cu greutatea 7. Pentru diferite poziții ale greutății 7 se calculează centrele percuțiilor. Se fixează greutatea 6 pe tija 4 la o distanță de la cuțitul de sprijin egală cu valoarea distanței până la centrul percuțiilor determinat pentru placa 3, de la același suport de fixare. Se rotește tija cu un unghi oarecare și se lasă liberă astfel încât, în momentul revenirii în poziție verticală, greutatea 6 lovește placa 3. Dacă centrul percuțiilor a fost corect determinat, placa 3 nu se va deplasa pe suport, percuțiile de legătura fiind nule.

c) Vibrațiile de rotație ale unei bare. În fig.3.35 este prezentat montajul realizat în acest caz.

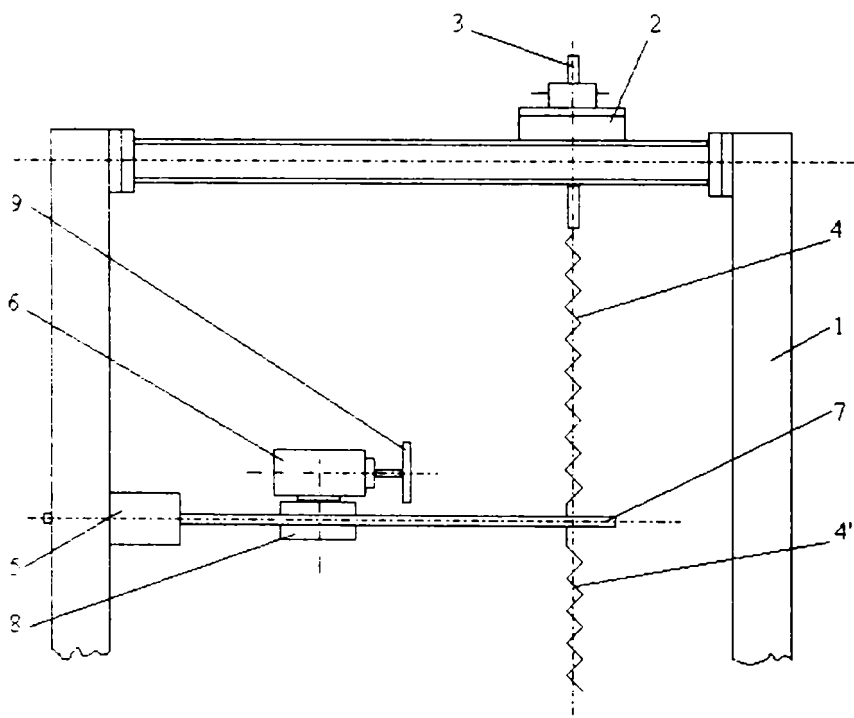


Fig.3.35. Montaj pentru studiul vibrațiilor de rotație ale unei bare

Pe cadrul 1 se montează un suport 2 pe care, prin intermediul unei tije filetate 3, se fixează capătul unui arc elicoidal 4. Celălalt capăt al arcului este fixat de o bară cu dimensiunile 700 x 30 x 12 mm articulată la un capăt prin suportul 5 de cadrul 1 și liberă la celălalt. Bara se montează în poziție orizontală, la capătul ei fiind montat încă un arc 4'. Bara poate fi schimbată astfel încât momentul de

inertie al ei să se poată modifica. De asemenea se pot monta arcuri diferite ca și constantă elastică, iar suporturile de care se leagă capetele lor se pot deplasa pe cadru.

Pe bară se poate monta un motor electric de curent alternativ monofazat 6 cu turația maximă $n_{\max}=12.000$ rot/minut, prevăzut cu un disc excentric 9, prin intermediul suportului 8. Și motorul se poate deplasa în lungul barei. Cu ajutorul tijei filetate 3 se poate modifica pretensionarea arcurilor astfel încât bara să poată fi orizontală.

Pentru studiul vibrațiilor de rotație ale barei libere, neamortizate, motorul nu se alimentează de la rețeaua de curent alternativ. Se determină în acest caz perioada de oscilație funcție de distanța la care se montează motorul pe bară, pentru diferite variante de arcuri utilizate.

Pentru vibrațiile forțate, fără amortizare, se determină diagrama de rezonanță $\theta = \theta(\omega)$, unde θ este amplitudinea vibrațiilor de rotație, iar ω pulsația forței perturbatoare, dată de masa excentrică a discului 9, egală cu viteza unghiulară de rotație a acestuia. Se modifică turația motorului prin intermediul unui reostat cu cursor aflat într-o cutie de reglare montată tot pe cadru. Frecvența de rotire se măsoară cu un stroboscop tip N2601, pentru fiecare valoare a frecvenței citite măsurându-se amplitudinea vibrației cu ajutorul unei punți de măsură tip RFT-SM40. Aceasta primește semnalul de la un traductor piezoelectric de tip KD-35 a montat pe bară, semnal ce se poate vizualiza pe ecranul unui osciloscop tip E102.

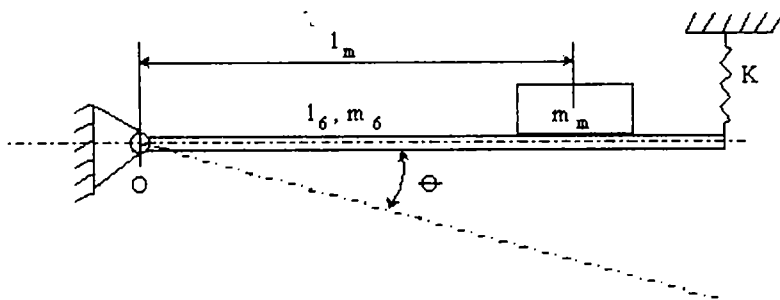


Fig.3.36. Modelul mecanic al vibrațiilor de rotație, forțate, ale barei

În cazul vibrațiilor de rotație ale barei, am considerat modelul mecanic din fig.3.36, unde l_b și m_b reprezintă lungimea și masa barei, m_m este masa motorului, l_m este distanța de la punctul de fixare a motorului până la articulația barei, iar k este constanta elastică a arcului.

Ecuția diferențială a vibrațiilor de rotație forțate ale barei (pentru unghiuri de rotație $\theta \leq 5-6^\circ$) este [S.12]:

$$J_{\Delta} \cdot \ddot{\theta} + K \cdot \theta = M_0 \sin \omega t \quad (3.181)$$

unde:

$$J_{\Delta} = \frac{m_b \cdot \ell_b^2}{3} + m_m \cdot \ell_m^2 \quad (3.182)$$

este momentul de inerție al sistemului față de axa de rotație a barei

$$K = k \cdot \ell_b^2 \quad (3.183)$$

este constanta elastică echivalentă

$$M_0 = m_0 r \omega^2 \cdot \ell_m \quad (3.184)$$

este amplitudinea momentului perturbator dat de forța de inerție produsă de masa m_0 a discului, montat pe axul motorului cu excentricitatea r , disc ce se rotește cu viteza unghiulară ω .

Soluția vibrațiilor forțate ale barei este dată de relația [S.3].

$$\theta_f = \theta_{max} \cdot \sin \omega t \quad (3.185)$$

iar

$$\theta_{max} = \frac{m_0 \cdot r \cdot \ell_m}{J_{\Delta}} \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right|} \quad (3.186)$$

pentru

$$\omega \neq \omega_n = \sqrt{\frac{k \cdot \ell_b^2}{J_{\Delta}}} \quad (4.187)$$

Se pot analiza diferite situații luând ca parametrii ℓ_m , m_0 , k . Se calculează amplitudinile vibrațiilor forțate și se reprezintă grafic diagramele $\theta_{max} = f(\omega)$.

$$\frac{\theta_{max}}{\theta_{st}} = f\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)$$

unde:

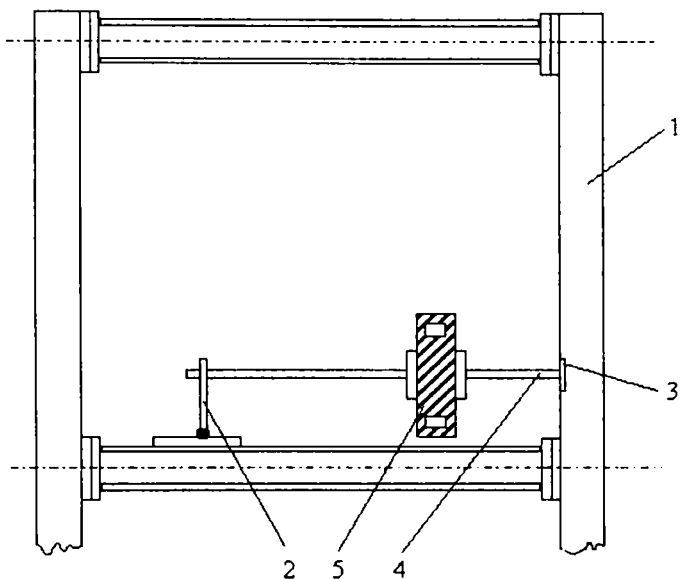


Fig.3.37. Montaj pentru studiul vibrațiilor de torsiune

pe perioada oscilațiilor de torsiune ale tijeii în funcție de lungimea ei, lungimea ce se poate modifica prin deplasarea suportului 2 pe cadru.

$$\theta_{st} = \frac{m_o \cdot r \cdot \ell_m}{J_{\Delta}} \quad (4.188)$$

d) Vibrațiile de torsiune, libere, fără amortizare. În fig.3.37 este prezentat montajul folosit.

Pe cadrul 1 se montează suportul 2 și suportul mandrină 3, în care se fixează tija de oțel 4 de diferite dimensiuni. Pe tija 4 se montează un volant 5. Acesta se rotește cu un unghi mic și se lasă liber să oscileze, determinându-se

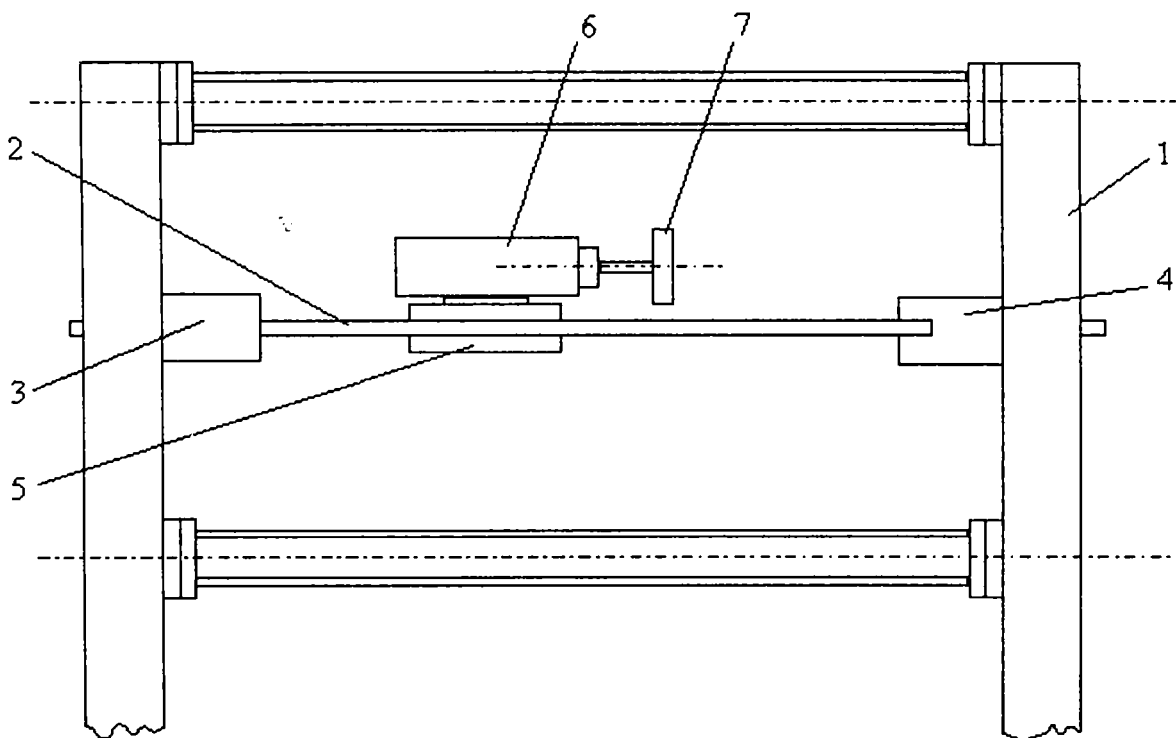


Fig.3.38. Montaj pentru studiul vibrațiilor transversale

e) **Vibrațiile transversale de încovoiere.** Pe cadrul 1 (fig.3.38) se montează bara 2, articulată la un capăt în articulația 3 și simplu rezemată, printr-un cap semicilindric în suportul 4.

Pe bară, la mijloc este montat, prin suportul 5, motorul 6 cu discul excentric 7.

Și în acest caz, similar cu punctul d) se trasează diagrama $y = f(\omega)$, pentru vibrațiile transversale, de încovoiere, forțate, ale barei drepte, omogene, de secțiune constantă. Se modifică turația motorului, se măsoară frecvența cu ajutorul stroboscopului, iar pentru fiecare valoare a frecvenței, se determină amplitudinea vibrațiilor, semnalul fiind preluat de la un traductor piezoelectric montat la mijlocul barei.

f) **Absorbitorul dinamic simplu.** Pe bara 1 se montează, sub motorul 2, prin suportul 3, un absorbitor dinamic simplu format din tije elastice 4 și masele 5 (fig.3.39).

Inițial, se determină pulsația de rezonanță a sistemului fără absorbitor, din diagrama de rezonanță obținută la punctul e), sau prin determinarea directă a valorii maxime a amplitudinii vibrațiilor transversale, ale barei.

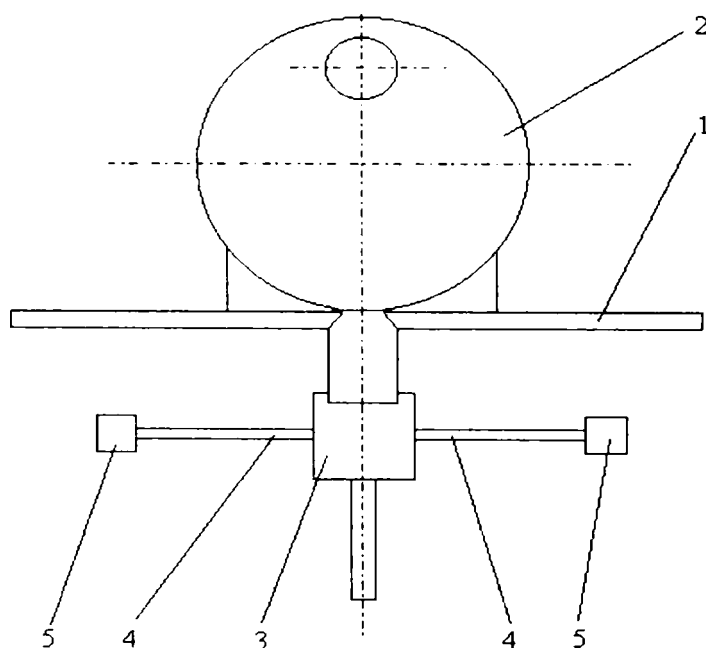


Fig.3.39. Montaj pentru studiul absorbitorului

Pentru o masă 5 și o tijă elastică 4, se determină lungimea tije pentru care pulsația proprie a absorbitorului este egală cu pulsația de rezonanță determinată anterior. Se montează absorbitorul, se pornește motorul electric, se aduce la turația de rezonanță, se deplasează greutatea 5 pe tijele 4 până când amplitudinea vibrațiilor barei 1 se anulează. Se măsoară lungimea tijelor și se compară cu cea calculată.

Sistemul vibrant prezentat în fig.3.39 poate fi considerat ca un sistem cu două grade de libertate ce execută vibrații forțate fără amortizare: un grad de libertate este dat de bara elastică pe care este montat motorul electric ce produce vibrațiile forțate, iar celălalt grad de libertate este dat de absorbitorul dinamic

format din masele concentrate 5 și tijele elastice 4 [S.3]. Se poate determina variația amplitudinii vibrațiilor celor două mase vibrante (motor respectiv masele absorbitorului) în funcție de pulsația ω a forței perturbatoare. Se constată [B.25], [S.3] că dacă pulsația proprie a absorbitorului este egală cu pulsația de rezonanță a sistemului bară - motor (în cazul acesta pulsația proprie p_1), amplitudinea vibrațiilor barei este practic nulă. Se obțin relațiile:

$$\omega_a = \omega_1 = p_1 \quad (3.189)$$

unde:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_{2n}}{m_2}} \quad (3.190)$$

iar:

$$k_{2n} = \frac{3EI_z}{\ell_1^3} \quad (3.191)$$

deci

$$p_1 = \sqrt{\frac{3EI_z}{m_2 \ell_1^3}} \quad (3.192)$$

deci

$$\ell_1 = \sqrt[3]{\frac{3EI_z}{m_2 p_1^2}} \quad (3.193)$$

unde:

ω_a - pulsația proprie a absorbitorului [rad/s];

$\omega_1 = p_1$ - prima pulsație de rezonanță (proprie) a sistemului bară - motor [rad/s];

I_z - moment de inerție axial al tijelor absorbitorului [m⁴];

m_2 - masa concentrată a absorbitorului [Kg];

ℓ_1 - lungimea tijelor absorbitorului pentru " p_1 " [m].

3.3.2. Sudiul vibrațiilor transversale neamortizate

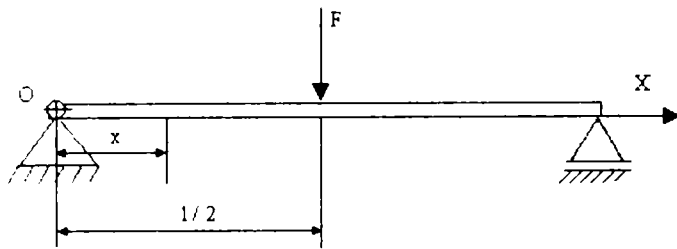


Fig.3.40. Modelul mecanic al vibrațiilor de încovoiere ale unei bare

S-a considerat modelul mecanic dat de vibrațiile transversale, forțate, ale unei bare drepte, omogene, de secțiune constantă, articulată la un capăt și simplu rezemată la celălalt, asupra căreia acționează o forță perturbatoare la mijloc (fig.3.40).

Pe bară, la mijloc, este fixat un motor electric de curent alternativ, a cărui turație se poate modifica printr-un variator cu cursor, astfel încât forța perturbatoare ce acționează asupra barei are expresia

$$F = m_o r \omega^2 \sin \omega t \quad (3.194)$$

unde:

m_o - masa discului excentric montat pe axul motorului [Kg];

r - excentricitatea discului [m];

ω - viteza unghiulară de rotație a discului reprezentând și pulsația forței perturbatoare de încovoiere [rad/s].

Ecuția diferențială a vibrațiilor transversale forțate, fără amortizare a barelor drepte este [B.25]:

$$\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\rho A}{EI_z} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{p_0(x,t)}{EI_z} \quad (3.195)$$

unde:

ρ - densitatea materialului din care este confecționată bara [Kg/m];

A - aria secțiunii transversale [m²];

E - modul de elasticitate longitudinală [N/m²];

I_z - moment de inerție axial [m⁴];

y - săgeata barei în dreptul secțiunii (x) [m].

$$p_0(x, t) = F \cdot \delta\left(x - \frac{\ell}{2}\right) \quad (3.196)$$

F fiind amplitudinea forței perturbatoare dată de masa excentrică m_0 a discului 9 (fig.3.35) (cu excentricitatea r) care se rotește cu viteza unghiulară ω , (3.194), iar δ este funcția simbolică Dirac

$$\delta\left(x - \frac{\ell}{2}\right) = \begin{cases} 0, & \text{pentru } x \neq \frac{\ell}{2} \\ 1, & \text{pentru } x = \frac{\ell}{2} \end{cases} \quad (3.197)$$

Deoarece $F(t)$ excită doar modurile simetrice de vibrații, se va considera porțiunea de bară cuprinsă între secțiunile $x = 0$ și $x = \ell/2$ [B.25].

Soluția ecuației vibrațiilor libere, neamortizate este de forma:

$$y(x, t) = y_0 Y(x) \sin(pt + \varphi) \quad (3.198)$$

unde y_0 și φ sunt constante de integrare, $Y(x)$ o funcție ce reprezintă forma deformată a axei x a barei, iar p - pulsația proprie.

Pentru $Y(x)$ se obține expresia [B.25]:

$$Y(x) = Y(0) \cdot S(\alpha x) + \frac{1}{\alpha} Y'(0) \cdot T(\alpha x) + \frac{1}{\alpha^2} Y''(0) \cdot U(\alpha x) + \frac{1}{\alpha^3} Y'''(0) \cdot V(\alpha x) \quad (3.199)$$

unde $S(\alpha x)$, $T(\alpha x)$, $U(\alpha x)$, $V(\alpha x)$, sunt funcțiile lui Krîlov.

Condițiile la limită ale unei jumătăți de bară sunt:

- la un capăt bara este articulată, deci săgeata și momentul încovoietor sunt nule:

$$x = 0; \quad Y(0) = 0; \quad Y''(0) = 0 \quad (3.200)$$

- la mijlocul barei se poate considera un reazem elastic în care acționează pe fiecare porțiune $F/2$ astfel încât rotirea este nulă, iar săgeata maximă este proporțională cu reacțiunea din reazem, deci cu $F/2$:

$$x = \frac{\ell}{2}; \quad Y'\left(\frac{\ell}{2}\right) = 0; \quad -EI_z Y'''\left(\frac{\ell}{2}\right) = \frac{F}{2} = \frac{m_0 r \omega^2}{2} \quad (3.201)$$

Pe baza acestor relații rezultă ecuațiile:

$$\begin{cases} Y'(0) \cdot S\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) + \frac{1}{\alpha^2} Y'''(0) \cdot U\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) = 0 \\ \alpha^2 Y'(0) \cdot U\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) + Y'''(0) \cdot S\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) = -\frac{m_0 r \omega^2}{2EI_z} \end{cases} \quad (3.202)$$

Dacă se adaugă ecuația săgeții la mijlocul barei [B.25]

$$Y_{\frac{\ell}{2}} = \frac{1}{\alpha} Y'(0) \cdot T\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) + \frac{1}{\alpha^2} Y'''(0) \cdot V\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) \quad (3.203)$$

rezultă un sistem de trei ecuații cu două necunoscute, $Y'(0)$ și $Y'''(0)$. Pentru ca sistemul să fie compatibil, trebuie să fie îndeplinită condiția:

$$\begin{vmatrix} S\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) & \frac{1}{\alpha^2} \cdot U\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) & 0 \\ \alpha^2 U\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) & S\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) & -\frac{m_0 r \omega^2}{2EI_z} \\ \frac{1}{\alpha} T\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) & \frac{1}{\alpha^2} V\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) & Y_{\frac{\ell}{2}} \end{vmatrix} = 0 \quad (3.204)$$

Dezvoltând determinantul se obține expresia săgeții maxime:

$$\begin{aligned} Y_{\frac{\ell}{2}} &= \frac{m_0 r \omega^2}{2EI_z \alpha^3} \frac{T\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) \cdot U\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) - S\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) \cdot V\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right)}{S^2\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right) - U^2\left(\frac{\alpha \ell}{2}\right)} = \frac{m_0 r \omega^2 \ell^3}{2EI_z (\alpha \ell)^3} \\ &= \frac{ch \frac{\alpha \ell}{2} \cdot \sin \frac{\alpha \ell}{2} - sh \frac{\alpha \ell}{2} \cos \frac{\alpha \ell}{2}}{ch \frac{\alpha \ell}{2} \cdot \cos \frac{\alpha \ell}{2}} = \frac{m_0 r \omega^2 \ell^3}{2EI_z (\alpha \ell)^3} \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha \ell}{2} - \operatorname{th} \frac{\alpha \ell}{2} \right) \end{aligned} \quad (3.205)$$

Cum $\frac{(\alpha\ell)^2}{(\alpha\ell)_{rez}^2} = \frac{\omega}{p}$, în cazul pulsației fundamentale p_1 se poate determina variația deformării barei în funcție de pulsația ω a forței perturbatoare sau în funcție de frecvența acesteia, ν .

Pulsațiile proprii ale vibrațiilor transversale ale barei sunt date de relația [B.25]:

$$p_n = \alpha_n^2 \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}} = \left(\frac{n\pi}{\ell}\right)^2 \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}} \quad (3.206)$$

Bara folosită pentru determinările experimentale are caracteristicile:

$$I_z = 4,32 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4; \quad E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}; \quad (3.207)$$

$$\rho = 7.800 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}; \quad \ell = 1 \text{ m}; \quad A = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Am obținut următoarele valori pentru primele cinci pulsații proprii:

$$p_1 = 179,49 \text{ rad/s}; \quad p_2 = 717,96 \text{ rad/s}; \quad (3.208)$$

$$p_3 = 1615,41 \text{ rad/s}; \quad p_4 = 2871,84 \text{ rad/s}; \quad p_5 = 4487,25 \text{ rad/s};$$

Cu ajutorul valorilor obținute pentru pulsațiile proprii, ținând seama de relația (3.205), am calculat valorile $Y(\ell/2)$ în funcție de ν rezultatele obținute fiind prezentate în Tabelul 3.12.

Tabelul 3.12

Nr.crt	1	2	3	4	5	6
ν [Hz]	3	6	9	12	15	18
Y [mm]	$1,533 \cdot 10^{-3}$	0,0487	0,124	0,332	0,342	0,638

Nr.crt	7	8	9	10	11	12	13	14
ν [Hz]	21	24	27	30	33	36	39	42
Y [mm]	0,845	1,38	2,682	21,714	2,604	2,035	1,07	0,853

De asemenea am prezentat diagrama $Y_{\frac{\ell}{2}} = Y_{\frac{\ell}{2}}(\nu)$ în fig.3.43 cu linie întreruptă.

3.3.3. Studiul vibrațiilor transversale, amortizate, pentru o bară în consolă

Se consideră vibrațiile transversale ale unei bare Bernoulli – Euler, omogenă, cu amortizare dată de frecările interioare, sub acțiunea unei forțe perturbatoare $F(t)$ ce acționează la mijlocul ei. Ecuația vibrațiilor transversale ale unei astfel de bară este [F.1]:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EI \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = F(t) \cdot \delta\left(x - \frac{\ell}{2}\right) \quad (3.209)$$

unde notațiile sunt cele cunoscute, iar μ este coeficientul de amortizare interioară.

Rezolvarea ecuației (3.209) prin metode exacte este foarte dificilă și se poate face numai pentru anumite ipoteze simplificatoare.

În cele ce urmează se va rezolva ecuația (3.209) printr-o metodă aproximativă și anume, printr-o variantă a metodei Galerkin. Se caută o soluție de forma [L.11]:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^n \Phi_i(x) \cdot q_i(t) \quad (3.210)$$

unde $\Phi_i(x)$ sunt modurile proprii de vibrație (ce urmează a fi determinate) care satisfac toate condițiile la limită geometrice și naturale, iar $q_i(t)$ sunt coordonate generalizate. Înlocuind relația (3.210) în ecuația (3.209) se obține:

$$EI \sum_{i=1}^n \Phi_i^{(IV)}(x) \cdot q_i(t) + \rho A \sum_{i=1}^n \Phi_i(x) \cdot \ddot{q}_i(t) + \quad (3.211)$$

$$+ \mu EI \sum_{i=1}^n \Phi_i^{(IV)}(x) \cdot \dot{q}_i(t) = F(t) \cdot \delta\left(x - \frac{\ell}{2}\right)$$

Se multiplică ecuația (3.211) cu $\Phi_j(x)$ și se integrează pe întreaga lungime a barei considerând condițiile la limită pentru bara în consolă:

$$y(0, t) = \frac{d}{dt} y(0, t) = \frac{d^2}{dx^2} y(\ell, t) = \frac{d^3}{dx^3} y(\ell, t) = 0 \quad (3.212)$$

Se obține:

$$\begin{aligned} & \left(EI \sum_{i=1}^n \int_0^{\ell} \Phi_i^{(IV)}(x) \cdot \Phi_j(x) dx \right) q_i(t) + \left(\rho A \sum_{i=1}^n \int_0^{\ell} \Phi_i(x) \cdot \Phi_j(x) dx \right) \ddot{q}_i(t) + \\ & + \left(\mu EI \sum_{i=1}^n \int_0^{\ell} \Phi_i^{(IV)}(x) \cdot \Phi_j(x) dx \right) \dot{q}_i(t) = \Phi_i\left(\frac{\ell}{2}\right) \cdot F(t) \end{aligned} \quad (3.213)$$

Modurile proprii $\Phi_i(x)$ se determină rezolvând ecuația omogenă:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (3.214)$$

și căutând o soluție de forma:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \Phi_i(x) \cdot \sin(\Omega_i t + \theta_i) \quad (3.215)$$

Cu notația:

$$\alpha_i = \sqrt[4]{\frac{\rho A}{EI} \cdot \Omega_i^2} \quad (3.216)$$

ecuația (3.214) devine:

$$\Phi_i^{(IV)}(x) - \alpha_i^4 \cdot \Phi_i(x) = 0 \quad (3.217)$$

din care se deduce soluția:

$$\Phi_i(x) = C_1 \sin \alpha_i x + C_2 \operatorname{sh} \alpha_i x + C_3 \cos \alpha_i x + C_4 \operatorname{ch} \alpha_i x \quad (3.218)$$

unde: C_1, C_2, C_3, C_4 sunt constante arbitrare de integrare care se determină din condițiile la limită (3.212) transpuse pentru funcțiile $\Phi_i(x)$. Acestea vor fi:

$$\Phi_i(0) = \Phi_i'(0) = \Phi_i''(\ell) = \Phi_i'''(\ell) = 0 \quad (3.219)$$

Folosind metode cunoscute din literatura de specialitate se determină expresia funcțiilor proprii:

$$\Phi_i(x) = \sin \alpha_i x - sh \alpha_i x - \frac{\sin \alpha_i \ell + sh \alpha_i \ell}{\cos \alpha_i \ell + ch \alpha_i \ell} \cdot (\cos \alpha_i x - ch \alpha_i x) \quad (3.220)$$

și a ecuației pulsațiilor proprii

$$\cos \alpha \ell \cdot ch \alpha \ell + 1 = 0 \quad (3.221)$$

Din relația (3.217) scrisă pentru doi indici $i \neq j$ se obține:

$$\Phi_i^{(IV)}(x) = \alpha_i^4 \Phi_i(x) \quad (3.222)$$

$$\Phi_j^{(IV)}(x) = \alpha_j^4 \Phi_j(x)$$

În relația (3.222) se înmulțește prima expresie cu $\Phi_j(x)$, iar a doua cu $\Phi_i(x)$, și se integrează pe lungimea barei. Rezultă:

$$\int_0^\ell \Phi_i^{(IV)}(x) \cdot \Phi_j(x) dx = \alpha_i^4 \int_0^\ell \Phi_i(x) \cdot \Phi_j(x) dx \quad (3.223)$$

$$\int_0^\ell \Phi_j^{(IV)}(x) \cdot \Phi_i(x) dx = \alpha_j^4 \int_0^\ell \Phi_i(x) \cdot \Phi_j(x) dx$$

Integrând prin părți $\int_0^\ell \Phi_i^{(IV)}(x) \cdot \Phi_j(x) dx$ de patru ori și ținând seama de relația (3.219) scrisă pentru i și j se obține

$$\int_0^\ell \Phi_i^{(IV)}(x) \cdot \Phi_j(x) dx = \int_0^\ell \Phi_j^{(IV)}(x) \cdot \Phi_i(x) dx \quad (3.224)$$

Se scad relațiile (3.223) și ținând seama de relația (3.224) astfel că se obține relația de ortogonalitate pentru modurile $\Phi_i(x)$ și $\Phi_j(x)$:

$$\int_0^{\ell} \Phi_i(x) \cdot \Phi_j(x) dx = 0, \quad i \neq j \quad (3.225)$$

Cu ajutorul relațiilor (3.225), relația (3.213) se mai poate scrie sub forma:

$$\begin{aligned} & \left(\rho A \int_0^{\ell} \Phi_i^2(x) \cdot dx \right) \ddot{q}_i(t) + \left(\mu EI \int_0^{\ell} \Phi_i''^2(x) \cdot dx \right) \dot{q}_i(t) + \\ & + \left(EI \int_0^{\ell} \Phi_i''^2(x) \cdot dx \right) q_i(t) = \Phi_i\left(\frac{\ell}{2}\right) \cdot F(t) \end{aligned} \quad (3.226)$$

sau sub formă matricială:

$$[m]\{\ddot{q}\} + [c]\{\dot{q}\} + [k]\{q\} = \{Q\}F(t) \quad (3.227)$$

unde matricile $[m]$, $[c]$, $[k]$ sunt matrici pătrate diagonale, având elementele:

$$\begin{aligned} m_{ii} &= \rho A \int_0^{\ell} \Phi_i^2(x) dx; \\ c_{ii} &= \mu EI \int_0^{\ell} \Phi_i''^2(x) dx; \\ k_{ii} &= EI \int_0^{\ell} \Phi_i''^2(x) dx; \\ Q_i &= \Phi_i\left(\frac{\ell}{2}\right). \end{aligned} \quad (3.228)$$

Funcțiile proprii $\Phi_i(x)$ fiind determinate, elementele (3.228) se mai scriu sub forma:

$$m_{ii} = \rho A \left[\lambda_i^2 + \frac{1 + \lambda_i^2}{2\alpha_i \ell} \operatorname{sh} \alpha_i \ell \cdot \operatorname{ch} \alpha_i \ell + \frac{1 - \lambda_i^2}{\alpha_i \ell} \cos \alpha_i \ell \cdot \operatorname{sh} \alpha_i \ell - \right. \\ \left. - \frac{1 + \lambda_i^2}{\alpha_i \ell} \sin \alpha_i \ell \cdot \operatorname{ch} \alpha_i \ell + \frac{\lambda_i}{\alpha_i \ell} \left(2 \sin \alpha_i \ell \cdot \operatorname{sh} \alpha_i \ell - \operatorname{sh}^2 \alpha_i \ell - \sin^2 \alpha_i \ell \right) \right]$$

$$k_{ii} = \frac{EI}{\ell^3} \left\{ (\alpha_i \ell)^4 \lambda_i^2 + \frac{(\alpha_i \ell)^3}{2} \left[(1 + \lambda_i^2) \operatorname{sh} \alpha_i \ell \cdot \operatorname{ch} \alpha_i \ell + \right. \right. \\ \left. \left. + 2(\lambda_i^2 - 1) \cos \alpha_i \ell \cdot \operatorname{sh} \alpha_i \ell + 2(\lambda_i^2 + 1) \sin \alpha_i \ell \cdot \operatorname{ch} \alpha_i \ell \right] \right\} \quad (3.229)$$

$$c_{ii} = \mu \cdot k_{ii}$$

$$Q_i = \sin \frac{\alpha_i \ell}{2} - \operatorname{sh} \frac{\alpha_i \ell}{2} - \lambda_i \left(\cos \frac{\alpha_i \ell}{2} - \operatorname{ch} \frac{\alpha_i \ell}{2} \right)$$

unde s-a folosit notația:

$$\lambda_i = \frac{\sin \alpha_i \ell + \operatorname{sh} \alpha_i \ell}{\cos \alpha_i \ell + \operatorname{ch} \alpha_i \ell} \quad (3.230)$$

În cele ce urmează se studiază ecuația (3.227) în care forța perturbatoare are expresia:

$$F(t) = m_0 r \omega^2 \sin \omega t \quad (3.231)$$

astfel încât ecuația (3.227) devine:

$$[m]\{\ddot{q}(t)\} + [c]\{\dot{q}(t)\} + [k]\{q(t)\} = m_0 r \omega^2 \sin \omega t \cdot \{Q\} \quad (3.232)$$

Pentru ecuația (3.232) se caută o soluție de forma:

$$\{q(t)\} = \{q_1\} \cos \omega t + \{q_2\} \sin \omega t \quad (3.233)$$

unde matricile coloană constante $\{q_1\}$ și $\{q_2\}$ se determină din condiția ca relația (3.233) să verifice ecuația (3.232). Se obține astfel sistemul de ecuații matriciale:

$$\begin{aligned} ([k] - \omega^2 [m])\{q_1\} + \omega [c]\{q_2\} &= 0 \\ -\omega [c]\{q_1\} + ([k] - \omega^2 [m])\{q_2\} &= \{Q_0\} \end{aligned} \quad (3.234)$$

unde:

$$\{Q_0\} = m_0 r \omega^2 \{Q\} \quad (3.235)$$

Ținând seama că matricile $[m]$, $[c]$, $[k]$, sunt matrici diagonale, din sistemul (3.234) se obține:

$$q_{1i} = \frac{m_0 r \omega^2 (k_{ii} - \omega^2 m_{ii})}{(k_{ii} - \omega^2 m_{ii})^2 + \mu^2 \omega^2} \quad (3.236)$$

$$q_{2i} = -\frac{\mu m_0 r \omega^3}{(k_{ii} - \omega^2 m_{ii})^2 + \mu^2 \omega^2}$$

În final, soluția (3.233) a ecuației (3.232) are elementele:

$$q_i = \frac{m_0 r \omega^2 \left[(k_{ii} - \omega^2 m_{ii}) \sin \omega t - \mu \omega \cos \omega t \right]}{(k_{ii} - \omega^2 m_{ii})^2 + \mu^2 \omega^2} \quad (3.237)$$

Cu $\Phi_i(x)$ cunoscute prin relația (3.220) și $q_i(t)$ cunoscute prin relația (3.237) soluția căutată (3.210) a ecuației (3.209) este cunoscută.

Această metodă este rapid convergentă, după cum rezultă din considerarea următoarelor două cazuri: $n = 3$ și $n = 6$ în soluția (3.210).

Ecuația (3.221) are primele 6 soluții:

$$\begin{aligned} \alpha_1 \ell &= 1,8751; & \alpha_2 \ell &= 4,6941; & \alpha_3 \ell &= 7,8538; \\ \alpha_4 \ell &= 10,9953; & \alpha_5 \ell &= 14,1368; & \alpha_6 \ell &= 17,2783 \end{aligned} \quad (3.238)$$

Considerând $\ell = 1$ [m] și $t = 0,1$ [s], pentru $n = 3$, deformația barei la mijloc este:

$$y\left(\frac{l}{2}, \frac{I}{10}\right) = 0,002814 \text{ [m]} \quad (3.239)$$

iar pentru $n = 6$, deformația este:

$$y\left(\frac{l}{2}, \frac{I}{10}\right) = 0,002898 \text{ [m]} \quad (3.240)$$

După cum se va arăta în paragraful 3.3.4, experimental am obținut pentru deformația barei valoarea

$$y\left(\frac{l}{2}, \frac{I}{10}\right) = 0,003 \text{ [m]} \quad (3.241)$$

cea ce confirmă eficacitatea metodei mai sus prezentată. Am folosit următoarele valori pentru bara în studiu:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N / m}^2; I_z = 4,32 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4; \rho = 7800 \text{ Kg / m}^3;$$

$$A = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2; \mu = 4,77 \cdot 10^{-4}; m_0 = 0,145 \text{ Kg}; r = 3,1 \text{ mm}; \quad (3.242)$$

$$\omega = (0,1 - 1,5)p_1; \quad p_1 = 188,4 \text{ rad/s (experimental)}$$

Se constată că, deși bara studiată teoretic are altă construcție (este încastrată la un capăt și liberă la celălalt, iar forța acționează la mijlocul ei) totuși, ținând seama și de frecările interioare, amplitudinea vibrației se apropie mult mai mult de rezultatul experimental obținut.

3.3.4. Determinări experimentale

S-au efectuat încercări experimentale privind vibrațiile transversale. În fig.3.41 este prezentată schema alimentării motorului electric, unde:

- 1 - întrerupător pornire-oprire
- 2 - siguranțe fuzibile 0,5 A
- 3 - bec control
- 4 - transformator 220/24 V
- 5 - comutator trepte turație (TI-TII)

- 6 - reostat pentru reglarea turației
7 - motor electric de curent alternativ monofazat

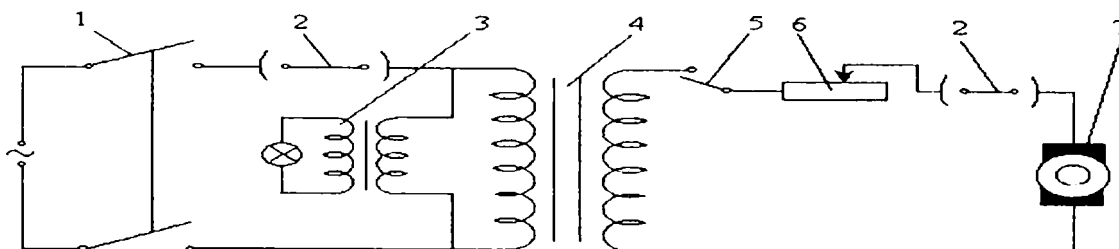


Fig.3.41. Montajul electric folosit la încercările experimentale

Pentru măsurarea frecvenței de rotație s-a folosit un stroboscop tip N2601. Pe discul excentric de pe axul motorului (ce determină apariția unei forțe perturbatoare armonice) se trasează un reper a cărui vizualizare se face prin efect stroboscopic, cu lampa stroboscopică. Se modifică frecvența de sclipire a lămpii până în momentul în care reperul se vede staționar, moment în care frecvența de rotire a discului este egală cu frecvența citită la stroboscop.

Cu ajutorul frecvenței se determină viteza unghiulară de rotație și turația:

$$\omega = 2\pi\nu \text{ [rad / s]}; \quad n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = 60\nu \text{ [rot / min]} \quad (3.243)$$

Pentru măsurarea amplitudinii vibrației la mijlocul barei se folosește o punte de tip RFT-SM40. Aceasta primește semnalul de la un traductor piezoelectric de tip KD35a. Pentru vizualizarea semnalului prelucrat de punte se folosește un osciloscop E102.

Măsurătorile se execută astfel: se potnește motorul și se merge pe prima treaptă de turație, de la turația minimă la valoarea maximă a primei trepte. Se modifică frecvența în trepte, se citesc valorile frecvenței la stroboscop și valorile corespunzătoare ale amplitudinilor vibrațiilor la puntea de măsură. Se trece apoi la a doua treaptă de turație și se repetă operațiile până se ajunge la turația maximă de funcționare a motorului. Se repetă operațiile în sensul descreșterii frecvenței până se ajunge la turația minimă.

În cazul vibrațiilor transversale s-a utilizat montajul din fig.3.42, fotografia 3.44.

unde:

- 1 - cadrul dispozitivului
2 - bară solicitată la vibrații de încovoiere
3 - dispozitiv de reglare a turației

- 4 - motor electric monofazat
- 5 - traductor piezoelectric
- 6 - lampă stroboscopică pentru măsurat frecvența de rotație a discului excentric
- 7 - aparate de măsură

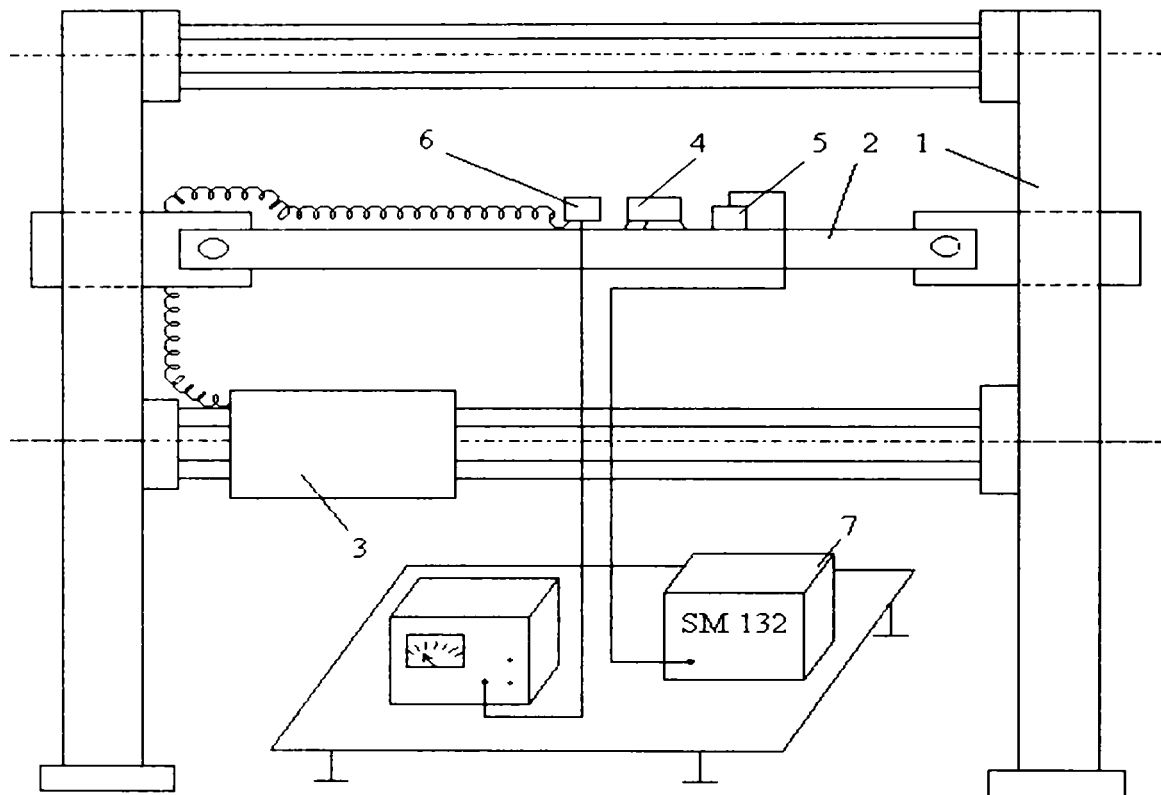


Fig.3.42. Schema montajului utilizat la încercările experimentale

Rezultatele obținute sunt prezentate în Tabelul 3.13.

S-a reprezentat grafic amplitudinea vibrațiilor secțiunii de la mijlocul barei funcție de frecvență în fig.3.43. Din această reprezentare se determină frecvența forței perturbatoare pentru care amplitudinea vibrațiilor barei este maximă și apoi pulsația proprie a barei:

$$p_1 = \omega_{rez} = 188,4 \text{ rad / s} \quad (3.244)$$

Din rezultatele teoretice, pulsația proprie fundamentală a barei este:

$$p_1 = 179,49 \text{ rad/s} \quad (3.245)$$

deci, rezultatele experimentale sunt apropiate de cele teoretice.

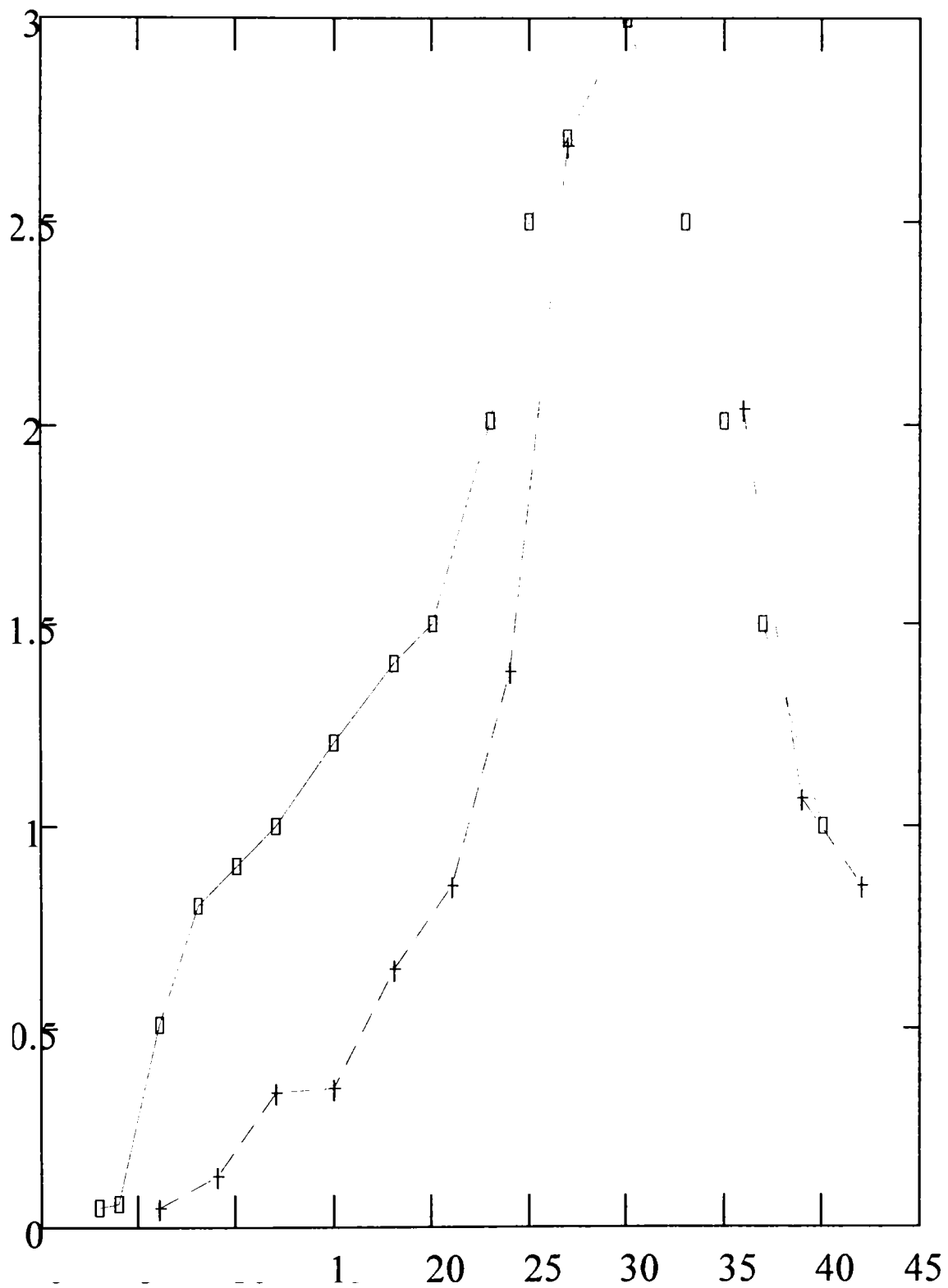


Fig.3.43. Caracteristica experimentală $A=A(\nu)$ a vibrațiilor de încovoiere

Tabelul 3.13

Nr.crt.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ν [Hz]	0,5	3	4	6	8	10	12	15	18
A[mm]	0,03	0,05	0,06	0,5	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4

Nr.crt.	10	11	12	13	14	15	16	17	18
ν [Hz]	20	23	25	27	30	33	35	37	40
A[mm]	1,5	2,0	2,5	2,7	3	2,5	2	1,5	1

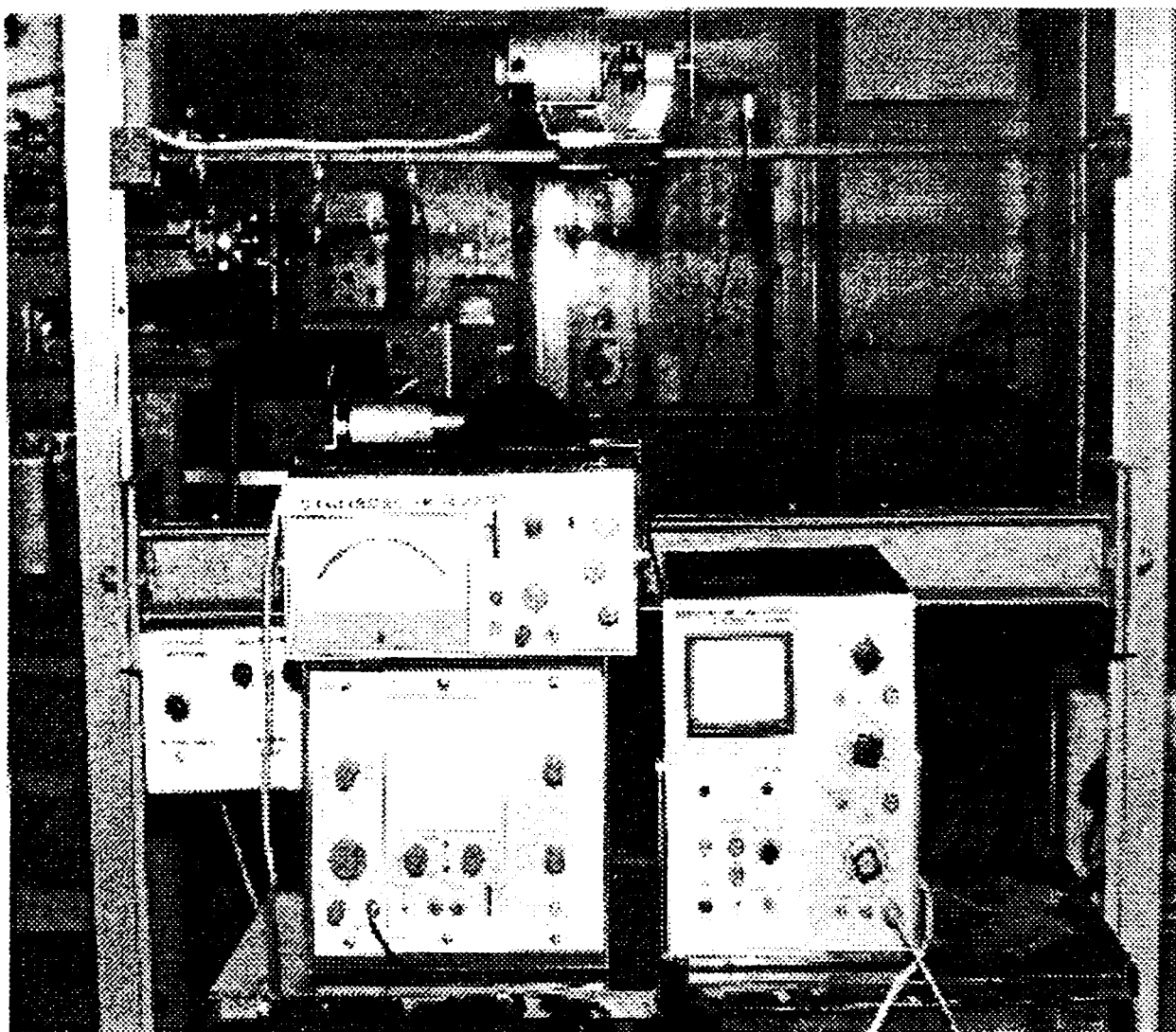


Fig.3.44. Instalația folosită la încercările experimentale

Capitolul 4

STUDIUL VIBRAȚIILOR MECANISMULUI DE LANSARE AL MAȘINILOR DE ȚESUT PRIN MODELARE COMPUTERIZATĂ

4.1. Vibrațiile mecanismelor de lansare ale mașinilor de țesut

4.1.1. *Vibrațiile la mașini de țesut*

Dintre mașinile textile, una din cele mai sensibile la solicitările vibratorii este mașina de țesut clasică. La nivel mondial, în ultima perioadă se remarcă tendința de înlocuire a mașinilor de țesut clasice (cu suveică) cu mașini de țesut neconvenționale datorită avantajelor prezentate de acestea din urmă: productivitate mare, dimensiuni reduse, zgomot redus, etc. Totuși, ponderea acestora din urmă în totalul mașinilor de țesut rămâne destul de mică ($\approx 20\%$).

În același timp există o preocupare permanentă de modernizare a mașinilor de țesut cu suveică ținând seama de faptul că și acestea sunt competitive în cazul anumitor tipuri de țesături.

O cerință deosebită care se impune în modernizarea acestor mașini o constituie reducerea zgomotelor și vibrațiilor, principalele surse de vibrații fiind [H.3], [B.18]:

1) - forța de inerție creată de mișcarea alternativă a vătalei. Această forță are o variație aproximativ sinusoidală, se manifestă după axa longitudinală a mașinii și are pulsația egală cu viteza unghiulară de rotație a arborelui principal. Amplitudinea acestei forțe este relativ mare, iar expresia ei reală, depinde de tipul de mecanism vătală utilizat, deci de tipul de mașină de țesut și, în final, de felul țesăturii obținute. Este principala forță care produce vibrații în mașina de țesut și, în principiu, nu se poate elimina, ținând seama de procesul tehnologic al țeserii. Se poate acționa asupra mecanismului vătală în sensul reducerii amplitudinii forței prin reducerea masei mecanismului vătală și în sensul modificării elementelor constructive pentru a nu se ajunge la rezonanță.

2) - forța de inerție ce acționează din partea suveicii asupra mecanismului de lansare. Această forță se poate determina cu mai mare exactitate astfel încât se pot studia efectele ei asupra mecanismului de lansare.

4.1.2. Funcționarea mecanismului de lansare

Mecanismele de lansare servesc la introducerea firelor de bătătură în rostul format de firele de urzeală, perpendicular pe firele de urzeală. Cerințele introducerii firelor de bătătură în rost sunt:

- a) Mecanismul de lansare trebuie să asigure o mișcare rectilinie a suveicii față de vătală. Pentru aceasta este necesară imprimarea unei viteze inițiale orientate în lungul patului vătalei printr-o ghidare corespunzătoare în casetă și prin acționarea picherului asupra suveicii, picherul trebuind să aibă o mișcare rectilinie paralelă cu patul vătalei. Mișcarea suveicii în timpul trecerii prin rost este dirijată de acțiunea spatei asupra ei, mișcarea acesteia efectuându-se în perioadele în care forța de inerție ce acționează asupra suveicii asigură apăsarea acesteia pe spată.
- b) Mecanismul de lansare trebuie să acționeze sincronizat cu celelalte mecanisme (vătală, mecanismul de formare a rostului, mecanismul de schimbare automată a casetelor sau canetelor, etc.). Acest fapt se realizează prin antrenarea mecanismului de lansare de arborele secundar al mașinii de țesut.
- c) Viteza maximă a suveicii trebuie să fie corespunzător aleasă astfel încât să se asigure trecerea suveicii prin rost și intrarea în caseta din partea opusă fără a exista riscul de oprire în rost sau intrarea parțială în casetă (viteza prea mică), sau să se producă șocul la oprirea în caseta opusă și revenirea suveicii în sensul opus mișcării (viteză prea mare).
- d) Legea de mișcare a suveicii în prima fază a lansării trebuie aleasă de așa natură încât suveica să aibă o mișcare lină, fără șocuri.
- e) Frânarea suveicii în caseta opusă trebuie să aibă intensitatea corespunzătoare pentru a asigura oprirea suveicii în poziția cerută de lansarea următoare. În timpul staționării în casetă, suveica trebuie să ocupe o poziție precisă și fixă.
- f) Mecanismul de lansare trebuie să aibă în componența sa elemente de dimensiuni variabile, prin modificarea cărora să se facă reglarea mecanismului.
- g) Mecanismul de lansare trebuie să aibă în componența sa elemente suficient de elastice pentru a înmagazina o anumită energie de deformare.
- h) Mecanismul de lansare trebuie să fie robust, să asigure funcționarea corectă un timp îndelungat, să nu prezinte pericol pentru cel ce deservește mașina și pentru personalul auxiliar din secție.

Mecanismele de lansare se clasifică în:

- a) - mecanisme cu lansare de sus - nu se mai folosesc astăzi
- b) - mecanisme cu lansare de jos - se folosesc doar în cazul mașinilor de țesut pentru postav, (mai vechi)
- c) - mecanismul cu lansare de mijloc

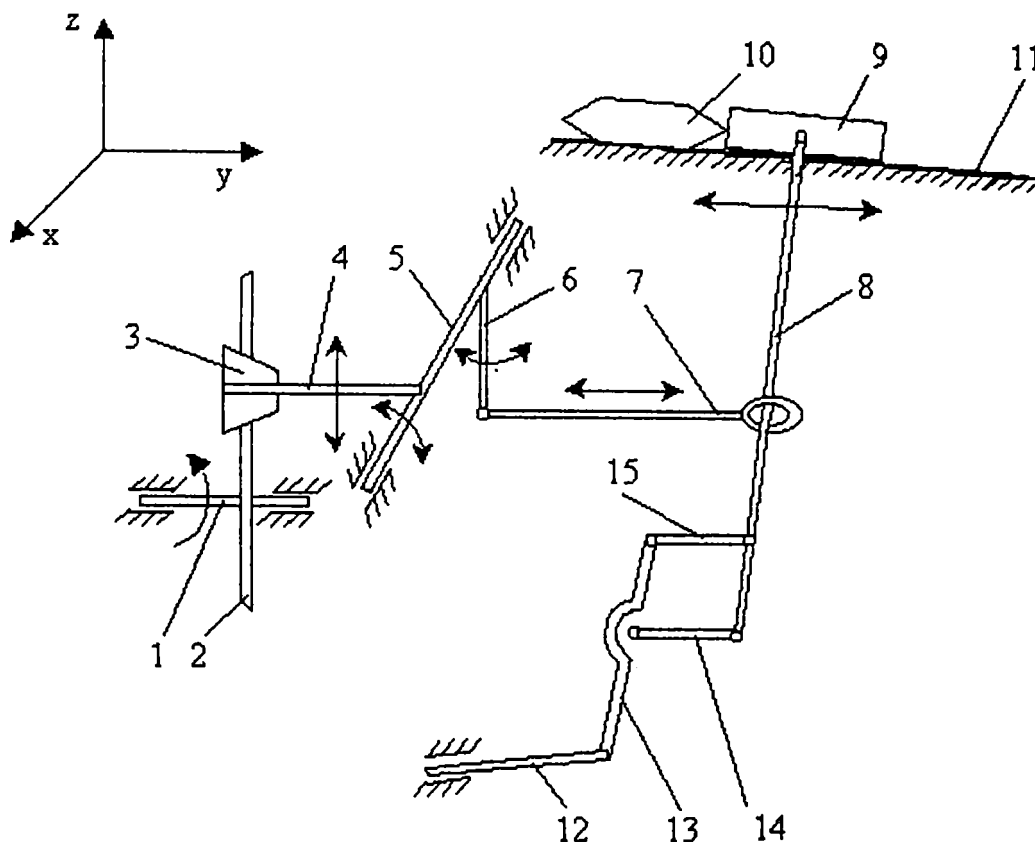


Fig.4.1. Schema de principiu a mecanismului de lansare de mijloc cu patru later articulat

Cele mai des întâlnite sunt mecanismele cu lansare de mijloc, cu patru later articulat (fig.4.1).

Mișcarea este transmisă de la arborele secundar 1 al mașinii de țesut la brațul de lansare 8, prin intermediul următoarelor elemente: cama 2, rola 3, fusul rolei 4, arborele transversal 5, balansierul 6, brida 7.

De la brațul de lansare 8, prin intermediul picherului 9 mișcarea se transmite suveicii 10, lansată pe patul vătălei 11. Brațul de lansare se reazemă pe arborele oscilant 12 al vătălei prin intermediul barelor 13, 14, 15 astfel dimensionate încât brațul de lansare să execute o mișcare plan-paralelă, iar picherul să facă mișcare de translație în timpul lansării suveicii.

4.1.3. Calculul forțelor ce acționează asupra elementelor mecanismului de lansare

În timpul lansării suveicii, asupra acesteia se acționează cu o forță necesară deplasării ei în rost, asupra brațului de lansare, în dreptul picherului acționând o forță egală și de sens contrar $U = U(t)$ (fig.4.2).

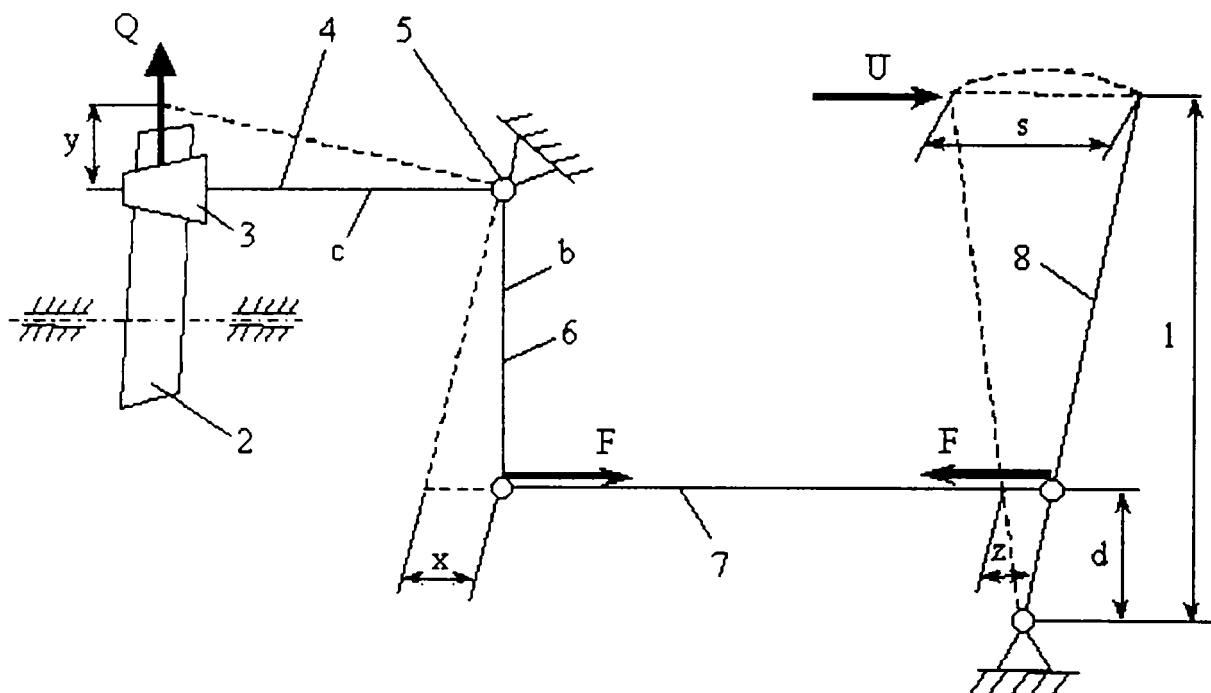


Fig.4.2. Forțele care acționează asupra mecanismului de lansare

Forța $U(t)$ se determină aplicând legea lui Newton asupra suveicii, în timpul lansării:

$$ma = U(t) - F_f \quad (4.1)$$

unde:

m - masa suveicii [m];

a - accelerația suveicii în timpul lansării [m/s^2];

F_f - forța de frecare între suveică, patul vătălei și casetă [N].

Rezultă, dacă se cunoaște accelerația suveicii, forța U :

$$U(t) = ma + F_f \quad (4.2)$$

Ținând seama de notațiile din fig.4.2, asupra elementelor mecanismului de lansare acționează:

a) - asupra brațului de lansare 8 forțele:

$$\begin{cases} U(t) = ma + F_f \\ F(t) = \frac{\ell}{d}U(t) = \frac{\ell}{d}(ma + F_f) \end{cases} \quad (4.3)$$

b) - asupra bridei 7 acționează forța $F(t)$ solicitând-o la întindere

c) - asupra balansierului 6 acționează forța $F(t)$ solicitându-l la încovoiere

d) - asupra arborelui transversal 5 acționează cuplul de torsiune:

$$M(t) = F(t) \cdot b = \frac{b \cdot \ell}{d}(m \cdot a + F_f) \quad (4.4)$$

e) - asupra fusului rolei 4 acționează forța:

$$Q(t) = \frac{M(t)}{c} = \frac{b}{c} \cdot \frac{\ell}{d}(m \cdot a + F_f) \quad (4.5)$$

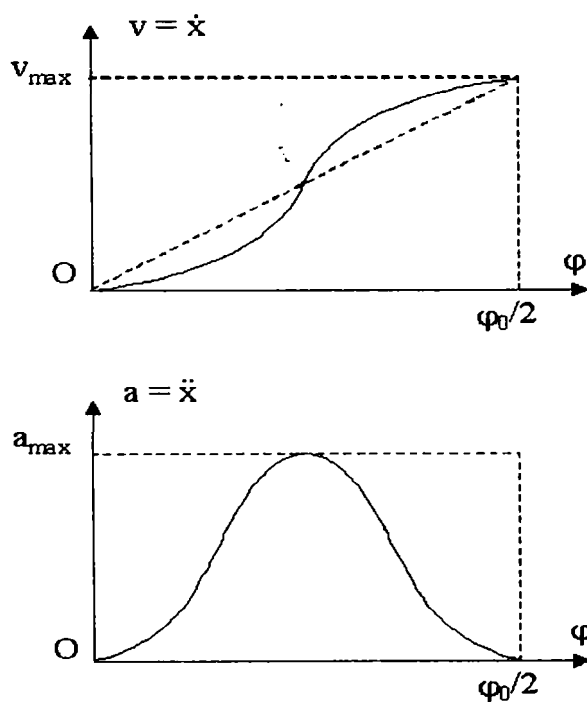


Fig.4.3. Legea de variație a vitezei și accelerației suveicii în timpul lansării

După cum se constată din relațiile de mai sus, forțele și momentul de torsiune ce acționează asupra elementelor mecanismului de lansare conțin o parte constantă în timpul lansării suveicii (F_f) și o parte variabilă ($m \cdot a$) determinată de accelerația suveicii în momentul lansării.

Pentru o bună realizare a procesului de introducere a firului de bătătură în rost, trebuie ca viteza suveicii în timpul lansării să crească continuu de la zero la valoarea maximă v_{max} , la începutul și

afârșitul lansării accelerația fiind practic nulă, astfel încât să se anuleze șocurile. Ținând seama de aceste considerații, pe baza rezultatelor obținute în practică și prezentate în literatura de specialitate [R.8], se alege forma de variație a vitezei suveicii în momentul lansării și prin derivare grafică sau numerică se obține legea de variație a accelerației suveicii (fig.4.3), φ_o fiind unghiul de rotație al arborelui principal corespunzător timpului de lansare al suveicii.

Se constată că, în intervalul de timp foarte mic al lansării, dat de unghiul de rotație φ_o al arborelui principal, accelerația suveicii se poate considera că variază aproximativ sinusoidal, deci periodic, la două rotații ale arborelui principal având loc o singură lansare de pe aceeași parte a mașinii de țesut (de la același mecanism de lansare, știind că mașinile de țesut au câte un mecanism de lansare pe fiecare parte laterală, (mecanisme care funcționează în mod alternativ).

Se poate considera deci că forța perturbatoare $U(t)$ este formată din două părți:

$$U(t) = U_1(t) + U_2(t) \quad (4.6)$$

unde:

$$U_1(t) = \begin{cases} F_f, & \text{pentru } 0 \leq \varphi = \omega_o t \leq \varphi_o \\ 0, & \text{pentru } \varphi_o < \varphi = \omega_o t < 4\pi \end{cases} \quad (4.7)$$

$$U_2(t) = \begin{cases} U_2(t) = U_{2max} \sin \omega_o t, & \text{pentru } 0 \leq \varphi = \omega_o t \leq \varphi_o \\ 0, & \text{pentru } \varphi_o < \omega_o t = \varphi < 4\pi \end{cases} \quad (4.8)$$

φ_o - unghiul de rotație al arborelui principal în timpul lansării suveicii [rad];

ω_o - viteza unghiulară de rotație a arborelui [rad/s]

Reprezentarea grafică a acestor forțe este arătată în fig.4.4.

Se observă că ambele forțe sunt periodice, cu perioada T egală cu timpul în care arborele principal al mașinii de țesut se rotește cu unghiul 4π radiani.

Rezultă

$$T = \frac{4\pi}{\omega_o} \quad (4.9)$$

unde:

$$\omega_o = \frac{2\pi n_o}{60} = \frac{\pi n_o}{30} \quad (4.10)$$

este viteza unghiulară de rotație a arborelui principal, iar n_o este turația acestuia.

Pulsăția forțelor perturbatoare va fi:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{4\pi} \omega_o = \frac{\omega_o}{2} = \frac{\pi n_o}{60} \quad (4.11)$$

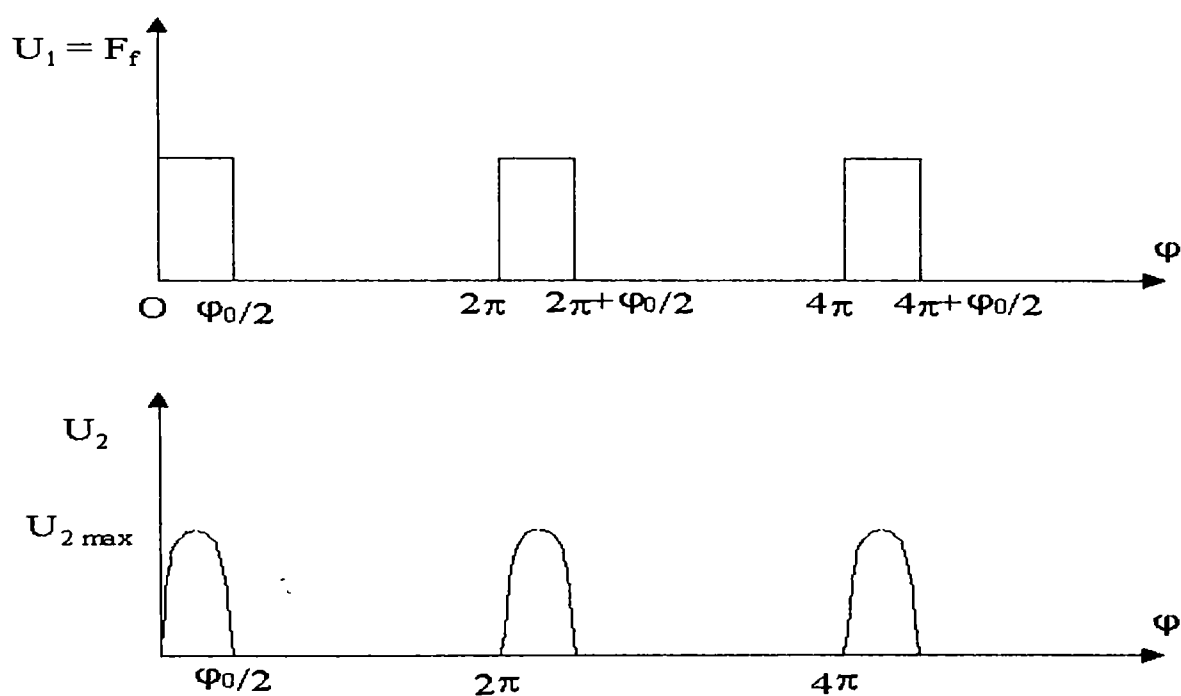


Fig.4.4. Reprezentarea grafică a variației forțelor perturbatoare $U_1(t)$ și $U_2(t)$

Forțele perturbatoare fiind periodice, se pot dezvolta în serie Fourier [S..5], aplicând relațiile cunoscute pentru o forță periodică $f(t)$:

$$f(t) = \frac{a_o}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t) \quad (4.12)$$

unde:

$$\begin{cases} a_o = \frac{2}{T} \int_0^T f(\tau) d\tau \\ a_i = \frac{2}{T} \int_0^T f(\tau) \cos i\omega\tau \cdot d\tau \\ b_i = \frac{2}{T} \int_0^T f(\tau) \sin i\omega\tau \cdot d\tau \end{cases} \quad (4.13)$$

În cazul concret al forței perturbatoare $U(t)$ se calculează acești coeficienți pentru fiecare componentă în parte [L.13], [L.14], [S.16], [Ș.1].

4.1.3.1. Calculul coeficienților forței $U_1(t)$

Rezultă:

$$a'_o = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_o}{\omega}} F_f \cdot d\tau = \frac{F_f \cdot \varphi_o}{\pi} \quad (4.14)$$

$$a'_i = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_o}{\omega}} F_f \cos i\omega\tau \cdot d\tau = \frac{F_f}{\pi \cdot i} \sin i\varphi_o \quad (4.15)$$

$$b'_i = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_o}{\omega}} F_f \cdot \sin i\omega\tau \cdot d\tau = \frac{F_f}{\pi \cdot i} (1 - \cos i\varphi_o) \quad (4.16)$$

Expresia generală a forței $U_1(t)$ are expresia:

$$U_1(t) = \frac{a'_o}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} U_{1i} \cdot \sin(i\omega t + \Psi_i) \quad (4.17)$$

unde:

$$U_{li} = \sqrt{a_i'^2 + b_i'^2} = \frac{2F_f}{\pi \cdot i} \cdot \sin \frac{i\varphi_o}{2} \quad (4.18)$$

este amplitudinea armonicii de ordinul i , iar Ψ_i este unghiul de defazaj corespunzător dat de relația

$$\operatorname{tg} \Psi_i = \frac{a_o'}{b_i'} = \operatorname{ctg} \frac{i\varphi_o}{2} \quad (4.19)$$

deci:

$$\Psi_i = \frac{\pi}{2} - \frac{i\varphi_o}{2} \quad (4.20)$$

Rezultă forța perturbatoare $U_1(t)$ de forma:

$$U_1(t) = \frac{F_f \cdot \varphi_o}{2\pi} + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2F_f}{\pi \cdot i} \cdot \sin \frac{i\varphi_o}{2} \cdot \sin \left(i\omega t - \frac{i\varphi_o}{2} + \frac{\pi}{2} \right) \quad (4.21)$$

4.1.3.2. Calculul coeficienților forței $U_2(t)$

Coeficienții seriei Fourier pentru această forță sunt:

$$a_o'' = \frac{2}{T} \int_0^{\varphi_o} U_{2max} \cdot \sin \omega \tau \cdot d\tau = \frac{U_{2max}}{\pi} (1 - \cos \varphi_o) \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} a_i'' &= \frac{2}{T} \int_0^{\varphi_o} U_{2max} \cdot \sin \omega \tau \cdot \cos i\omega \tau \cdot d\tau = \\ &= \frac{\omega U_{2max}}{2\pi} \int_0^{\varphi_o} [\sin(i+1)\omega \cdot \tau - \sin(i-1)\omega \cdot \tau] d\tau \end{aligned} \quad (4.23)$$

Pentru $i=1$ se obține coeficientul a_1 :

$$a_1'' = \frac{U_{2max}}{4\pi} (1 - \cos 2\varphi_o) \quad (4.24)$$

iar pentru $i \neq 1$, rezultă

$$a_i'' = \frac{U_{2max}}{2\pi} \left[\frac{\cos(i-1) \cdot \varphi_o}{i-1} - \frac{\cos(i+1) \cdot \varphi_o}{i+1} - \frac{2}{i^2 - 1} \right] \quad (4.25)$$

Coeficienții b_1'' sunt dați de relația:

$$\begin{aligned} b_i'' &= \frac{2}{T} \int_0^{\varphi_o} U_{2max} \cdot \sin \omega \tau \cdot \sin i \omega \tau \cdot d\tau = \\ &= \frac{\omega \cdot U_{2max}}{2\pi} \int_0^{\varphi_o} [\cos(i-1)\omega\tau - \cos(i+1)\omega\tau] \cdot d\tau \end{aligned} \quad (4.26)$$

Pentru $i=1$ se obține:

$$b_1'' = \frac{U_{2max}}{4\pi} (2\varphi_o - \sin 2\varphi_o) \quad (4.27)$$

iar pentru $i \neq 1$, rezultă:

$$b_i'' = \frac{U_{2max}}{2\pi} \left[\frac{\sin(i-1) \cdot \varphi_o}{i-1} - \frac{\sin(i+1) \cdot \varphi_o}{i+1} \right] \quad (4.28)$$

4.1.3.3. Determinarea expresiei forței $U(t)$

Ținând seama de faptul că ambele forțe perturbatoare $U_1(t)$ și $U_2(t)$ au aceeași perioadă, deci și aceeași pulsație, coeficienții seriei Fourier pentru forța rezultantă sunt dați de relațiile:

$$\begin{aligned} a_o &= a_o' + a_o''; \quad a_1 = a_1' + a_1''; \quad a_i = a_i' + a_i'' \\ b_1 &= b_1' + b_1''; \quad b_i = b_i' + b_i''; \quad (i = 2, 3, \dots) \end{aligned} \quad (4.29)$$

iar forța perturbatoare poate fi scrisă sub forma:

$$U(t) = A_o + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \sin(i\omega t + \Psi_i) \quad (4.30)$$

unde:

$$A_o = \frac{a_o}{2}$$

$$A_i = \sqrt{a_i^2 + b_i^2} \quad (4.31)$$

$$\Psi_i = \operatorname{arctg} \frac{a_i}{b_i}$$

S-a calculat, în mod efectiv, forța perturbatoare ce acționează asupra brațului de lansare pentru o mașină de țesut pentru care se cunosc următoarele date caracteristice:

$$m = 0,4 \text{ Kg}; n_o = 200 \text{ rot/min}; F_f = 30 \text{ N};$$

$$\varphi_o = \pi/6 \text{ rad}; a_{\max} = 800 \text{ m/s}^2$$

obținându-se următoarea expresie a forței $U(t)$ considerând primele 5 armonice [L.14].

$$U(t) = 9,38 + 18,39 \sin(10,5t + 69^\circ 18') + 17,92 \sin(21t + 52^\circ 27') + \quad (4.32)$$

$$+ 17,19 \sin(31,5t + 33^\circ 05') + 16,004 \sin(42t + 14^\circ 48') + 14,623 \sin(52,5t - 4^\circ 35')$$

Se constată că armonicile care formează forța perturbatoare au amplitudini relativ mici și descrescătoare pe măsură ce pulsațiile lor cresc fiind multipli ai valorii $\omega = 10,5 \text{ rad/s}$.

4.1.4. Studiul vibrațiilor mecanismului de lansare

S-au efectuat studii privind vibrațiile arborelui transversal și al brațului de lansare. Pentru ambele elemente, se poate considera că sunt încastrate la un capăt și libere la celălalt, din cauza timpului foarte scurt al lansării.

În cazul vibrațiilor de torsiune ale arborelui transversal, pulsațiile proprii se determină cu relația următoare [B.25]:

$$p_n = \frac{(2n-1)\pi}{2L} \cdot \sqrt{\frac{GI_p}{J}}, \quad n = 1, 2, \dots \quad (4.33)$$

unde:

L - lungimea arborelui transversal [m];

I_p - moment de inerție geometric polar [m⁴];

G - modul de elasticitate transversal [N/m²];

J - moment de inerție masiv polar [Kg·m²].

Ținând seama de dimensiunile arborelui transversal s-au obținut valorile [L.18], [L.21], [S.16], [Ș.1]:

$$\begin{aligned} p_1 &= 13,312 \cdot 10^3 \text{ (rad/s)}; & p_2 &= 39,936 \cdot 10^3 \text{ (rad/s)}; & p_3 &= 66,56 \cdot 10^3 \text{ (rad/s)}; \\ p_4 &= 93,184 \cdot 10^3 \text{ (rad/s)}; & p_5 &= 119,808 \cdot 10^3 \text{ (rad/s)} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Pentru vibrațiile de torsiune forțate ale arborelui transversal, se constată că momentul perturbator acționează în secțiunea de capăt a acestuia. Constantele ce determină amplitudinea vibrațiilor forțate sunt date de relația [S.35], [B.25]:

$$C_n = \frac{4M_o}{(2n-1) \cdot \pi \cdot J (p_n^2 - \omega^2)} \quad (4.35)$$

unde:

M_o - amplitudinea cuplului de torsiune ce acționează asupra arborelui transversal și care se calculează cu relația (4.4) [N·m];

J - momentul de inerție masiv al arborelui transversal [Kg·m²];

p_n - pulsația proprie [rad/s];

ω - pulsația forței perturbatoare, deci și a cuplului perturbator ce acționează asupra arborelui transversal [rad/s].

Ținând seama de expresia forței perturbatoare $U(t)$ (4.32), de dimensiunile elementelor componente ale mecanismului de lansare, pentru constantele C_n se

obțin valori foarte mici, de ordinul 10^{-4} , deci și amplitudinile vibrațiilor forțate sunt foarte mici.

În cazul brațului de lansare, considerându-l încastrat la partea inferioară, pulsațiile proprii se determină cu relația [B.22]:

$$p_n = \alpha_n^2 \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}} = \frac{\beta_n^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}} \quad (4.36)$$

unde:

E - modulul de elasticitate longitudinal $[\text{N}/\text{m}^2]$;

I_z - moment de inerție geometric axial $[\text{m}^4]$;

A - aria secțiunii transversale $[\text{m}^2]$;

ρ - densitatea materialului $[\text{Kg}\cdot\text{m}^3]$;

α_n - mărime ce verifică ecuația

$$ch\alpha_n \cdot l \cdot \cos\alpha_n \cdot l + 1 = 0 \quad (4.37)$$

Pentru $\beta_n = \alpha_n \cdot l$, ținând seama de faptul că brațul de lansare se consideră încastrat la un capăt și liber la celălalt, se obțin valorile [B.22].

$$\beta_1 = 1,8751 ; \quad \beta_2 = 4,6941 ; \quad \beta_3 = [(2n-1)/2] \cdot \pi \quad (n > 2)$$

Ținând seama de dimensiunile brațului de lansare și de materialul din care este confecționat, s-au obținut următoarele valori pentru primele 5 pulsații proprii:

$$p_1 = 390,2345 \text{ (rad/s)}; \quad p_2 = 2445,5770 \text{ (rad/s)}; \quad p_3 = 6840,31 \text{ (rad/s)}; \quad (4.38)$$

$$p_4 = 13418,7675 \text{ (rad/s)}; \quad p_5 = 22182,0443 \text{ (rad/s)}$$

De asemenea și în cazul vibrațiilor forțate de încovoiere ale brațului de lansare, amplitudinile sunt mici.

Pentru primele 4 funcții proprii s-au obținut expresiile [L.21]

$$\begin{cases} Y_1(x) = ch2,435x - \cos 2,435x - 7,6 \cdot 10^{-0,1} (sh2,435x - \sin 2,435x) \\ Y_2(x) = 1,3 \cdot 10 (ch6,096x - \cos 6,096x) - 1,4 \cdot 10^{-0,1} (sh6,096x - \sin 6,096x) \\ Y_3(x) = 3,2 \cdot 10^2 (ch10,2x - \cos 10,2x) - 3,2 \cdot 10^2 (sh10,2x - \sin 10,2x) \\ Y_4(x) = 7,5 \cdot 10^3 (ch14,28x - \cos 14,28x) - 7,5 \cdot 10^3 (sh14,28x - \sin 14,28x) \end{cases} \quad (4.39)$$

iar constantele ce determină amplitudinea vibrațiilor forțate au valorile:

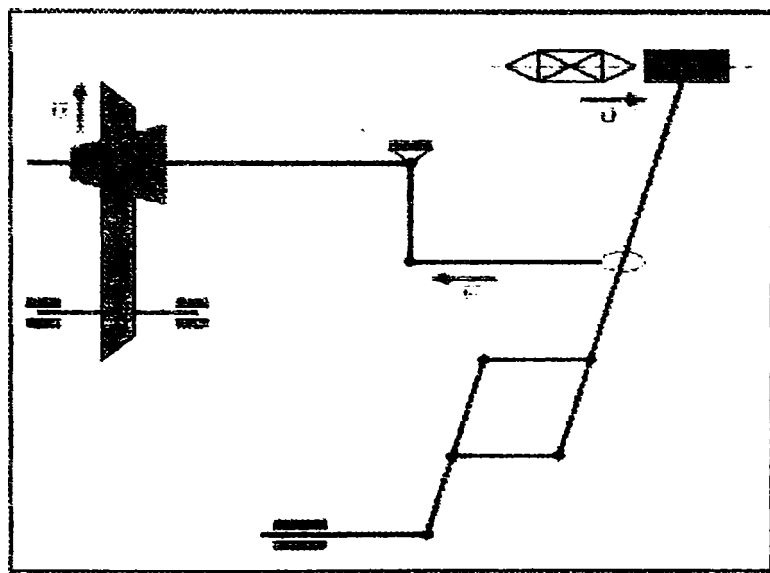
$$C_1 = -2,8 \cdot 10^{-5}; \quad C_2 = -2,6 \cdot 10^{-10}; \quad C_3 = -3,6 \cdot 10^{-14}; \quad C_4 = -1,3 \cdot 10^{-17} \quad (4.40)$$

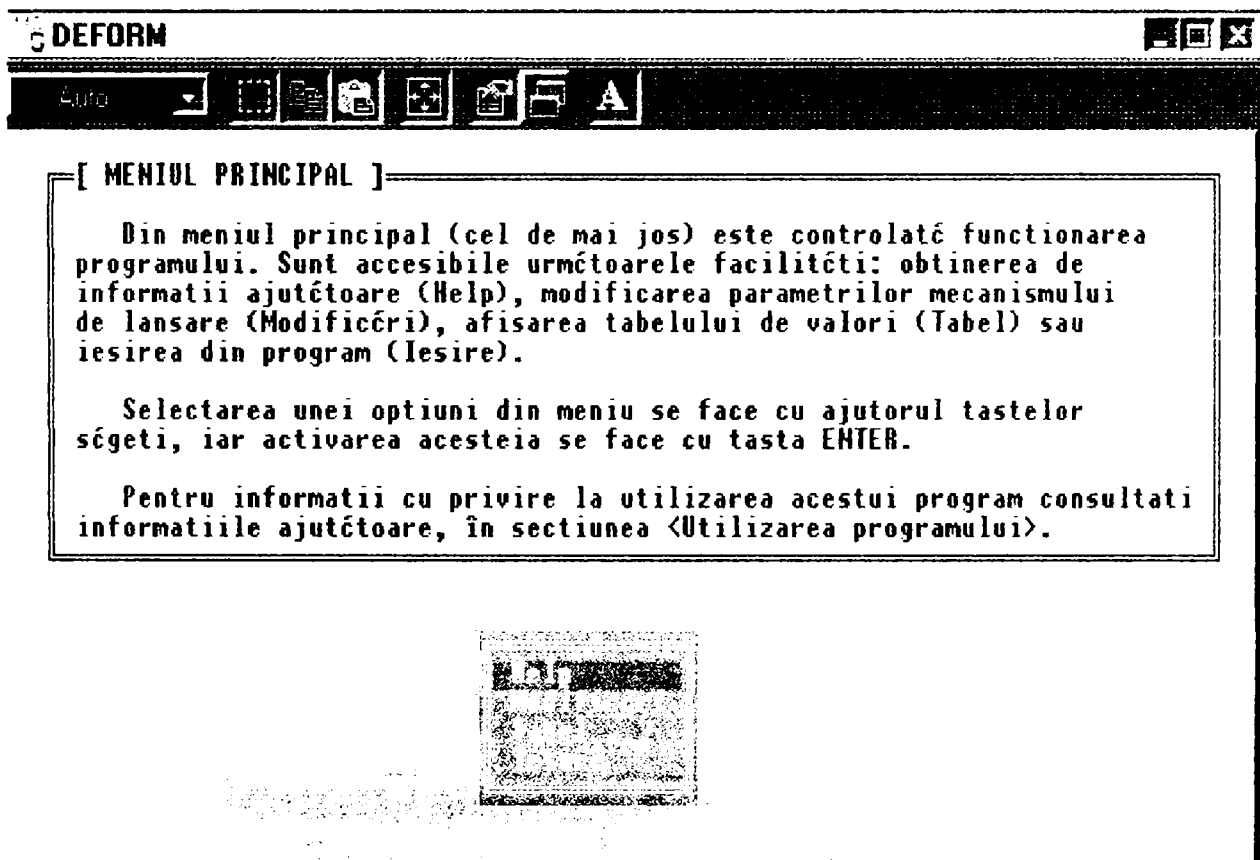
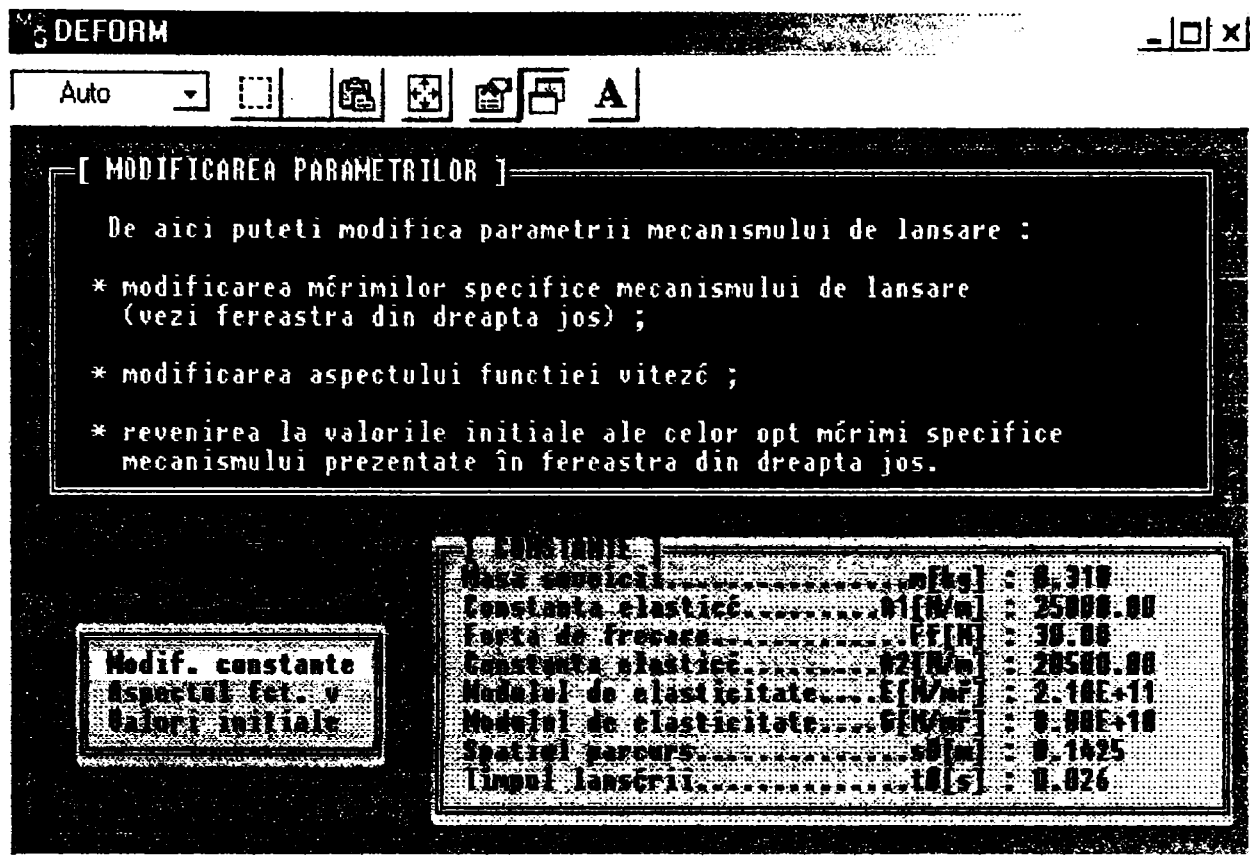
Se constată că atât vibrațiile de torsiune, cât și cele de încovoiere au amplitudini mici, nu se ajunge la rezonanță, dar, suprapuse peste celelalte vibrații ale mecanismelor mașinii de țesut influențează funcționarea acestora.

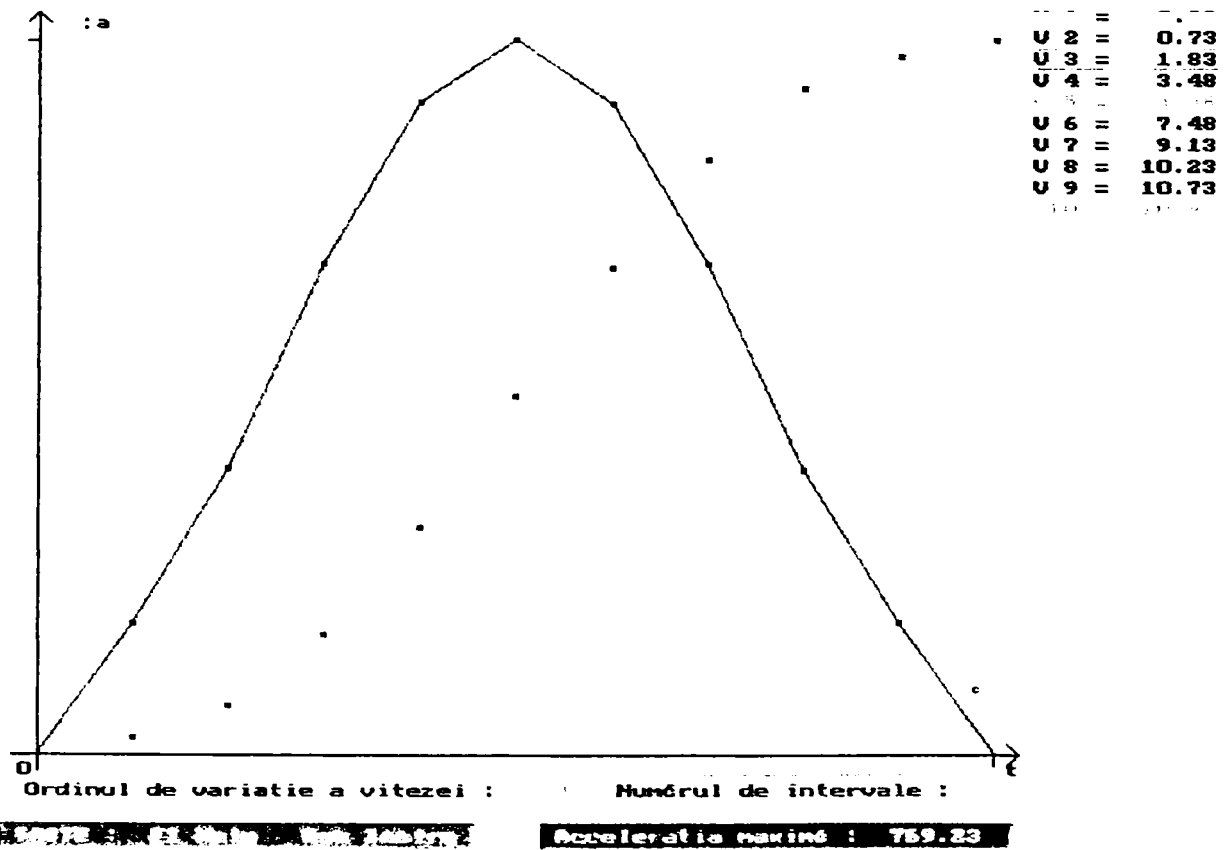
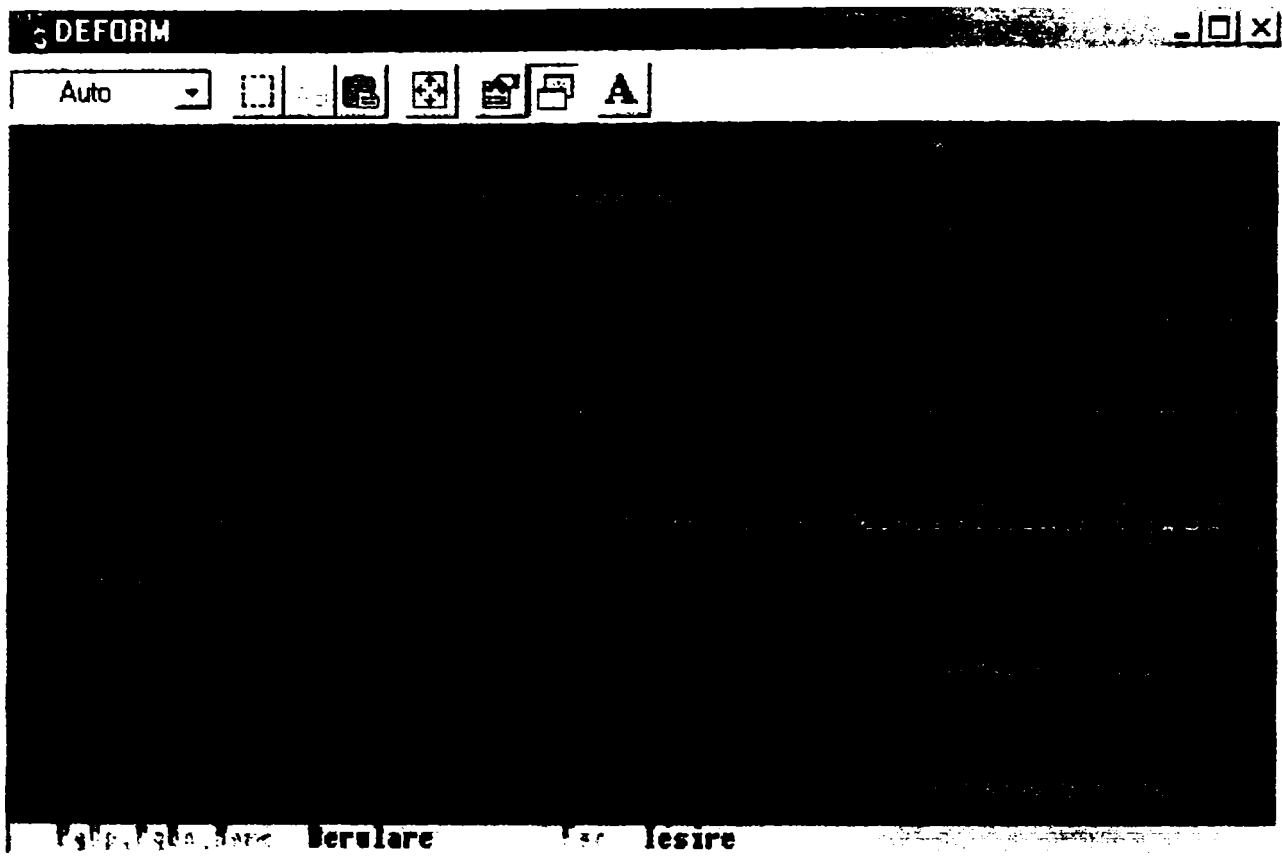
4.2. Studiul vibrațiilor prin modelare computerizată

În cazul mașinilor de țesut este foarte dificil să se efectueze măsurători ale vibrațiilor în timpul funcționării acestora. De asemenea nu se pot realiza cu ușurință standuri cu ajutorul cărora să se efectueze încercări la vibrații în așa fel încât să se reproducă cu exactitate condițiile din exploatare. La nivel mondial, pentru mașinile de țesut se efectuează măsurători ale nivelului zgomotelor, pentru diferite condiții de funcționare (mers în gol al mașinii cu funcționarea doar a arborelui principal, funcționarea arborilor + mecanismul vătălă, arbori + mecanism vătălă + mecanism de formare a rostului, funcționarea normală a mașinii cu efectuarea țeserii), dar nu se efectuează măsurători de vibrații sau încercări la vibrații.

Din această cauză s-a pus problema modelării computerizate a mecanismului de lansare al mașinii de țesut clasice, astfel încât să se poată vizualiza mișcarea acestora și să se poată studia vibrațiile care apar. Se pot determina și deformațiile elastice care apar în timpul funcționării mecanismului. Se pot modifica dimensiunile constructive astfel încât să se aleagă soluția optimă pentru funcționare [15.***].







Principalele funcții utilizate în program pentru studiul deformațiilor sunt:

```
// FUNCTIILE PROGRAMULUI //
```

```

/*-----*/
/*  HELP  */
/*-----*/

void inithelp(void) {
// Numararea paginilor fisierelor de help
register int i ;
int k, l, p ;
FILE *f ;

for (i=0; i<3; i++) {
pgnum[i]=0 ;
if ((f=fopen(ume[i],"r"))!=NULL) {
pgpoz[i][0] = 0L ;
l=0, p=1 ;
do
if ((k=fgetc(f))=='\n')
if ((++l)==23) {
l = 0 ;
fgetpos (f,&pgpoz[i][p++]) ;
}
while (k!=EOF) ;
pgnum[i]=p-1 ;
fclose(f) ;
}
}
}

void showpg(int nf, int pg) {
// Afiseaza o pagina de help
register int i ;
char linie[83] ;
FILE *f ;

f=fopen(ume[nf],"r") ;
fsetpos(f,&pgpoz[nf][pg]) ;
textattr(16*LIGHTGRAY) ;
gotoxy(66,1) ;
printf("pagina : %2d",pg+1) ;
window(1,2,80,24) ;
textattr(16*RED + YELLOW) ;
clrscr() ;
window(1,1,80,25) ;
for (i=2; i<25; i++) {
fgets(linie,83,f) ;
gotoxy (1,i) ;
cputs(linie) ;
if (feof(f)) break ;
}
fclose(f) ;
}

void showhelp(int i) {

```

```

// Afiseaza un fisier de help
int k=1, pg=0 ;

if (!pgnum[i]) {
    win(28,14,24,5,16*BLUE + WHITE) ;
    gotoxy(30,15) ;
    cputs("Nu am gfsit fisierul") ;
    gotoxy(34,16) ;
    cputs(ume[i]) ;
    gotoxy(31,17) ;
    cputs("Apast o tast...") ;
    k = getch() ;
    if (!k) getch() ;
    return ;
}
textattr(16*LIGHTGRAY) ;
clrscr() ;
cputs(" * ") ;
cputs(desc[i]) ;
gotoxy(4,25) ;
cputs("PgUp, PgDn, Home  Derulare          Esc  Iesire") ;
textcolor(GREEN) ;
gotoxy(4,25) ;
cputs("PgUp, PgDn, Home") ;
gotoxy(36,25) ;
cputs("Esc") ;
do {
    if (k==1) showpg(i,pg) ;
    k = getch() ;
    switch (k) {
        case 0 : k = getch() ;
                switch (k) {
                    case 71 : if (pg) pg=0, k=1 ;
                               break ;
                    case 73 : if (pg) pg--, k=1 ;
                               break ;
                    case 81 : if (pg<pgnum[i]) pg++, k=1 ;
                               break ;
                    default : k = 2 ;
                }
                break ;
        case 27 : k = 0 ;
                break ;
        default : k = 2 ;
    }
} while(k) ;
}

void help(void) {
// Selectarea unuia din subiectele de 'Help'
int men=1 ;

win(27, 7, 26, 6, MenuOFF) ;
cputs("[ HELP ]") ;
gotoxy(29,8) ;
cputs(desc[0]) ;
gotoxy(29,9) ;
cputs(desc[1]) ;

```

```

gotoxy(29,10) ;
cputs(desc[2]) ;
gotoxy(29,11) ;
cputs("Schema mecanismului") ;

menu(27, 7, 24, 4, &men) ;
if (men)
    if (men==4) help_fig() ;
    else showhelp(men-1) ;
}

/* MODIFICARI */

void showconst(void) {
// Afiseaza valorile constantelor intr-o fereastră meniu
register int i ;

win(28, 15, 52, 10, MenuOFF) ;
cputs("[ CONSTANTE ]") ;
gotoxy(30,16) ;
cputs("Masa suveicii.....m[kg] :") ;
gotoxy(30,17) ;
cputs("Constanta elasticit.....A1[N/m] :") ;
gotoxy(30,18) ;
cputs("Forta de frecare.....Ff[N] :") ;
gotoxy(30,19) ;
cputs("Constanta elasticit.....A2[N/m] :") ;
gotoxy(30,20) ;
cputs("Modulul de elasticitate....E[N/mý] :") ;
gotoxy(30,21) ;
cputs("Modulul de elasticitate....G[N/mý] :") ;
gotoxy(30,22) ;
cputs("Spatiul parcurs.....s0[m] :") ;
gotoxy(30,23) ;
cputs("Timpul lanstriei.....t0[s] :") ;
for (i=0; i<8; i++) {
    gotoxy(67,i+16) ;
    cprintf(form[i],*param[i]) ;
}
}

void modi_const(void) {
// Modificarea valorilor constantelor in meniu
int men,i,k ;
char num[12] ;
double s ;

for(men=1;;men++) {
    menu(28,15,38,8,&men) ;
    if (!(men--)) {
        calc_v() ;
        return ;
    }
    sprintf (num,form[men],*param[men]) ;
    textattr (YELLOW) ;
    attrline(66,15+men,11,YELLOW) ;
    i=strlen(num) ;
}
}

```



```

gotoxy (67+i,16+men) ;
_setcursortype(_NORMALCURSOR) ;
do {
    k = getch() ;
    if (!k) getch() ;
    switch (k) {
    case '\b' : if (i) {
                cputs ("\b\b") ;
                num[--i] = '\0' ;
            }
            break ;
    case '\r' : if (!i) {
                putchar('\a') ;
                k = 0 ;
            }
            break ;
    default : if (isprint(k) && i<11) {
                putch (k) ;
                num[i++] = k ;
                num[i] = '\0' ;
            }
    }
} while (k!='\r') ;
_setcursortype(_NOCURSOR) ;
if ((sscanf(num,"%lf",&s)==1) && (s>0.0)) *param[men]=s ;
showconst() ;
}
}

void modi_scr(void) {
// Afisarea meniurilor pe ecran

win(3, 2, 76, 12, 16*BLUE + YELLOW) ;
cputs("[ MODIFICAREA PARAMETRILOR ]") ;
gotoxy(7,4) ;
cputs("De aici puteti modifica parametrii mecanismului de lansare :") ;
gotoxy(6,6) ;
cputs("* modificarea mtrimilor specifice mecanismului de lansare") ;
gotoxy(8,7) ;
cputs("(vezi fereastra din dreapta jos) ;") ;
gotoxy(6,9) ;
cputs("* modificarea aspectului functiei vitezei ;") ;
gotoxy(6,11) ;
cputs("* revenirea la valorile initiale ale celor opt mtrimi specifice")
;
gotoxy(8,12) ;
cputs("mecanismului prezentate în fereastra din dreapta jos.") ;
showconst() ;
win(5, 18, 20, 5, MenuOFF) ;
gotoxy(7,19) ;
cputs("Modif. constante") ;
gotoxy(7,20) ;
cputs("Aspectul fct. v") ;
gotoxy(7,21) ;
cputs("Valori initiale") ;
}

```

```

/* Modificarea functiei 'v' */

void func_help(void) {
// Afisarea tastelor folosite
  buton(30, 30, 400, 160, GREEN, LIGHTGREEN, RED) ;
  setcolor(BLACK) ;
  outtextxy(40, 40, "T A S T E :") ;
  outtextxy(40, 60, "sus, jos = selectarea vitezei dorite") ;
  outtextxy(40, 70, " + , - = modificarea vitezei") ;
  outtextxy(40, 80, " * , / = modificarea ord. de variatie") ;
  outtextxy(40, 90, " [ , ] = modificarea nr. de intervale") ;
  outtextxy(40,100, "Backsp. = simetrizarea aspectului fct.") ;
  outtextxy(40,110, " Esc = iesire") ;
  outtextxy(50,140, "APASA O TASTA...") ;
  if(!getch()) getch() ;
}

void out_v(int k) {
// Afiseaza in partea dreapta valoarea vitezei Vk
  char s[13] ;
  int y ;

  setfillstyle(SOLID_FILL, BLACK) ;
  y = 12*k - 10 ;
  sprintf(s, "V%2d = %6.2lf", k, v[k]) ;
  bar(540, y, 637, y+7) ;
  outtextxy(540, y, s) ;
}

void out_allv(void) {
// Afiseaza toate vitezele in partea dreapta a ecranului
  register int k ;

  setcolor(WHITE) ;
  for(k=1; k<2*n; k++)
    if(k!=n) out_v(k) ;
  setcolor(GREEN) ;
  out_v(n) ;
  out_v(2*n) ;
}

void out_amax(void) {
// Afiseaza in partea de jos a ecranului valoarea maxima a acceleratiei
  char s[8] ;

  sprintf(s, "%7.2lf", a[n]) ;
  setcolor(BLACK) ;
  setfillstyle(SOLID_FILL, CYAN) ;
  bar(460, 464, 515, 471) ;
  outtextxy(460, 464, s) ;
}

void out_n(void) {
// Afiseaza numarul de intervale
  char s[3] ;

  setfillstyle(SOLID_FILL, RED) ;
  setcolor(GREEN) ;

```

```

    bar(508, 438, 523, 445) ;
    sprintf(s, "%2d", 2*n) ;
    outtextxy(508, 438, s) ;
}

void out_q(double q) {
// Afiseaza valoarea coeficientului folosit la modificarea vitezelor
char s[5] ;

    sprintf(s, "%4.2lf", q) ;
    setfillstyle(SOLID_FILL, BLUE) ;
    setcolor(CYAN) ;
    bar(270, 438, 301, 445) ;
    outtextxy(270, 438, s) ;
}

void rect_sel(int i, int cul) {
// Deseneaza dreptunghiul de selectare a vitezei ce va fi modificata
setcolor(cul) ;
    rectangle(537, 12*i-12, 638, 12*i-1) ;
}

void draw_func(void) {
// Deseneaza graficele functiilor v=v(t) si a=a(t)
int x, y, i, x0, y0, k ;
double vm, am ;

    setfillstyle(SOLID_FILL, BLACK) ;
    bar(21, 14, 520, 420) ;
    vm = 400.0 / v[2*n] ;
    am = 400.0 / a[n] ;
    setcolor(GREEN) ;
    x0 = 20, y0 = 420 ;
    for(i=1; i<=2*n; i++) {
        x = 20 + 250*i/n ;
        y = 420 - vm*v[i] ;
        line(x0, y0, x, y) ;
        x0 = x, y0 = y ;
    }
    setcolor(YELLOW) ;
    x0 = 20, y0 = 420 ;
    for(i=1; i<=2*n; i++) {
        x = 20 + 250*i/n ;
        y = 420 - am*a[i] ;
        line(x0, y0, x, y) ;
        x0 = x, y0 = y ;
    }
    for(i=1; i<=2*n; i++) {
        x0 = 19 + 250*i/n ;
        y0 = 419 - am*a[i] ;
        y = 419 - vm*v[i] ;
        for(x=x0; x<x0+3; x++) {
            if(i<2*n)
                for(k=y0; k<y0+3; k++)
                    putpixel(x, k, WHITE) ;
            for(k=y; k<y+3; k++)
                putpixel(x, k, WHITE) ;
        }
    }
}

```

```

    }
}

void simetric(void) {
// Simetrizeaza aspectul functiei
double h ;
register int i ;

for(i=1; i<n; i++) {
    h = (v[n+i] - v[n-i])/2 ;
    v[n+i] = v[n]+h ;
    v[n-i] = v[n]-h ;
}
out_allv() ;
accel_calc() ;
draw_func() ;
}

void modi_interv(int nn) {
// Modificarea numarului de intervale
double nv[MAX_ELEM], h, x ;
register int i,j ;

for(i=1, x=t0/(2*nn); i<2*nn; i++, x+=t0/(2*nn)) {
    j = i*n/nn ;
    h = t0/(2*n) ;
    if (x==(h*j)) nv[i]=v[j] ;
    else nv[i]=v[j] + (v[j+1]-v[j])*(x-h*j)/h ;
}
nv[2*nn] = v[2*n] ;
n = nn ;
for(i=1; i<=2*n; i++)
    v[i]=nv[i] ;
out_n() ;
simetric() ;
}

void modi_v(int i, double q) {
// Modificarea unei viteze (testeaza corectitudinea noii valori)
double nv,w ;

nv = v[i]+q ;
if((i==1) && (q<0.0))
    if((2*v[2]-nv-v[3]) > 0.0) return ;
if((i==2*n-1) && (q>0.0))
    if((2*v[2*n-2]-nv-v[2*n-3]) < 0.0) return ;
if(((i<n) && (q>0.0)) || ((i>n) && (q<0.0))) {
    if(i<n) q = v[i+1] + v[i-1] - 2*nv ;
    else q = 2*nv - v[i+1] - v[i-1] ;
    if(q<=0.0) return ;
}
else if((i>1) && (i<(2*n-1))) {
    q = 2*v[i-1] - v[i-2] - nv ;
    w = 2*v[i+1] - v[i+2] - nv ;
    if(i>n) {
        if(w<=0.0) return ;
        if(((i>(n+1)) && (q<=0.0)) return ;
    }
}
}

```

```

    else {
        if(q>=0.0) return ;
        if((i<(n-1)) && (w>=0.0)) return ;
    }
}
v[i] = nv ;
setcolor(WHITE) ;
out_v(i) ;
accel_calc() ;
out_amax() ;
draw_func() ;
}

void modi_func(void) {
// Modificarea aspectului functiei viteza
int k, cv=1 ;
double q=0.01 ;

setgraphmode(gm) ;
cleardevice() ;
calc_v() ;
buton(1, 433, 308, 448, BLUE, LIGHTBLUE, BROWN) ;
buton(317, 433, 530, 448, RED, LIGHTRED, BLUE) ;
buton(1, 461, 248, 474, GREEN, LIGHTCYAN, BLUE) ;
buton(285, 461, 530, 474, CYAN, LIGHTCYAN, MAGENTA) ;
setcolor(YELLOW) ;
outtextxy(14, 438, "Ordinul de variatie a vitezei :") ;
outtextxy(324, 438, "Numtrul de intervale :") ;
outtextxy(50, 7, "a") ;
setcolor(BLACK) ;
outtextxy(9, 464, "TASTE :") ;
setcolor(BLUE) ;
outtextxy(81, 464, "F1 Help   Esc Iesire") ;
outtextxy(292, 464, "Acceleratia maximt :") ;
setcolor(WHITE) ;
outtextxy(42, 7, ";") ;
outtextxy(10, 426, "0") ;
outtextxy(526, 426, "t") ;
line(20, 4, 20, 430) ;
line(20, 4, 26, 10) ;
line(20, 4, 14, 10) ;
line(6, 421, 533, 421) ;
line(533, 421, 527, 415) ;
line(533, 421, 527, 427) ;
line(14, 20, 20, 20) ;
line(520, 421, 520, 427) ;

out_allv() ;
outtextxy(34, 7, "v") ;
draw_func() ;
setcolor(CYAN) ;
rectangle(537, 0, 638, 11) ;
out_amax() ;
out_n() ;
out_q(q) ;

do {
    k = getch() ;

```

```

switch (k) {
  case 0 : k = getch() ;
    switch (k) {
      case 59 : func_help() ;
        draw_func() ;
        break ;
      case 72 : if(cv>1) {
        rect_sel(cv, BLACK) ;
        if((--cv)==n) cv-- ;
        rect_sel(cv, CYAN) ;
      }
        break ;
      case 80 : if(cv<(2*n-1)) {
        rect_sel(cv, BLACK) ;
        if(++cv==n) cv++ ;
        rect_sel(cv, CYAN) ;
      }
        break ;
    }
    break ;
  case '+' : modi_v(cv,q) ;
    break ;
  case '-' : modi_v(cv,-q) ;
    break ;
  case '*' : if(q<1.0) {
    q *= 10.0 ;
    out_q(q) ;
  }
    break ;
  case '/' : if(q>0.01) {
    q /= 10.0 ;
    out_q(q) ;
  }
    break ;
  case '[' : if(n>2) {
    setfillstyle(SOLID_FILL, BLACK) ;
    bar(536, 0, 639, 479) ;
    rect_sel(cv=1, CYAN) ;
    modi_interv(n-1) ;
  }
    break ;
  case ']' : if(n<nMAX) {
    setfillstyle(SOLID_FILL, BLACK) ;
    bar(536, 0, 639, 479) ;
    rect_sel(cv=1, CYAN) ;
    modi_interv(n+1) ;
  }
    break ;
  case 8 : simetric() ;
    break ;
  case 27 : cv = 0 ;
}
} while(cv) ;

restorecrtmode() ;
_setcursortype(_NOCURSOR) ;
cls() ;
modi_scr() ;

```

```

}

void modif(void) {
// Modificarea parametrilor problemei
  int men=1 ;

  modi_scr() ;
  do {
    meniu(5, 18, 18, 3, &men) ;
    switch(men) {
      case 1 : modi_const() ;
                break ;
      case 2 : modi_func() ;
                break ;
      case 3 : def_val() ;
                showconst() ;
    }
  } while(men) ;
  calcule() ;
}

/* TABEL */

void tabel(void) {
// Afisarea tabelului de valori
  int k=1, pg=0 ;
  register int i ;

  textattr (16*LIGHTGRAY) ;
  clrscr() ;
  gotoxy(4,25) ;
  cputs("PgUp,PgDn,Home  Derulare          Esc  Iesire") ;
  textcolor(GREEN) ;
  gotoxy(4,25) ;
  cputs("PgUp,PgDn,Home") ;
  gotoxy(36,25) ;
  cputs("Esc") ;
  textattr(16*GREEN) ;
  gotoxy(1,1) ;

  do {
    if(k==1) {
      window(1,4,80,24) ;
      clrscr() ;
      window(1,1,80,25) ;
      gotoxy(1,4) ;
      for (i=pg; i<(20+pg); i++) {
        if(i>2*n) break ;
        printf("%2d$%6.2lf$%7.2lf$%7.2lf$%7.2lf$%8.6lf$%8.6lf$%8.6lf$%9.7lf$",
              i, v[i], a[i], U[i], F[i], Q[i], f1[i], f2[i], f3[i], f[i]) ;
      }
      if (i>2*n)
        k = getch() ;
      switch (k) {

```

```

    case 0 : k = getch() ;
            switch (k) {
            case 71 : if (pg) pg=0, k=1 ;
                      break ;
            case 73 : if (pg) pg-=20, k=1 ;
                      break ;
            case 81 : if ((pg+20)<=2*n) pg+=20, k=1 ;
                      break ;
            default : k = 2 ;
            }
            break ;
    case 27 : k = 0 ;
            break ;
    default : k = 2 ;
}
} while(k) ;
}

// PROGRAMUL PRINCIPAL //

void main() {
    int o ;

    /* Initializare grafica */
    gd = VGA ;
    gm = VGAHI ;
    o = registerbgidriver(EGAVGA_driver) ;
    if (o<0) {
        printf("Eroare grafica : %s\n",grapherrormsg(o)) ;
        exit(1) ;
    }
    initgraph(&gd,&gm,"") ;
    o = graphresult() ;
    if (o != grOk) {
        printf("Eroare grafica : %s\n",grapherrormsg(o)) ;
        exit(1) ;
    }
    inithelp() ;
    def_val() ;
    accel_calc() ;
    calcule() ;
    init_screen() ;

    /* Initializarea modului text */
    textmode(C80) ;
    _setcursortype(_NOCURSOR) ;
    do {
        cls() ;
        win (3, 2, 76, 14, 16*BLUE + YELLOW) ;
        cputs ("[ MENIUL PRINCIPAL ]") ;
        gotoxy(8,4) ;
        cputs("Din meniul principal (cel de mai jos) este controlat
functionarea") ;
        gotoxy(5,5) ;
        cputs("programului. Sunt accesibile urmatoarele facilitati: obtinerea
de") ;
        gotoxy(5,6) ;

```



```

    cputs("informatii ajutttoare (Help), modificarea parametrilor
mecanismului") ;
    gotoxy(5,7) ;
    cputs("de lansare (Modifictri), afisarea tabelului de valori (Tabel
sau") ;
    gotoxy(5,8) ;
    cputs("iesirea din program (Iesire).") ;
    gotoxy(8,10) ;
    cputs("Selectarea unei optiuni din meniu se face cu ajutorul tastelor")
;
    gotoxy(5,11) ;
    cputs("stgeti, iar activarea acesteia se face cu tasta ENTER.") ;
    gotoxy(8,13) ;
    cputs("Pentru informatii cu privire la utilizarea acestui program
consultati") ;
    gotoxy(5,14) ;
    cputs("informatiile ajutttoare, Sn sectiunea <Utilizarea
programului>.") ;
    win (31, 18, 14, 6, MenuOFF) ;
    gotoxy(33,19) ;
    cputs ("Help") ;
    gotoxy(33,20) ;
    cputs ("Modifictri") ;
    gotoxy(33,21) ;
    cputs ("Tabel") ;
    gotoxy(33,22) ;
    cputs ("Iesire") ;
    o=1 ;
    do {
        if(!o) o=4 ;
        meniu(31, 18, 12, 4, &o) ;
    } while (!o) ;
    cls() ;
    switch(o) {
        case 1 : help() ;
                break ;
        case 2 : modif() ;
                break ;
        case 3 : tabel() ;
                break ;
        case 4 : win(21,11,38,3,16*MAGENTA + WHITE) ;
                gotoxy(24,12) ;
                cputs("Doriti st iesiti Sn DOS \? (D/N)") ;
                do o = toupper(getch()) ;
                while ((o!='D') && (o!='N')) ;
                if (o=='N') o=1 ;
    }
} while(o!='D') ;

/* Terminarea programului */
setgraphmode(gm) ;
closegraph() ;
textmode(LASTMODE) ;
_setcursortype(_NORMALCURSOR) ;
clrscr() ;
}

```

Capitolul 5

CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Teza de doctorat urmărește studierea posibilităților de testare la vibrații, în laborator, a unor dispozitive și utilaje de complexitate mai mică pentru care se pot compara rezultatele experimentale obținute cu cele calculate teoretic, pe baza unor modele mecanice simplificate.

S-au realizat câteva standuri experimentale cu care să se poată efectua încercări la vibrații în laborator în așa fel încât să se reproducă în mod cât mai fidel condițiile reale de funcționare. Studiile teoretice mai complexe au fost completate prin realizarea unor programe de calcul pentru prelucrarea rezultatelor experimentale (analitic și grafic), precum și pentru studierea posibilității de modelare a funcționării mecanismelor investigate.

Rezultatele obținute, atât prin studiile teoretice, cât și prin încercările experimentale prezintă un anumit grad de aproximare determinat de ipotezele simplificatoare făcute. Astfel, în studiul vibrațiilor elementelor continue nu s-a ținut seama de fiecare dată de amortizările interioare, considerându-se materialul perfect omogen în tot volumul său. De asemenea s-a considerat că forțele perturbatoare sunt armonice.

Cu toate aceste simplificări, rezultatele teoretice obținute sunt foarte apropiate de cele determinate experimental astfel încât se poate considera că modelele mecanice utilizate sunt corespunzătoare. Această afirmație este atestată de concluziile obținute prin prelucrarea statistică a datelor experimentale.

- S-a prezentat în general scopul încercărilor de laborator, metodele utilizate pentru încercări la vibrații, precum și caracteristicile pe care trebuie să le aibă generatoarele de vibrații folosite. Din acest punct de vedere s-a stabilit că soluția ideală o reprezintă generatoarele de vibrații electrodinamice.
- În cadrul Catedrei de Mecanică din Universitatea "Politehnica" din Timișoara au existat preocupări intense privind proiectarea și realizarea unor vibratoare electrodinamice. Vibratorul VED1 a fost conceput și realizat [H.2] cu scopul de a înlocui parțial importul.

Acest vibrator de 40 W poate genera vibrații având frecvența cuprinsă între 5 și 4.000 Hz. Această realizare a fost acceptată ca inovație (1984), iar produsul s-a fabricat în serie mică în cadrul Atelierului Școală și de Prototipuri al Universității "Politehnica" Timișoara. Vibratorul VED1 a dat rezultate bune în exploatare, fiind solicitat de multe întreprinderi și institute din țară. Datorită solicitărilor de a proiecta vibratoare cu alte caracteristici (putere mai mare, alt domeniu de frecvență etc.), pornind de la construcția vibratorului VED1 s-au proiectat și a alte tipuri de vibratoare și s-a realizat practic un nou vibrator, VED3.

- S-au proiectat elementele componente cele mai importante ale vibratorului VED3 (bobina fixă, bobina mobilă, membranele elastice), s-au stabilit ecuațiile teoretice de funcționare ale acestuia și s-au determinat relațiile cu care se pot efectua studii teoretice privind funcționarea vibratorului (2.108 - 2.111).
- Pentru calcul se pot considera ca parametrii: masa vibrantă, tensiunea de alimentare a bobinei mobile, constanta elastică a membranelor, precum și diametrul conductorului bobinei mobile (2.121 - 2.123, 2.128).
- Cu ajutorul relațiilor teoretice stabilite în teză (2.108, 2.109, 2.110, 2.111), folosind parametrii dați de relațiile (2.121, 2.122, 2.123, 2.128) se pot determina familii de diagrame descriind funcționarea vibratoarelor electrodinamice, din care se pot alege variantele constructive cele mai potrivite pentru scopul urmărit.
- Vibratorul proiectat a fost executat și încercat. Încercările experimentale au arătat că funcționează bine acoperind gama de frecvențe între 5 și 6.000 Hz.
- Pentru efectuarea încercărilor s-au așezat pe masa mașinii, succesiv, mase, aproximativ din 0,5 în 0,5 Kg până la masa vibrantă totală de 4 Kg și s-a modificat frecvența începând de la 10 Hz pentru fiecare frecvență modificând tensiunea de alimentare a bobinei mobile (2; 4; 6; 8; 10)V în funcție de posibilitățile de reglare. S-au determinat: amplitudinea și accelerația vibrației generate.
- S-au trasat curbele de variație a accelerației în funcție de frecvență, obținute prin prelucrare statistică prin utilizarea programului de prelucrare Origin 4.1, utilizând datele experimentale obținute la vibratorul electrodinamic cu diferite mase și constante elastice. Pentru valorile extreme ale maselor și constantelor elastice, pornind de la cele mai mici valori ale acestora până la cele mai

mari posibile au rezultat curbele din figurile 2.23 - 2.42. Se observă că pentru fiecare set de rezultate experimentale s-au calculat regresii polinomiale ce aproximează forma curbei de variație. S-au ales acele regresii care să asigure cu o confidență de 97,5% cu reprezentarea prin curbe a datelor experimentale. Analizând curbele obținute prin prelucrarea statistică utilizând metoda poligoanelor ortogonale se constată:

- Pentru valorile cele mai mici ale masei și constantei elastice $m=0,67$ kg, $k=9977$ N/m (figurile 2.23 -2.27) curbele de variație prezintă două maxime la frecvențele de 1900 Hz și respectiv de 5500 Hz. La valori mici ale tensiunii e_0 (2V, 4V) valorile celor două maxime ale accelerației sunt situate în intervalul 15-20 m/s². Pe măsură ce tensiunea e_0 crește, accelerația maximă înregistrată la frecvența de 5500 Hz crește și ea având o valoare intermediară de cca. 30 m/s² la $e_0=6$ V și crescând la valori de aproximativ 45 m/s² la $e_0=8$ V și 10 V. Pentru toată gama de tensiuni e_0 valorile accelerației maxime de la frecvența de 1900 Hz rămân aproape neschimbate. Păstrând valoarea constantei elastice $k=9977$ N/m și considerând valoarea maximă a masei utilizată în experimente $m=3,13$ kg se constată că primul maxim al accelerației rămâne la frecvența de 1900 Hz având valori crescătoare pe măsura creșterii tensiunii e_0 (de la 12,5 m/s² la $e_0=2$ V la 26 m/s² la $e_0=10$ V), în timp ce valoarea accelerației la 5500 Hz rămâne la cca. 5 m/s² indiferent de valoarea tensiunii e_0 . Se mai constată că alura curbelor de variație a accelerației cu frecvența se păstrează cu două maxime până la valoarea tensiunii $e_0=6$ V, la valori mai mari curba înregistrând doar maximul de la frecvența inferioară (figurile 2.28 - 2.32).

- La valoarea minimă a masei $m=0,67$ kg și maximă a constantei elastice $k=76756,7$ N/m valorile maxime ale curbei accelerației în funcție de frecvență se află la frecvențele de 1900 Hz și respectiv de 5500 Hz, la prima frecvență menționată maximul fiind mai accentuat. La valori mici ale tensiunii e_0 (2V, 4V) valorile primului maxim al accelerației sunt situate în intervalul 15-20 m/s². Pe măsură ce tensiunea e_0 crește, accelerația maximă înregistrată la frecvența de 1900 Hz crește și ea la valori în intervalul 25-30 m/s². La frecvența de 5500 Hz, al doilea maxim al accelerației are o evoluție crescătoare cu tensiunea e_0 . Astfel, pentru primele valori ale tensiunii e_0 (2V, 4V) accelerația maximă este cuprinsă în intervalul 10-17,5 m/s², după care practic se dublează începând de la tensiunea $e_0=8$ V (figurile 2.33 - 2.37).

- Păstrând valoarea constantei elastice $k= 76756,7$ N/m, la valoarea maximă a masei $m=3,13$ kg, se constată reducerea semnificativă a valorii maxime a accelerației la frecvența de 1900 Hz, ea fiind situată în intervalul 7,5 -15 m/s². Al doilea maxim, la frecvența de 5500 Hz, este în schimb mult mai pronunțat crescând până la valoarea de 25 m/s² la tensiunea $e_0 = 10V$ (figurile 2.38 - 2.42).

- Pe baza caracteristicilor în frecvență determinate, se poate alege frecvența de lucru pentru anumite valori impuse accelerației sau amplitudinii vibrațiilor unei mase de încercat, sau invers, pentru o anumită frecvență, pentru o anumită masă se determină valorile accelerației și amplitudinii care se pot realiza. De asemenea se pot stabili domeniile optime de utilizare a vibratorului, în zona de frecvență pentru care caracteristica prezintă o porțiune aplatizată, ceea ce face, ca la variații mici ale frecvenței, amplitudinea accelerației să nu varieze. Intervalul optim de funcționare permite operatorului folosirea eficientă, corectă și cu randament maxim a vibratorului. În cazul în care este necesară funcționarea vibratorului în regim de rezonanță este necesară utilizarea unui stabilizator de frecvență, deoarece, o modificare mică a frecvenței duce la variații mari ale amplitudinii și accelerației mișcării.
- Pentru studiul regimurilor de funcționare a vibratorului VED-3 s-a realizat un program în limbaj C, cu care să se poată reprezenta cele mai importante caracteristici ale sale. S-au exemplificat câteva dintre funcțiile pe care programul le poate reprezenta grafic, curbele astfel obținute putând servi la alegerea regimurilor de funcționare a vibratorului. Dacă se analizează curbele ce reprezintă variația curentului maxim al vibratorului în funcție de frecvență, (scara de reprezentare x10) alegând ca parametrii diferite valori ale masei, constantei elastice și tensiunii e_0 (figurile 2.43 - 2.46), se constată că valorile maxime pentru masa $m = 3,13$ Kg și constanta elastică $k = 76752,7$ N/m ale vibratorului, scăderea tensiunii e_0 de la 10V la 2V, conduce la scăderea valorilor curentului maxim de cca.6 ori, păstrându-se forma curbei de variație și frecvența la care apare vârful de curent (cca. 650 Hz) (figurile 2.43 și 2.44). Aceeași observație se constată la regimurile cu masa minimă și constanta de elasticitate minimă ($m = 0,67$ Kg, $k = 9977$ N/m) valorile curentului maxim scăzând în același raport ca și în cazul anterior la aceeași scădere a tensiunii e_0 , dar vârful de curent se deplasează spre frecvența de 750 Hz (figurile 2.45 și 2.46). Deci, scăderea masei și a constantei elastice produc efectul de creștere a frecvenței

la care curba de variație $I_{max} = f(\text{frecvență})$ înregistrează un maxim. Dacă se analizează variația puterii vibratorului în funcție de frecvență se constată că la aceeași valoare a masei și aceeași tensiune e_0 , vârful de putere se deplasează spre frecvențe mai mari la creșterea valorii constantei elastice. Astfel la $m = 0,67 \text{ Kg}$ și $e_0 = 2 \text{ V}$ creșterea constantei elastice de la 9977 N/m la $76752,7 \text{ N/m}$ conduce la deplasarea vârfului de putere de la 750 Hz la 900 Hz (figurile 2.47 și 2.48), practic, la aceleași valori ale puterii. La $m = 3,13 \text{ Kg}$ și $e_0 = 10 \text{ V}$ creșterea constantei elastice de la 9977 N/m la $76752,7 \text{ N/m}$ conduce la deplasarea vârfului de putere de la 150 Hz la 300 Hz (figurile 2.49 și 2.50) însoțită de o creștere a valorilor puterii de cca 3,33 ori. Comparând curbele puterii la aceeași constantă elastică și aceeași tensiune e_0 , se constată că valorile rămân practic aceleași, dar creșterea masei va produce o deplasare a vârfului de putere spre frecvențe mai mici (figurile 2.48 și 2.51 unde creșterea masei de la $0,67 \text{ Kg}$ la $3,13 \text{ Kg}$ a condus la scăderea frecvenței de vârf de la 750 Hz la 350 Hz). Programul permite astfel de aprecieri punctuale pentru oricare din funcțiile ce caracterizează regimurile de funcționare ale vibratorului electrodinamic.

- În ceea ce privește turația critică a fuselor mașinii de filat, problema este de mare importanță practică ținând seama de ruperile frecvente ale firelor dacă fusele funcționează în jurul acestei turații. Studiul teoretic s-a efectua considerând fusul ca o bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt, în diferite variante constructive: bară de secțiune constantă, bară variabilă continuu, bară variabilă în trepte.
- Bara de secțiune variabilă este studiată în două variante:
 - a) ca bară de secțiune și moment de inerție echivalente constante, prin împărțirea barei în "n" elemente de lungime Δx suficient de mici astfel încât să poată fi considerate de secțiune constantă, studiul făcându-se cu ajutorul funcțiilor Krîlov.
 - b) ca bară Timoshenko, studiată într-o concepție nouă, folosită mai puțin în studiul vibrațiilor. Cu ajutorul funcțiilor spline cubice, bara este divizată în elemente discrete pe porțiuni, ținând seama de continuitatea și liniaritatea derivatei a doua a acestei funcții. Aceste condiții conduc la o mare precizie a calculelor, eficiența metodei conducând la erori de 1 - 3% față de alte metode cunoscute în literatura de specialitate. Metoda este rapid convergentă, iar precizia ei depinde de numărul de diviziuni folosite.

- Bara formată din mai multe tronsoane cu secțiuni constante sau variabile continuu este studiată și ea cu două metode:
 - a) cu ajutorul matricei de stare, considerând că în zonele în care se modifică secțiunile transversale deplasările și eforturile sunt continue. În acest caz s-a determinat turația critică a fusului transformat într-o bară în trepte formată din 8 tronsoane echivalente, fiecare de secțiune constantă. Pentru ușurarea calculelor și mărirea preciziei de lucru s-a realizat un program pentru calculul turației critice.
 - b) cu ajutorul unei metode mai complexe utilizată de o parte din colegii din catedră, în care se pun condițiile de continuitate a deplasărilor, a pantei, a momentului încovoietor și a forțelor tăietoare. Pentru rezolvarea ecuației pulsațiilor proprii s-a folosit un program scris în MATHCAD. Rezultatele obținute sunt comparabile cu cele cunoscute în literatura de specialitate (metoda Rayleigh-Schmidt).
- Ținând seama de faptul că în fiecare caz se fac anumite aproximări, simplificări, rezultatele teoretice trebuie comparate cu cele determinate experimental. În acest sens s-a proiectat și realizat standul cu care s-a determinat experimental turația critică.
- La punerea motorului în sarcină și varierea turației fusului textil, la o frecvență de 235 Hz se observă un salt al amplitudinii semnalului furnizat de traductor, deci la această frecvență este zona de rezonanță. Acestei frecvențe de 235 Hz îi corespunde o turație a fusului de 14.100 rot/minut. Pe baza rezultatelor teoretice și experimentale obținute se observă că nu este indicat ca mașinile de filat să funcționeze astfel ca turația fusului să fie în jurul valorii de 14.000 rot/minut. Diferențele dintre valorile teoretice și cele experimentale se datoresc pe de o parte metodelor teoretice aproximative folosite, iar pe de altă parte erorilor introduse de rezonanțele celorlalte elemente ale standului în timpul funcționării și care nu au fost înlăturate în totalitate. Dacă se analizează rezultatele teoretice obținute prin metodele prezentate se constată următoarele:
 - Valoarea cea mai îndepărtată a turației critice față de rezultatul experimental se obține în cazul simplificării maxime a formei fusului, atunci când acesta se consideră ca o bară de secțiune constantă. În acest caz se efectuează un calcul rapid dar cu aproximație inacceptabilă, eroarea fiind de 11,76%.

- În cazul barelor de secțiune variabilă continuu, rezultatele sunt mai apropiate de realitate. Crește în acest caz volumul calculelor efectuate, dar se pot studia vibrațiile unui număr mult mai mare de situații existente în realitate, în special prin metoda barei neuniforme Timoshenko.
- Rezultatele cele mai apropiate de cele experimentale se obțin în cazul barelor formate din tronsoane, aproximările privind geometria fusului fiind minime. Erorile obținute sunt de 2,8% în cazul I respectiv 3,58% în cazul barei Timoshenko. Volumul de lucru este însă foarte mare, fiind necesară utilizarea unor computere performante, mai ales în cazul creșterii numărului tronsoanelor în care este împărțită bara.
- Studiul comparativ al vibrațiilor barelor prin diferite metode este foarte important deoarece oferă date referitoare la metodele cele mai indicate în diferite situații. Se pot compara rezultatele obținute și se poate determina influența fiecărui mod de simplificare folosit.
- De asemenea, prin realizarea standului experimental s-au putut compara turațiile critice cu valoarea obținută experimental și s-a putut determina metoda de calcul pentru care eroarea este minimă.
- Traductoarele accelerometrice inductive diferențiale, față de traductoarele inductive în montaj simplu, prezintă o porțiune liniară a caracteristicii impedanță - întrefier cu mult mai mare, ceea ce le sporesc domeniul de utilizare. Din această cauză s-a pus problema studierii acestui tip de traductor. Pentru aceasta s-a proiectat și realizat un traductor pentru care s-a trasat caracteristica $U_d = f(\Delta\ell)$ (tensiunea de dezechilibru în funcție de deplasarea miezului între bobine).
- S-a realizat un program care are ca scop reprezentarea grafică a tensiunii de dezechilibru, reprezentarea caracteristicilor în frecvență, prezentarea modelului mecanic echivalent, precum și simularea mișcării care determină apariția tensiunii de dezechilibru.
- Dispozitivul universal pentru studiul vibrațiilor a fost proiectat și realizat în două scopuri: pentru a servi efectuării unor studii privind vibrațiile transversale ale barelor, precum și pentru efectuarea unor lucrări de laborator de mecanică și vibrații mecanice. Pentru vibrațiile transversale ale barelor s-a considerat o bară dreaptă, omogenă, de secțiune constantă asupra căreia

acționează o forță perturbatoare armonică de amplitudine $F_0 = mr\omega^2$. Forța perturbatoare este dată de mișcarea de rotație a unui disc de masă m montat cu excentricitatea r pe axul unui motor electric a cărui turație poate fi variată. Se poate modifica atât mărimea forței, pulsația ei, cât și punctul de aplicație pe bară, motorul electric putând fi deplasat în lungul barei. De asemenea se pot modifica elementele geometrice ale barei, materialul din care este confecționată, condițiile la limită. S-au efectuat studii asupra unei bare drepte, omogene, articulată la un capăt și simplu rezemată la celălalt, forța perturbatoare acționând la mijlocul barei. Determinările experimentale au arătat o amplitudine maximă de 3 mm la o pulsație de 188,4 rad/s. În cazul în care s-a considerat bara fără frecări interioare (în cazul cel mai simplu), pulsația proprie a fost de 179,49 rad/s, iar amplitudinea calculată pentru pulsația 188,4 rad/s a fost de 21,714 mm.

- În cazul în care s-au studiat vibrațiile unei bare Bernoulli-Euler ținând seama de frecările interioare, chiar dacă s-a considerat alt mod de fixare (bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt) amplitudinea vibrațiilor pentru pulsația de 188,4 rad/s a fost de 2,898 mm, deci mult mai apropiată de valoarea experimentală. Se constată că rezultatele obținute în acest caz privind vibrațiile forțate, amortizate ale barei sunt foarte apropiate de cele obținute experimental. Metoda folosită este o variantă a metodei aproximative Galerkin, deosebit de eficace. S-au ales funcții proprii de o anumită formă, dar care respectă condițiile la limită impuse. Soluția exactă este cunoscută numai în anumite ipoteze simplificatoare. Problema aceasta este foarte puțin studiată în literatura de specialitate din cauza dificultăților de calcul care apar datorită amortizărilor interioare și a operatorului Dirac, dar rezultatele obținute prezintă un grad deosebit de precizie.
- În cazul vibrațiilor mașinilor de țesut, în literatura de specialitate nu se prezintă studii ale acestora, ci doar cauzele vibrațiilor, metode de măsurători ale zgomotelor etc. Din această cauză în teză s-a căutat să se analizeze vibrațiile mecanismului de lansare, unele dintre cele mai importante surse de vibrații. Pentru studiul teoretic, s-au identificat forțele care apar în momentul lansării suveicii, s-au calculat, s-au adus la forme armonice și s-au studiat vibrațiile elementelor componente ale mecanismului de lansare.
- S-a realizat un program în acest scop care efectuează o modelare computerizată a mecanismului. Cu ajutorul lui se calculează

forțele, se studiază vibrațiile, se simulează mișcarea mecanismului având posibilitatea schimbării dimensiunilor geometrice și materialului din care sunt confecționate elementele mecanismului de lansare. De asemenea, cu ajutorul programului se pot calcula deformațiile elementelor mecanismului de lansare.

Teza de doctorat se bazează pe rezultatele teoretice și experimentale obținute de autor în activitatea științifică și de cercetare desfășurată în cadrul Catedrei de Mecanică a Facultății de Mecanică din cadrul Universității Politehnica Timișoara. Reprezintă o continuitate în activitatea desfășurată de colegii din catedră care au avut privilegiul să fie conduși timp de zeci de ani, de eminentul om de știință care a fost prof.dr.doc.ing.Gheorghe Silaș, membru corespondent al Academiei Române.

Teza de doctorat încearcă să pună la dispoziția colegilor și a specialiștilor interesați de studiul vibrațiilor, metode teoretice și metode experimentale verificate care să le ușureze munca interesantă și complexă. Ea prezintă modul în care se pot obține rezultate numai prin îmbinarea cercetărilor experimentale pe standuri, cu studiile teoretice și cu utilizarea metodelor moderne computerizate de calcul.

B I B L I O G R A F I E

[A]

1. **ARON I., LUNGU R.**, Automate de stabilizare și dirijare, Editura Militară, 1991.
2. **AGHEIKIN D.I., ș.a.**, Daciki sistem automaticeskova kontrolia i regulirovania, Mașghiz, Moscova, 1959.
3. **ABBAS B.A.H.**, Vibrations of Timoshenko beams with elastically restrained ends, J Sound and Vibr. (1984), pag.541-548.
4. **AHLBERG J.H., NILSON E.N., WALSH J.L.**, The theory of splines and their applications, New York, Academic Press (1967).

[B]

1. **BECHERESCU Doina, LUCA Gh., DRĂGĂNESCU Gh.**, Studium der relativen rauhen schwingenden Ebene, Lucrările celei de a V-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.I, pag.43-48, Timișoara, 6-7 dec., 1985.
2. **BELEA C., VARTOLOMEI M.**, Metode algebrice și algoritmi de sinteză optimală a sistemelor dinamice. Edit. Academiei Române, București, 1985.
3. **BELEA C., LUNGU R., CISMARU C.**, Sieteme giroscopice și aplicațiile lor. Editura Scrisul Românesc, București, 1986.
4. **BELEA Gh.**, Considerații teoretice și experimentale privind reglarea în regim dinamic a caracteristicilor unui vibrator. Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.I, pag.223-226, ISBN 973-0-00322-X, Timișoara, 1996.
5. **BELOMESTNÎI V.A.**, Experimentalnoe issledovanie nestabil, nosti aerodinamiceskih ghegeneratorov kolebanii. Pneumatika i ghidravlika Privoda i sistemî upravlenika, Vipusk I, Pod redakției dr.tehnnauk, E.V.Gert Moskva, "Mașinostroenie", 1973, pag.242-244.
6. **BENDOT J.S., PIERSOL A.G.**, Measurement and Analysis of Random Data, John Willey, New York, 1966.
7. **BERANEK L.**, Noise and Vibration Control, New York, Mc.Graw Hill Book Co, 1972.
8. **BIDERMAN V.L.**, Teoria mehaniceskih kolebanii, Visaia Skola, Moskva, 1980.
9. **BOGOEVICI N.**, Electrotehnică și măsurări electrice, EDP, București, 1979
10. **BOOTH B.G.ș.a.**, Random Vibration, vol.II, The M.I.T.Press Massachusetts Institute of Teghnology, Cambridge Massachusetts, 1963
11. **BRATU P.**, Determinarea puterii de acționare a vibratoarelor cu corpuri de rostogolire, Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini, vol.III, pag.173-180, Timișoara, 28-29 nov.1980.

12. **BRATU P., TATOMIR Șt.**, Determination des parametres fonctionnels aux crieles vibrateurs inertiaux. Lucrările celei de a VI-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.191-198, Timișoara, 1-3 decembrie 1988.
13. **BRATU P.**, Corelația dintre regimul dinamic și puterea de acționare la mașinile cu acțiune vibrantă, Buletinul celei de a VIII-a conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.131-136, ISBN 973-0-00331-9, Timișoara, 1996.
14. **BRAUN S.**, Mechanical Signature Analysis, London, Academic Press, 1986.
15. **BRÎNDEU L., CIOARĂ T., SILAȘ Gh., PITZER I.**, ș.a., Studiul experimental al vibratoarelor de adâncime cu motor încorporat, I.P."Tr.Vuia" Timișoara, Sesiunea de comunicări, 1977.
16. **BRÎNDEU L., CIOARĂ T., SILAȘ Gh., PITZER I.**, Studiul dinamic al unui periorator, I.P."Tr.Vuia" Timișoara, Sesiunea de comunicări, 1977.
17. **BRÎNDEU L.**, Vibrații. Mecanica analitică. Vibrații mecanice. Litogr. Universității Tehnice din Timișoara, 1994.
18. **BRÎNDEU L., DEMBINSCHI Doina**, Elemente de mecanica mașinilor. Aplicații în domeniul textil. Cinematica. Universitatea "Politehnica" din Timișoara, 1995.
19. **BRÎNDEU L., HERIȘANU N.**, Utilisation des impedances mecaniques a l'etude de l'amortissement des vibrations dans le processus de coupe, Buletinul Științific și Tehnic al Universității Tehnice din Timișoara, Seria Mecanică, Tom 40(54), Fasc.1, pag.1-8, 1995.
20. **BROCH J.T.**, Mechanical Vibration and Shock Measurements, Bruel&Kjaer, 1972.
21. **BUDESCU E., MERTICARU V., PAVEL V.**, Mecanism inerțial de excitație pentru separatoare granulometrice, Lucrările celei de a VII-a Conferințe de Vibrații mecanice, vol.II, pag.175-182, Timișoara, 1993.
22. **BUZDUGAN Gh., FETCU Lucia, RADEȘ M.**, Vibrațiile sistemelor mecanice. Ed.Acad.RSR, București, 1975.
23. **BUZDUGAN Gh., MIHĂILESCU E., RADEȘ M.**, Măsurarea vibrațiilor, Editura Academiei RSR, București, 1979.
24. **BUZDUGAN Gh.**, Rezistența materialelor, Editura Tehnică, București, 1980.
25. **BUZDUGAN Gh., FETCU Lucia, RADEȘ M.**, Vibrații mecanice, EDP București, 1979 sau 1982.
26. **BUZDUGAN Gh.**, Izolarea antivibratorie. Edit.Academiei, București, 1981.
27. **BUZDUGAN Gh., BLUMENFELD M.**, Tensometria electrică rezistivă, Editura Tehnică, București, 1966.
28. **BERGMAN L.A., HYATT J.E.**, Green functions for transversely vibrating uniform Euler-Bernoulli beams subject to constant axial preload, J. of Sound and Vibr. (1989), 134 (1), pag.175-180.

[C]

1. **CHIRIACESCU S.**, Vibrațiile mașinilor unelte, Universitatea Brașov, 1984.
2. **CEAUȘU V., ENESCU N., PREDOI M.V., BOIANGIU M.**, Vibrațiile transversale ale barelor de secțiune variabilă continuu; metoda matricilor de transfer, Bul.celei de a IX-a Conf. de Vibrații Mecanice, pag.81-86, Timișoara, 1999.
3. **CEAUȘU V., PREDOI M.**, Vibrațiile unei bare de secțiune variabilă cu masă concentrată la capăt. Bul.celei de a IX-a Conf. de Vibrații Mecanice, pag.75-80, Timișoara, 1999.
4. **CEAUȘU V., ENESCU N., MOCICA Gh., CEAUȘU R.**, Utilizarea ecuației Bessel în studiul vibrațiilor barelor cu secțiune variabilă, Bul.celei de a VIII-a Conf. de Vibrații Mecanice, Vol.II, pag.185-190, Timișoara, 1996.
5. **CHIȘIU A.**, Organe de mașini, EDP București, 1981.
6. **CHOU J.C.E., KESAVAN H.K., SHINGAL K.**, A Systems Approach to Three - Dimensional Multibody Systems Using Graph - Theoretic Models, IEEE Transactions on Systems, Man., and Cybernetics, vol. IMC-16, vol.2, martie/aprilie 1986.
7. **CIOARĂ T., SELEA D., BERETEU L.**, Traductor pentru măsurarea accelerațiilor în domeniul frecvențelor joase, Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini, vol.III, pag.313-322, Timișoara, 28-29 nov., 1980.
8. **CIOARĂ T., ORGOVICI I., NICOLESCU C., CRIVACUCEA O.**, Stand pentru încercarea amortizoarelor torsionale de autovehicule, Lucrările celei de a IV-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini, vol.IV, pag.203-210, Timișoara, 26-27 nov., 1982.
9. **CIOARĂ T., RĂDULESCU L., CRIȘAN V.**, Experimental metode for dynamics studi of a multicilinder compressor fundation, Lucrările celei de a V-a Conferințe de vibrații în construcția de mașini, vol.III, pag.27-33, Timișoara, 6-7 decembrie, 1985.
10. **CIOARĂ T., GLIGOR Tr., CRIVACUCEA O., LUCA M.**, The constructive solution selection for an electromechanical vibrator, Lucrările celei de a VI-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.95-102, Timișoara, 1-3 dec., 1988.
11. **CIOARĂ T., GLIGOR Tr., ORGOVICI I., BERETEU L., DRAGOMIR-DĂESCU D.**, Considerații privind transferul energetic excitator-structură la testarea ei după un regim armonic rezonant, Lucrările celei de a VII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.261-266, Timișoara, 1993.
12. **CIOARĂ T., TRUȘCULESCU D., DRAGOMIR-DĂESCU D., TOTHTAȘCĂU Mirela, BERETEU L., MARINA L.**, Procedeu de stabilizare dimensională prin vibrații a rotoarelor și paletelor agregatelor hidraulice,

- Lucrările celei de a VII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.267-274, Timișoara, 1993.
13. **CIOARĂ T., BERETEU L.**, Mișcări vibratorii ale sistemelor mecanice cu rotori, A XXVI-a Sesiune de Comunicări științifice, Academia Tehnică Militară, București, p.271-286, 1995.
 14. **CIOARĂ T., BERETEU L., TRUȘCULESCU D.**, Izolarea elastică a motorului de acționare a unei mașini vibratoare, A XXVI-a Sesiunea de Comunicări științifice, Academia Tehnică Militară, p.263-270, București, 1995.
 15. **CIOARĂ T., BERETEU L.**, Considerații privind transferul energetic excitator-structură la testarea ei după un regim armonic rezonant, Lucrările celei de a VII-a Conferințe de Vibrații mecanice, p.261-267, Timișoara, 1993.
 16. **CIOARĂ T., ORGOVICI I., BERETEU L., DRAGOMIR-DĂESCU D.**, Sistem de izolare controlată a unei instalații complexe de testare la vibrații, Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.107-112, ISBN 973-0-00323-8, Timișoara, 1996.
 17. **CIOCLOV D.**, Rezistența și fiabilitatea la solicitări variabile, Editura Facla, Timișoara, 1975.
 18. **CIUGUDEAN M.**, Proiectarea unor circuite electrice, Editura Facla, Timișoara, 1983.
 19. **CRICITOIU E., BĂLTĂNOIU M.**, Stand pentru determinarea comportării la vibrații a echipamentelor electrice ale locomotivelor, Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini, vol.III, pag.227-230, Timișoara, 28-29 nov., 1980.
 20. **CRIVACUCEA O.**, Generatorul de vibrații optim pentru procesele tehnologice din turnătorii, Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în Construcția de mașini, pag.245-250, Timișoara, 28-29 nov., 1980.
 21. **CRIVACUEA O.**, Aplicarea vibrațiilor pentru îmbunătățirea tehnologiilor din turnătorii, Teza de doctorat, Timișoara, 1979.
 22. **CROSBY M.J., KAMOPP D.C.**, Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, ASME, Journal of Engineering for Industry, p.619-626, 1974.
 23. **CIOARĂ T.**, Tehnici experimentale în ingineria mecanică. Traductoare și senzori. Editura Politehnica, ISBN, 973-9309-33-3, Timișoara, 1999.
 24. **CRUDU I., ș.a.**, Atlas de reductoare cu roți dințate, EDP, București, 1982.
 25. **CODIGHIAN S.**, Ferite, Editura Tehnică, București, 1966.

[D]

1. **DACOROGNA B.**, Relaxation for some dynamical problems, Proceedings of the Royal Society of Edinburgh, 100A, 39-52, 1985.
2. **DARABONȚ A., ș.a.**, Măsurarea zgomotului și vibrațiilor în tehnică, Editura Tehnică, București, 1984.

3. **DEACU L., PAVEL Gh.**, Vibrații la mașini-unelte, Cluj-Napoca, Editura Dacia, 1977.
4. **DEBAUMDIKER A.D.**, Ghidrauliceskie amortizori avtomobilei, Izdatelstvo "Mașinostroenie", Moskva, 1969.
5. **DEMIAN T.**, Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină, vol.I, II, EDP București, 1970.
6. **DEMIAN T.**, Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină, EDP București, 1980.
7. **DIACONU C., ZOFIU P., DIACONU E.**, Determinarea parametrilor optimi ai mecanismului vibrator ai mașinii de consolidat dinamic calea ferată, Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.139-142, ISBN, 973-0-00323-8, Timișoara, 1996.
8. **DARABONT Al., VĂITEANU D.**, Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor, Editura Tehnică, București, 1975.
9. **DRĂGULESCU Doina, LUCA Gh.**, Asupra posibilităților de optimizare a vibratoarelor electrodinamice, Lucrare comunicată la "Zilele Academice Timișene", Timișoara, 24-25 mai 2001.
10. **DRUJINSKII J.A.**, Mehaniceskie Ńepi, Izdatelstvo "Mașinostroenie", Leningrad, 1977.
11. **DUBROVSKII A.A.**, Vibaționnaia tehnika v seliskom hoziaistve, Izdatelstvo "Mașinostroenie", Moskva, 1968.
12. **DRĂGĂNESCU Gh., LUCA Gh., OLTEAN Emilia**, Dispozitiv de reprezentare axonometrică a datelor obținute prin prelucrarea optică a informației, Inovație nr.600/3, înregistrată la 02.06.1987, eliberată la 30.06.1987, la I.P.Timișoara.

[E]

1. **EWINS D.J., GLEESON P.T.**, A Method for Modal identification of Lightly Damped Structures, Journal of Sound and Vibration, Vol.84, p.57-79, 1982.
2. **EWINS D.J.**, Modal Testing Theory and Practice, John Willey and Sons, Chichester, 1987.

[F]

1. **FILIPOV A.P.**, Kolebania deformimenih sistem, Moscova, (1970).

[G]

1. **GADE S., THRANE N.K.B.**, A Sound Power Determination Using Sound Intensity Measurements, Bruel&Kjaer, Application Note, B-0054.
2. **GAFIȚANU M., MERTICARU V., FOCȘA V., BIBOROSCH L.**, Vibrații și zgomote. Editura Junimea, Iași, 1980.
3. **GAFIȚANU M., CREȚU Sp., DRĂGAN B.**, Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor, Editura Tehnică, București, 1989.

4. **GHENKIN M.D.**, Vibrații v tehnike sprovocinik, vol.5, Izmenenie i ispitovania, 17.B, Moskva, Mașinostroenie, 1981.
5. **GLADKOV S.N.**, Elektromehaničeskie vibratorî, Izdatelistvo "Mașinostroenie", Moskva, 1986.
6. **GLIGOR Tr., CIOARĂ T., CRIVACUCEA O., LUCA M.**, Considerations on the possibility of working out the parameters of vibrations of an electromechanic vibrating table by automatic control of the amplitude and frequency upon a programme, Lucrările celei de a VI-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.89-94, Timișoara, 1-3 decembrie 1988.
7. **GRACE S.R., LALLI B.S.**, Oscillatory behavior of nonlinear differential equations with deviating arguments, Buletin of the Australian Mathematical Society, vol.31, No.1, pag.127-136, 1985.
8. **GRACE S.R., LALLI B.S.**, Oscillation and Convergence to Zero of Solutions of Damped Second-Order Nonlinear Differential Equations, Reprinted from Journal of Mathematical Analysis and Applications, All Rights Reserved by Academic Press, New York and London, Vol.102, No.2, Sept.,1984, pag.539-548.
9. **GRIGOREV N.V.**, Vibrația energheticeskih mașin-spronocinoe posabie, Leningrad, Mașinostroenie, 1974.
10. **GROȘANU I., DĂNOIU Al.**, Mecanica. Cinematica și dinamica. Lit.I.P.T.V. Timișoara, 1976.
11. **GROȘANU I.**, Mecanică analitică. Vibrații. Lit.IPTV Timișoara, 1977.
12. **GHEORGHIU N.S. IONESCU N.**, Organe de mașini, Lito IPTV Timișoara, 1982.

[H]

1. **HARRIS C., CREDE C.**, Șocuri și vibrații, Vol.I, Bazele teoretice, Măsurări (traducere din limba engleză - SUA), Editura Tehnică, București, 1968.
2. **HARRIS C., CREDE C.**, Șocuri și vibrații, vol.II, Analiza rezultatelor măsurărilor. Încercări. Metode de combatere a șocurilor și vibrațiilor, Editura Tehnică, București, 1968.
3. **HARRIS C., CREDE C.**, Șocuri și vibrații, vol.III, Șocuri și vibrații la mașini, vehicule și construcții, Editura Tehnică, București, 1969.
4. **HAMDAN M.N., JUBRAN B.A.**, Free and forced vibrations of a restrained uniform beam carrying an intermediate lumped mass and a rotary inertia, J. of Sound and Vibr., (1991), pag.203-216.
5. **HEGEDUS A., CIOARĂ T., CRISTEA E.**, Determinarea caracteristicilor vibratorului electrodinamic VED1, Lucrările Sesiunii Științifice "Cîntarea României", Timișoara, 1977.
6. **HEGEDUS A.**, Proiectarea și realizarea unui vibrator electrodinamic, Buletinul tehnico-științific al Consiliului Județean al Sindicatelor Brașov, Vol.I, Mecanică aplicată, 1979.

7. **HEGEDUS A., LUCA Gh., HEGEDUS M.**, Ceastotnîe harakteristiki elektrodinamiceskovo vibrovozbutelia VED1, Lucrările celei de a V-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.149-154, 6-7 dec., 1985, Timișoara.
 8. **HEGEDUS A., LUCA Gh., SALCĂU I., BOITOR S.**, Proiectarea și realizarea unor vibratoare electrodinamice, Lucrările sesiunii de comunicări tehnico-științifice "Universul tehnic și viitorul în construcția de mașini", Timișoara, 12-13 iunie 1986.
 9. **HEGEDUS A., NAGY J., MIOC M.**, Contribuții privind determinarea caracteristicilor de frecvența ale vibratoarelor electrodinamice, Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de Vibrații mecanice, vol.II, pag.29-34, ISBN, 973-0-00323-8, Timișoara, 1996.
 10. **HOROVITZ B., MINOIU I., GHEORGHIU N., FEIMER I., IONESCU N.**, Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri, Editura Tehnică, București, 1971.
 11. **HORTOPAN G.**, Probleme de aparate electrice de joasă tensiune, Editura Tehnică, București, 1978.
 12. **HORTOPAN G.**, Aparate electrice, Editura Tehnică, București, 1980.
 13. **HUHULESCU M.**, Bobinarea aparatelor electrice de joasă tensiune, Editura Tehnică, București, 1978.
- [I]**
1. **ISPAS C., SIMION I.P.**, Vibrațiile mașinilor unelte, Editura Academiei RSR, București, 1986.
 2. **IFRIM A., NOTINGHER P.**, Materiale electrotehnice, EDP, București, 1979.
 3. **IONESCU G.**, Trăductoare. Principii și metode de proiectare, I.P.București, 1980.
- [J]**
1. **JANG S.K., BERT C.W.**, Free vibrations of stepped beams exact and numerical solutions, J. of Sound and Vibr., (1989), 130(1), pag.342-346.
- [K]**
1. **KALANTAROV P., TEITLIN L.A.**, Calculul inductanțelor, Editura Tehnică, București, 1958.
 2. **KITTEL Ch., KNIGHT W., RUDERMAN M.**, Cursul de fizică Berkeley, vol.I, EDP București, 1981.
 3. **KRIUKOV B.I.**, Dinamica vibrationnîh mașin rezonansnogo tipa, "Naukova dumka", Kiev, 1967.
 4. **KOKARIN V.**, Descrierea, reglajul și repararea mașinii cu inele, IDT București, 1949.

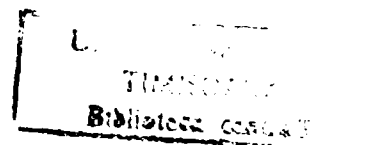
[L]

1. **LAVENDEL E.E.**, Sintez optimalnîh vibromaşin, Izdatelistvo "Zinatne", Riga, 1970.
2. **LAURA P.A.A., GUTIEREZ R.N.**, Vibrations of an elastically restrained cantilever beam of varying cross section with tip mass of finite length, J. of Sound and Vibr., (1987), 108, pag.123-131.
3. **LENK A., REHNITZ J.**, Schwingungsprüftechnik VEB Verlag, Berlin, 1974.
4. **LICHT T.**, In: Bruel & Kjaer, Technical Review, no.2, 1979, pag.3-36.
5. **LIUBE D.**, Procese şi maşini pentru prelucrarea firelor, vol.I, Editura Tehnică, 1980.
6. **LUCA Gh.**, Calculul eforturilor unitare din dispozitivul de rapel cu leagăn şi suspensori pendulari înclinaţi de la locomotiva CFR 060-DA, Lucrările celei de a IV-a Conferinţe de Vibraţii în construcţia de maşini, vol.III, pag.173-182, Timişoara, 26-27 nov.,1982.
7. **LUCA Gh., DRĂGĂNESCU Gh.**, Soobrajenija ob analize kolebanii tehnikami optiki s tocinoi dlinoi volnî. Lucrările celei de a VI-a Conferinţe de vibraţii mecanice, vol.OOO, pag.171-178, Timişoara, dec.1988.
8. **LUCA Gh., DRĂGĂNESCU Gh.**, O proiektirovanii elektrodinamiceskih vibratorov. Lucrările celei de a V-a Conferinţe de vibraţii mecanice. Vol.III, pag.88-94, Timişoara, 6-7 dec.,1985.
9. **LUCA Gh.**, Experimental tests concerning the optimum using ranger determinations of electrodynamic vibrators, Lucrările celei de a VI-a Conferinţe de vibraţii mecanice, vol.III, pag.224-232, Timişoara, dec.1988.
10. **LUCA Gh., FĂNTÂNĂ N.**, Studiul solicitărilor mecanice datorate forţelor electrodinamice care acţionează asupra unui separator de înaltă tensiune. Lucrările celei de a IV-a Conferinţe de vibraţii în construcţia de maşini, vol.III, pag.183-192, Timişoara, 26-27 nov.,1982.
11. **LUCA Gh., MARINCA V.**, Studiu teoretic şi experimental al vibraţiilor forţate, amortizate ale unei bare drepte, omogene, de tip Bernoulli-Euler (în curs de apariţie).
12. **LUCA Gh., TĂMĂŞDAN C., TĂMĂŞDAN Margareta**, Asupra determinării turaţiei critice la fusele textile, Lucrările sesiunii anuale de comunicări ştiinţifice a Univ.din Oradea, 29-30 mai 1992.
13. **LUCA Gh., TĂMĂŞDAN C., TĂMĂŞDAN Margareta**, Calculul turaţiei critice la fusele maşinii de filat, Lucrările celei de a VII-a Conferinţe de vibraţii mecanice, vol.II, pag.85-92, Timişoara, 1993.
14. **LUCA Gh., TĂMĂŞDAN C., TĂMĂŞDAN Margareta**, Determinarea experimentală a turaţiei critice la fusele textile, Lucrările celei de a VII-a Conferinţe de vibraţii mecanice, vol.II, pag.117-120, Timişoara, 1993.
15. **LUCA Gh., ŞTEFAN Cosmina**, Studiul forţelor perturbatoare care acţionează asupra mecanismului de lansare al maşinilor de ţesut clasice,

- Buletinul celei de a VII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.57-62; ISBN 973-0-00331-9, Timișoara, 1996.
16. **LUCA Gh., ȘTEFAN Cosmina**, Calculul forței perturbatoare ce acționează asupra brațului mecanismului de lansare al mașinii de țesut cu suveică, Lucr.celei de a doua Conf.Națion.de Dinam. Mașin., CDM'97, Brașov, 1997.
 17. **LUCA Gh., LĂPĂDATU N., COROESCU A.**, Tendințe de modernizare a mekansmelor de înserare a firului de bătătură la mașinile de țesut, Lucrare comunicată la Zilele Academice Timișene, mai, 1997.
 18. **LUICIC M.A.**, Electromagneți de curent continuu și alternativ, EDP București, 1964.
 19. **LUCA Gh., MĂRGINEANU D.**, Determinarea mișcărilor periodice stabile ale unui sistem vibropercutant cu un grad de libertate. Lucrările celei de a IV-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini, vol.I, pag.45-50, Timișoara, 26-27 nov.1982.
 20. **LUCA Gh., ȘTEFAN Cosmina**, Studiul vibrațiilor mecanismului de lansare de la mașinile de țesut cu suveică, Lucrările sesiunii "ALTEXIM I, Sibiu 98", Buletin științific vol.II, pag.207-212, 22-23 mai, 1998.
 21. **LUCA Gh., ȘTEFAN Cosmina**, Studii teoretice și experimentale privind turația critică a fuselor mașinii de filat cu inele tip "F.B.UNIMAT UNIREA - CLUJ-NAPOCA", Partea I - Studii teoretice, Lucrările sesiunii ALTEXIM-I, Sibiu 98, pag.213-218, 22-23 mai, 1998.
 22. **LUCA Gh., ȘTEFAN Cosmina**, Studii teoretice și experimentale privind turația critică a fuselor mașinii de filat cu inele tip "F.B.UNIMAT UNIREA - CLUJ-NAPOCA", Partea II - Determinări experimentale, Lucrările sesiunii ALTEXIM-I, Sibiu 98, pag.219-222, 22-23 mai, 1998.
 23. **LUCA Gh., ȘTEFAN Cosmina, AVRAMENSCU Oana Dorina**, Contribuții privind studiul vibrațiilor mecanismului de lansare al mașinii de țesut convenționale, Buletinul celei de a IX-a Conferințe de vibrații mecanice, pag.235-240, ISSN 1224-6077, Timișoara, 1999.
 24. **LUCA Gh., DRĂGĂNESCU Gh., OLTEAN Emilia**, Dispozitiv de microtranslație x, y pentru înregistrarea informației obținute în dispozitivele de calcul optic, Inovație, nr.601/2, I.P.Timișoara.

[M]

1. **MALÂȘEV A.P., SMIRNOV A.L., VOROBIOV P.A.**, Osnovî proektirovania tkațkih stankov, Ghizlegprom, Moskva-Leningrad, 1946.
2. **MANGERON D., IRIMICIUC N.**, Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie. Vol.I, Mecanica rigidului. Editura Tehnică, București, 1978.
3. **MARINCA V., LUCA Gh.**, Probleme de dinamică și vibrații liniare, Editura Metanoia, Timișoara, 1992.
4. **MARINCA V., HERIȘANU N.**, The exact solutions of the free vibrations of stepped Bernoulli-Euler beams and with a tip mass, Fourth International



Congress on Sound and Vibration. St.Petersburg, Rusia (1996), pag.1941-1944.

5. **MARINCA V., HERIȘANU N.**, Use of cubic spline functions for free vibrations analysis of elastically restrained, non-uniform Timoshenko beams, Seventh International Congress on Sound and Vibration, Garmish-Partenkirchen, Germany (2000), pag.1163-1170.
6. **MARINCA V., HERIȘANU N.**, Aproximate Method for Free Vibration Analysis of a Timoshenko Beam Using Cubic Spline Functions, International Journal of Acoustics and Vibration (1999), Vol.4, pag.73-78.
7. **MARINCA V., HERIȘANU N.**, Free vibrations of stepped Timoshenko beams and with a tip mass, Proc.3rd ICOVP-96, University of North Bengal (India), (1996), pag.46-49.
8. **MATSUDA H., MORITA C., SAKIYAMA T.**, A method for vibration analysis of a tapered Timoshenko beam with constraint at any points and carrying a heavy tip body, J. of Sound and Vibr., (1992), pag.331-339.
9. **MEIROVITCH L.**, Elements of Vibration Analysis, N.Y.Graw-Hill, (1986).
10. **MEIROVITCH L.**, Introduction to Dynamics and Control, John Wiley and Sons, New York, 1988.
11. **MELNICOV S.V.**, Mehanizația i avtomatizația jivotnovodiceskih ferm., Izdatelistvo Kolos, Moskva, 1978.
12. **MERRITT P.H., BAKER W.I.**, In Shock and Vibration Buletin, nr.4, 1977, p.175-181.
13. **MILLER D.W., De LOUIS J., CRAWLEY E.F.**, Dynamics and Control of Multipayload Platforms, 41th Congress of the international Astronomical Federation, p.192-209, Dresden, October, 1990.
14. **MUNTEANU M.**, Introducere în dinamica mașinilor vibratoare. Editura Academiei, București, 1986.

[N]

1. **NASHIF A., JONES D.I.G., HENDERSON J.P.**, Vibration Damping, John Wiley and Sons, Chichester, 1985.
2. **NATKE H.G.**, Identification of vibration structures, Wien - New-York, Springer Verlag, 1982.
3. **NEGUȚ N.**, Influence des caractéristique des suspensious sur les charges dynamiques des vehicules sur les rails, Buletinul Științific și Tehnic al Universității Tehnice Timișoara, Tom 39(53), Mecanică, 1994.
4. **NEGUȚ N., LUCA Gh.**, Influența amortizării asupra forțelor dinamice la circulația locomotivelor cu suspensie dublă, Lucrările sesiunii anuale de comunicări științifice, Oradea, 1994.
5. **NEGUȚ N., LUCA Gh., DEMETER I.**, Influența amortizării asupra oscilațiilor verticale ce apar în timpul circulației locomotivelor diesel

hidraulice de 2400 CP, Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.31-36, ISBN 973-0-00331-9, Timișoara, 1996.

6. **NEGUȚ N., LUCA Gh., DEMETER I.**, Studiul vibrațiilor verticale ale locomotivelor la circulația cu viteze mari, Lucr.cellei de a doua Conf. Națion.de Dinam. Mașin., CDM'97, Brașov, 1997 .
7. **NICHOLSON W.D.**, Stable response of nonclassically damped mechanical system. Appl.Mech.Rev., vol.40, no.6, Jun.1987.
8. **NICOLAU E., BELIȘ M.**, Măsurări electrice și electronice, EDP București, 1972.
9. **NICULESCU N.**, Călăuza filatorului de bumbac-funcționarea și deservirea mașinilor, vol.I, EDP București, 1980.
10. **NORTON M.P.**, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press, Cambridge, 1989.

[O]

1. **ORGOVICI I., CIOARĂ T.**, Lucrări de laborator de mecanică și vibrații, Lit.IPTVT, Timișoara, 1983.
2. **OLESEN H.P., ZAVERI K.**, Mesure du temps d'integration des Enregistreurs de Niveau Types 2305 et 2307, Bruel&Kjaer, Technical Review, No.1, 1974, pag.3-12.

[P]

1. **PANĂ T.**, Absorbitori dinamici de vibrații, Editura Tehnică, București, 1984.
2. **PITZER I.**, Vibrator cu frecvențe și amplitudini construit din elemente logice pneumatice, Teza de doctorat, Timișoara, 1978.
3. **PITZER I., KOLLAR Z., CSATARY Gh.**, Aspecte privind frecvența și eficiența vibratorului fluidic în compactarea betoanelor, Lucrările celei de a III-a Conferințe de vibrații în construcția de mașini, vol.III, pag.159-172, Timișoara, 28-29 nov.,1980.
4. **POTERAȘU N.F., BEJAN L.E.**, Metode aproximative pentru determinarea valorilor și sensibilităților proprii ale sistemelor mecanice, Lucrările celei de a VII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.183-188, Timișoara, 1993.
5. **POVIDAILO V.A.**, Rascet I konstruirovanie vibraționnîh pitatelei. Gosudarstvennoe naucinotehničeskoe izdatelstvo mașinostroitelnoi literaturî. Moskva, Kiev, 1982.
6. **PREDA M., HORTOPAN V.**, Electrotehnică și măsuri electrice, EDP București, 1967.
7. **PREDA M.,ș.a.**, Bazele electrotehnicii, vol.I și II, EDP București, 1980.
8. **PRITZ T.**, Un systeme simple pour la mesure directe du temps de reverberation avec l'Enregistreur de Niveau Type 2305, Bruel & Kjaer, Technical Review, no.1, 1974, pag.13-17.

[R]

1. **RADEȘ M.**, Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice, Editura Academiei RSR, București, 1979.
2. **RANDALL R.B.**, In: Bruel & Kjaer, Technical Review, No.3, 1981.
3. **RĂDOI M., DECIU E., VOICULESCU D.**, Elemente de vibrații mecanice. Editura Tehnică, București, 1973
4. **RĂDOI M., DECIU E.**, Mecanica, EDP, București, 1981.
5. **RĂDOI M., MUNTEANU M.**, Dinamica mașinilor vibratoare bimasice antrenate cu mecanism bielă-balansoar, Lucrările celui de al III-lea Simpozion de mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1986.
6. **RĂDOI M., MUNTEANU M., GROȘANU I.**, Influența motorului de acționare asupra dinamicii mașinilor vibratoare bimasice, Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini, vol.II, pag.1-5, Timișoara, 28-29 nov.1980.
7. **REBUT P.**, Ghid practic pentru vibrarea betoanelor (trad.din limba franceză), Editura Tehnică, București, 1967.
8. **REICHER F., DRĂGOI L.**, Elemente de proiectare a mașinilor din țesătorie, Institutul Politehnic, Iași, 1985.
9. **RIPIANU A.**, Mecanica solidului rigid, Editura Tehnică, București, 1973.
10. **ROTĂRESCU L., PĂRĂU R.**, Calcule cinematice și tehnologice aplicate în filatură, Editura Tehnică, București, 1985.
11. **RUSANOVSKI V.**, Filatura de bumbac, Editura Tehnică, București, 1964.

[S]

1. **SÂRBU A.M., CONSTANTINESCU A.D., MICU M.**, Generator de vibrații aleatoare pentru încercarea unor structuri mecanice. Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.55-56, ISBN 979-0-0031-9, Timișoara, 1996.
2. **SEBEȘAN I.**, Dinamica vehiculelor de cale ferată, Editura Tehnică, 1995.
3. **SILAȘ Gh.**, Mecanică. Vibrații mecanice. EDP București, 1968.
4. **SILAȘ Gh., ș.a.**, The Experimental Determination of the Quantities Occurring in the Operation of Some Shock-Vibration Mechanisms, Symposium on Experimental Technique in Applied Mechanics, Polytechnic Institut Bucharest, p.59-66, 1972.
5. **SILAȘ Gh., BRÎNDEU L., GROȘANU I., CIOARĂ T., PITZER I., WAZORKA B.**, Studiul comportării dinamice a unui vibrator de adâncime pentru lucrări de construcții, Comunicările Conferinței Vibrații în construcția de mașini, Timișoara, 1975.
6. **SILAȘ Gh., BRÎNDEU L.**, Studiul efectului ciocnirii asupra generatorului de vibrații la un sistem vibropercutant, Lucrările celei de a III-a Conferințe de vibrații în construcția de mașini, vol.III, p.281-286, Timișoara, 28-29 nov., 1980.

7. **SILAȘ Gh., BRÎNDEU L.**, Studiul eforturilor ciocnirii asupra generatorului de vibrații la un sistem vibropercutant, *Lucrările celei de a IV-a Conferințe de vibrații în construcția de mașini*, vol.I, p.299-305, Timișoara, 26-27 nov., 1982.
8. **SILAȘ Gh., BRÎNDEU L.**, *Sisteme vibropercutante*, Editura Tehnică, București, 1986.
9. **SILAȘ Gh., BECHERESCU Doina, LUCA Gh.**, Studiul mișcărilor periodice cu ciocnire ale unei particule materiale, produse de o platformă orizontală care se deplasează pe verticală cu viteza constantă și vibrează după o lege periodică dată, *Lucrările celei de a III-a Conferințe de vibrații în construcția de mașini*, vol.I, pag.37-44, Timișoara, 28-29 nov.,1980.
10. **SILAȘ Gh., CIOARĂ T., BRÎNDEU L., NICOLESCU C.**, Diagnosticarea defecțiunilor mașinilor prin analiza semnalelor de zgomote și vibrații, *Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini*, vol.III, pag.303-312, Timișoara, 28-29 nov.,1980.
11. **SILAȘ Gh., CIOARĂ T., DRAGOMIR DĂESCU D., GHERESCU N.**, Vibration testing of the horizontal axis wind turbine elades using an experimental stand. *Lucrările celei de a V-a Conferințe de vibrații în construcția de mașini*, vol.III, pag.9-18, Timișoara, 6-7 dec., 1985.
12. **SILAȘ Gh., GROȘANU I.**, *Mecanică*. EDP, București, 1981.
13. **SILAȘ Gh., LUCA Gh., ȘTEFAN Cosmina**, Studiul vibrațiilor mecanismului de lansare de la mașina de țesut clasică. *Lucrare comunicată la Zilele Academice Timișene*, mai, 1997.
14. **SILAȘ Gh., NEGUȚ N., LUCA Gh., DEMETER I.**, Studiul vibrațiilor verticale ale locomotivelor la circulația cu viteze mari. *Lucrare comunicată la Zilele Academice Timișene*, mai, 1997.
15. **SILAȘ Gh., RĂDOI M.,ș.a.**, *Culegere de probleme de vibrații mecanice*. Vol.I. *Sisteme liniare cu număr finit de grade de libertate*. Editura Tehnică, București, 1967.
16. **SILAȘ Gh., RĂDOI M.,ș.a.**, *Culegere probleme de vibrații mecanice*. Vol.II. *Sisteme neliniare și parametrice. Sisteme vibropercutante. Aplicații tehnice*, Editura Tehnică, București, 1973.
17. **SILAȘ Gh., TOADER M., SMICALĂ I., LUCA Gh.**, *Mecanica*, vol.III. *Dinamica*, Litogr.Univ.Tehnice din Timișoara, 1994.
18. **SPINAKOVSKII A.O.ș.a.**, *Transportiruiuşcie maşinî*. Izdatelistvo "Maşinostroenie", Moskva, 1968
19. **STUPEL F.A.**, *Traductoare și convertoare electromecanice*, Editura Tehnică, București, 1967.
20. **SUCIU I.**, *Bazele echipamentelor electrice*. Editura Tehnică, București, 1980.
21. **SMOLEANSCHI M.L.**, *Tabele de integrale nedefinite*, Edit.Tehnică, București, 1972.

[S]

1. **ȘTEFAN Cosmina., LUCA Gh., AVRAMESCU Dorina**, Contribuții privind analiza vibrațiilor elementelor mecanismului de lansare al mașinii de țesut clasice. Lucrările sesiunii anuale de comunicări științifice, Oradea, 1998.

[T]

1. **THOMPSON W.T.**, Theory of Vibration, Unwin Hyman Ltd., London, 1989.
2. **TURCIN A.M.**, Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Editura Tehnică, București, 1957 (traducere din limba rusă).

[U]

1. **URBANIEC K.**, Optimal Design of Process Equipement. Ellis Harword Ltd and John Wiley and Sons, 1986.
2. **URSU C.**, Studiul oscilațiilor verticale ale locomotivelor diesel de mare viteză. Teza de doctorat, 1974.

[V]

1. **VĂDUVA Gh.**, Mașina pentru încercat la vibrații. Lucrările celei de a IV-a Conferințe de vibrații în construcția de mașini, vol.II, pag.261-265, Timișoara, 26-27 nov.,1982.
2. **VLASE R., VOICULESCU D.**, Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie, Editura Academiei, București, 1985.
3. **VLĂDUȚ N., COPILU V.**, Filatura de bumbac, tehnologii moderne de laminare și filare, Editura Tehnică, București, 1978.
4. **VOINEA R., STROIE I., PREDOI M.V., BUGARU M.**, Modele pentru sisteme mecanice comandate. Bul.cellei de a IX-a Conf.de Vibrații Mecanice, pag.9-15, Timișoara, 1999.
5. **VOINEA R., VOICULESCU D., SIMION F.P.**, Introducere în mecanica solidelor, Editura Academiei RSR, București, 1985.

[W]

1. **WALSHAW A.C.**, Mechanical Vibration with Applications, John Willey and Sons, New York, 1984.

[Z]

1. **ZIENKIEWICS O.C.**, The Finite Element Method, Mc.Graw, London, 1983.

[***]

- 1.*** Manualul inginerului electrician, Vol.IV, Editura Tehnică, București, 1956.
- 2.*** Manualul inginerului textilist, Editura Tehnică, București, 1959.
- 3.*** INCERC București, secția mașini, scule și dispozitive (1974): Gama de vibratoare de interior cu motor înglobat. Studiu tehnico-economic și tema de proiectare.

- 4.*** Contract Nr.202 din 26.VII.1975 încheiat cu Intreprinderea Electrobanat Timișoara "Ridicarea caracteristicilor dinamice de răspuns ale geofonelor".
- 5.*** Mașina de filat cu inele. Reguli de exploatare, MIU, 1974.
- 6.*** Automaticeskoe upravlenie vibraționîmi ispîtianiami , Moskva, "Energhia", 1978.
- 7.*** STAS 7536-71, Mașini electrice rotative, metode de măsurare a nivelului vibrațiilor.
- 8.*** Nothes on the Use of Vibration Measurements for Machinery Condition Monitorings, Bruel & Kjaer Application Note 14-227.
- 9.*** Organe de mașini (Colecție STAS), vol.II, Editura Tehnică, București, 1985.
- 10.***Bruel & Kjaer, Catalog rezumat, 1986.
- 11.***Studiul și verificarea funcționării vibratoarelor electrice de interior cu motor înglobat, Contract nr.190/26.07.1989.
- 12.***The Rosta Anti-Vibration Moutings. Rosta Work Ltd., Catalog, 1993.
- 13.***Proiect. Studiul posibilităților de optimizare a funcționării vibratoarelor electrodinamice.
- 14.***Proiect. Calculul tensiunii de dezechilibru pentru un traductor accelerometric inductiv diferențial.
- 15.***Proiect.Studiul mecanismului de lansare al mașinilor de țesut clasice.

C U P R I N S

	Pag.
Cap.1. NOȚIUNI GENERALE ASUPRA ÎNCERCĂRILOR LA VIBRAȚII ÎN LABORATOR	3
1.1. Scopul încercărilor de laborator	3
1.2. Metode pentru încercări de laborator	4
1.2.1. Încercări la vibrații armonice	4
1.2.2. Încercări de vibrații aleatoare de bandă largă	7
1.2.3. Încercări la vibrații aleatoare de bandă îngustă	8
1.2.4. Încercări la șocuri	8
1.3. Alegerea generatoarelor de vibrații pentru diferite încercări	9
1.3.1. Producerea unei mișcări rectilinii armonice pentru etalonarea traductorilor de vibrații	9
1.3.2. Determinarea modurilor naturale de vibrație ale unei structuri	10
1.3.3. Încercări la oboseală	11
Cap.2. VIBRATOARE ELECTRODINAMICE. PROIECTARE ȘI UTILIZARE	13
2.1. Principiul de funcționare al vibratoarelor electrodinamice	14
2.2. Proiectarea vibratoarelor electrodinamice	19
2.2.1. Calculul bobinei fixe (electromagnetului)	20
2.2.1.1. Calculul solenației	23
2.2.1.2. Calcule constructive ale electromagnetului	26
2.2.1.3. Calculul solicitărilor termice ale bobinei	29
2.2.2. Calculul bobinei mobile	30
2.2.2.1. Determinarea elementelor constructive	30
2.2.2.2. Calculul impedanței bobinei	31
2.2.2.3. Calculul solicitărilor termice	33
2.2.3. Calculul membranelor elastice	34
2.2.4. Rezultate numerice obținute	41
2.2.4.1. Pentru bobina fixă	41
2.2.4.2. Pentru bobine mobilă	44
2.2.4.3. Pentru membrane	45
2.3. Studiul posibilităților de utilizare a vibratoarelor electrodinamice	47
2.3.1. Deducerea ecuațiilor diferențiale ce caracterizează funcționarea vibratorului	47

2.3.2.	Reacția mișcării bobinei asupra unui sistem mecanic	49
2.3.3.	Calculul forței produsă de vibrator asupra unei structuri	52
2.3.4.	Studiul vibrațiilor forțate ale masei vibrante	53
2.4.	Determinări experimentale privind posibilitățile de utilizare a vibratoarelor electrodinamice	57
2.4.1.	Considerații generale	57
2.4.2.	Determinarea constantelor elastice	59
2.4.3.	Efectuarea determinărilor experimentale	60
2.4.4.	Studiul computerizat al regimurilor de funcționare a vibratorului	74
Cap.3.	DISPOZITIVE PENTRU ÎNCERCĂRI DE LABORATOR LA VIBRAȚII. STUDIU, PROIECTARE ȘI ÎNCERCĂRI	97
3.1.	Proiectarea unui stand pentru determinarea turației critice a fuselor mașinii de filat cu inele	97
3.1.1.	Considerații privind mașina de filat cu inele	97
3.1.2.	Caracteristicile fuselor textile	98
3.1.3.	Importanța determinării turației critice la fuzele textile	99
3.1.4.	Determinarea teoretică a turației critice a fuselor mașinii de filat	100
3.1.4.1.	Cazul fusului considerat ca o bară dreaptă, omogenă de secțiune constantă	100
3.1.4.2.	Cazul barei de secțiune variabilă continuu	101
3.1.4.3.	Cazul barei neuniforme Timoshenko	102
3.1.4.4.	Cazul barei formată din mai multe tronsoane.	116
3.1.4.5.	Rezultate obținute pentru turația critică a fusului mașinii de filat	127
3.1.5.	Determinarea experimentală a turației critice a fusului mașinii de filat	135
3.1.5.1.	Sisteme mecanice de reglare a turației	135
3.1.5.2.	Sisteme hidraulice de reglare a turației	136
3.1.5.3.	Sisteme electrice de reglare a turației	136
3.1.5.4.	Descrierea și funcționarea standului proiectat și realizat	136
3.1.5.5.	Determinarea experimentală a turației critice a fusului	138
3.2.	Traductor inductiv pentru accelerații	141
3.2.1.	Metode de transformare a mărimilor neelectrice în mărimi electrice	141
3.2.2.	Traductoare inductive de deplasare. Domenii de utilizare	142
3.2.3.	Circuitul de măsură al traductoarelor inductive	143

3.2.4.	Aparate de măsurat șocuri și vibrații. Caracteristici principale	145
3.2.5.	Bazele teoretice ale proiectării traductoarelor accelerometrice inductive diferențiale	147
3.2.5.1.	Generalități	147
3.2.5.2.	Calculul circuitului magnetic al traductorului	150
3.2.5.3.	Circuite de măsură ale traductoarelor inductive diferențiale	152
3.2.5.4.	Calculul numărului de spire al înfășurării	156
3.2.6.	Proiectarea unui traductor accelerometric inductiv diferențial	158
3.2.6.1.	Principiul de funcționare	158
3.2.6.2.	Calculul traductorului	160
3.2.7.	Program de calcul	173
3.3.	Dispozitiv pentru studiul vibrațiilor transversale ale barelor	177
3.3.1.	Descrierea dispozitivului	177
3.3.2.	Studiul vibrațiilor transversale neamortizate	184
3.3.3.	Studiul vibrațiilor transversale amortizate pentru o bară în consolă	188
3.3.4.	Determinări experimentale	194
Cap.4.	STUDIUL VIBRAȚIILOR MECANISMULUI DE LANSARE AL MAȘINILOR DE ȚESUT PRIN MODELARE COMPUTERIZATĂ	199
4.1.	Vibrațiile mecanismelor de lansare ale mașinilor de țesut	199
4.1.1.	Vibrațiile la mașini de țesut	199
4.1.2.	Funcționarea mecanismului de lansare	200
4.1.3.	Calculul forțelor ce acționează asupra elementelor mecanismului de lansare	202
4.1.3.1.	Calculul coeficienților forței $U_1(t)$	206
4.1.3.2.	Calculul coeficienților forței $U_2(t)$	207
4.1.3.3.	Determinarea expresiei forței $U(t)$	208
4.1.4.	Studiul vibrațiilor mecanismului de lansare	210
4.2.	Studiul vibrațiilor prin modelare computerizată	212
Cap.5.	CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	227
	BIBLIOGRAFIE	237
	CUPRINS	253
	ANEXE	I

A N E X A**REZULTATE EXPERIMENTALE
PRIVIND POSIBILITĂȚILE DE
UTILIZARE A VIBRATOARELOR
ELECTRODINAMICE**

Tab.2.1 - 2.24 - valorile obținute pentru a_{max} [m/s²] și A [m] în funcție de frecvența vibrațiilor generate, având ca parametrii: tensiunea de alimentare e_0 , masa vibrantă m și constanta elastică a membranelor k

Tabelul 2.1.

$k_{ech} = 9977 \text{ N/m}$										
$h_{membrană} = 1 \text{ mm}$										
$m = 0,67 \text{ Kg}$										
	$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
f [Hz]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10	7,5	0,9	9,2	1,1	11,0	1,5	14,0	1,2	14,0	1,3
15	27,0	2,5	34,0	2,9	37,0	3	39,0	3,1	44,0	3,15
20	16,0	0,95	19,0	1,05	22,0	1,10	23,0	1,2	23,0	1,2
25	12,5	0,5	14,5	0,55	17,5	0,6	20,0	0,62	20,5	0,65
50	9,5	$0,8 \cdot 10^{-1}$	11,0	$0,85 \cdot 10^{-1}$	12,0	$0,93 \cdot 10^{-1}$	17,5	$0,95 \cdot 10^{-1}$	27,0	$0,95 \cdot 10^{-1}$
100	8,4	$1,8 \cdot 10^{-2}$	10,0	$2,1 \cdot 10^{-2}$	11,7	$2,2 \cdot 10^{-2}$	18,0	$2,3 \cdot 10^{-2}$	24,0	$2,4 \cdot 10^{-2}$
150	8,0	$0,85 \cdot 10^{-2}$	9,5	$0,95 \cdot 10^{-2}$	11,0	$1 \cdot 10^{-2}$	19,5	$1,1 \cdot 10^{-2}$	19,5	$1,15 \cdot 10^{-2}$
200	7,6	$4,4 \cdot 10^{-3}$	9,4	$5,2 \cdot 10^{-3}$	10,5	$5,6 \cdot 10^{-3}$	17,5	$5,9 \cdot 10^{-3}$	19,0	$6,1 \cdot 10^{-3}$
300	5,5	$2 \cdot 10^{-3}$	9,5	$2,2 \cdot 10^{-3}$	11,0	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,0	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,0	$2,4 \cdot 10^{-3}$
500	6,7	$0,75 \cdot 10^{-3}$	8,6	$0,85 \cdot 10^{-3}$	11,5	$2,3 \cdot 10^{-4}$	11,5	$2,5 \cdot 10^{-4}$	11,5	$2,6 \cdot 10^{-4}$
527	6,8	$2,9 \cdot 10^{-4}$	8,5	$3 \cdot 10^{-4}$	10,5	$3,4 \cdot 10^{-4}$	15,5	$3,6 \cdot 10^{-4}$	16,5	$4,2 \cdot 10^{-4}$
750	6,0		8,0		10,0		14,5		17,5	
1000	5,0		8,0		9,5		13,3		17,0	
1500	6,0		11,0		14,0		16,0		19,0	
2000	1,5		3,2		7,5		12,5		16,0	
1750	47,0		65,0		69,0		70,0		71,0	
2500	5,0		6,0		7,3		10,0		12,5	
3000	4,3		9,8		13,0		15,5		21,0	
3500	8,5		14,5		20,5		28,0		35,0	
4000	3,0		5,3		7,4		9,0		11,0	
4500	1,1		1,9		2,5		3,0		5,5	
5000	17,0		27,0		38,0		47,0		54,0	
5500	10,0		18,5		26,5		37,0		45,0	
6000	10,0		17,0		24,0		31,0		35,0	

Tabelul 2.2.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		6,0	1,15	6,8	1,25	7,2	1,35	7,8	1,40	8,5	1,45
14		26,0	2,6	51,0	3,0	58,0	3,2	62,0	3,25	66,0	3,3
20		10,0	0,65	11,5	0,72	12,5	0,74	13,0	0,76	13,0	0,76
25		8,5	0,31	9,5	0,36	10,4	0,38	11,2	0,42	11,2	0,42
50		7,0	$6,6 \cdot 10^{-2}$	7,5	$7,3 \cdot 10^{-2}$	8,0	$7,7 \cdot 10^{-2}$	9,0	$8,1 \cdot 10^{-2}$	9,0	$8,1 \cdot 10^{-2}$
100		7,0	$1,6 \cdot 10^{-2}$	7,4	$1,5 \cdot 10^{-2}$	7,7	$1,85 \cdot 10^{-2}$	8,4	$1,96 \cdot 10^{-2}$	8,4	$1,96 \cdot 10^{-2}$
150		4,5	$4,6 \cdot 10^{-3}$	5,3	$5,2 \cdot 10^{-3}$	5,9	$5,5 \cdot 10^{-3}$	8,1	$5,8 \cdot 10^{-3}$	8,1	$5,8 \cdot 10^{-3}$
200		2,7	$2,2 \cdot 10^{-3}$	3,4	$2,4 \cdot 10^{-3}$	3,9	$1,5 \cdot 10^{-3}$	5,5	$1,6 \cdot 10^{-3}$	9,5	$1,7 \cdot 10^{-3}$
300		6,0	$1,75 \cdot 10^{-3}$	7,5	$2,1 \cdot 10^{-3}$	8,0	$2,25 \cdot 10^{-3}$	9,0	$2,4 \cdot 10^{-3}$	10,0	$2,55 \cdot 10^{-3}$
316		7,0	$1,6 \cdot 10^{-3}$	9,0	$1,9 \cdot 10^{-3}$	11,0	$2,15 \cdot 10^{-3}$	12,0	$2,3 \cdot 10^{-3}$	12,5	$2,35 \cdot 10^{-3}$
431		6,0	$1 \cdot 10^{-3}$	8,5	$1,2 \cdot 10^{-3}$	9,5	$1,4 \cdot 10^{-3}$	10,5	$1,5 \cdot 10^{-3}$	11,5	$1,6 \cdot 10^{-3}$
500		6,5	$0,65 \cdot 10^{-3}$	8,4	$0,75 \cdot 10^{-3}$	9,5	$0,85 \cdot 10^{-3}$	10,6	$0,86 \cdot 10^{-3}$	12,0	$0,95 \cdot 10^{-3}$
750		8,5	$4,2 \cdot 10^{-4}$	11,0	$5,2 \cdot 10^{-4}$	12,5	$5,8 \cdot 10^{-4}$	13,5	$6,2 \cdot 10^{-4}$	14,0	$6,8 \cdot 10^{-4}$
1000		8,5	$2,8 \cdot 10^{-4}$	11,5	$3 \cdot 10^{-4}$	13,5	$3,3 \cdot 10^{-4}$	14,5	$3,4 \cdot 10^{-4}$	16,5	$3,8 \cdot 10^{-4}$
1500		5,0	$1,1 \cdot 10^{-4}$	9,0	$1,2 \cdot 10^{-4}$	11,5	$1,4 \cdot 10^{-4}$	1,4	$1,6 \cdot 10^{-4}$	17,0	$1,6 \cdot 10^{-4}$
2000		13,5		29,0		38,0		42,0		47,0	
2500		12,0		30,0		44,0		60,0		71,0	
3000		1,2		2,5		3,4		4,4		6,1	
3500		2,7		4,3		5,4		5,9		6,2	
4000		0,9		2,2		3,8		5,1		6,8	
4500		8,0		14,5		22,5		29,0		33,0	
5000		0,38		0,75		1,1		1,3		1,5	
5500		3,4		6,8		10,5		21,0		26,0	
6000		0,15		0,5		1,1		1,7		2,5	

Tabelul 2.3.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
		$k_{ech} = 9977 \text{ N/m}$ $h_{membrană} = 1 \text{ mm}$									
		$m = 1,64 \text{ Kg}$									
10	9,5	1,75	10,5	1,85	11,0	1,95	11,5	1,9	12,0	1,95	
14	21,0	2,6	45,0	2,9	50,0	2,95	53,0	3,0	56,0	3,0	
20	7,5	0,4	8,3	0,42	9,5	0,47	10,3	0,49	11,0	0,51	
25	6,5	0,25	7,2	0,27	8,0	0,29	10,5	0,30	11,8	0,31	
50	5,2	$5 \cdot 10^{-2}$	6,3	$5,7 \cdot 10^{-2}$	7,0	$6,2 \cdot 10^{-2}$	9,5	$6,4 \cdot 10^{-2}$	10,0	$6,5 \cdot 10^{-2}$	
100	5,0	$1,15 \cdot 10^{-2}$	6,0	$1,25 \cdot 10^{-2}$	6,5	$1,35 \cdot 10^{-2}$	6,8	$1,44 \cdot 10^{-2}$	7,8	$1,5 \cdot 10^{-2}$	
150	5,6	$0,5 \cdot 10^{-2}$	7,4	$0,55 \cdot 10^{-2}$	8,6	$0,6 \cdot 10^{-2}$	9,5	$0,64 \cdot 10^{-2}$	10,5	$0,68 \cdot 10^{-2}$	
200	4,5	$2,7 \cdot 10^{-3}$	5,4	$3,1 \cdot 10^{-3}$	6,0	$3,3 \cdot 10^{-3}$	6,9	$3,5 \cdot 10^{-3}$	8,0	$3,7 \cdot 10^{-3}$	
300	4,8	$0,35 \cdot 10^{-3}$	5,6	$0,45 \cdot 10^{-3}$	6,3	$0,48 \cdot 10^{-3}$	6,8	$0,5 \cdot 10^{-3}$	7,4	$0,55 \cdot 10^{-3}$	
396	2,35	$3,8 \cdot 10^{-4}$	2,5	$4,5 \cdot 10^{-4}$	4,3	$5,2 \cdot 10^{-4}$	5,1	$5,6 \cdot 10^{-4}$	6,0	$6,6 \cdot 10^{-4}$	
500	1,7	$2,7 \cdot 10^{-4}$	2,2	$2,8 \cdot 10^{-4}$	2,5	$2,9 \cdot 10^{-4}$	2,8	$3 \cdot 10^{-4}$	3,4	$3,1 \cdot 10^{-4}$	
750	6,5	$0,45 \cdot 10^{-3}$	8,5	$0,45 \cdot 10^{-3}$	9,5	$0,5 \cdot 10^{-3}$	10,3	$0,56 \cdot 10^{-3}$	11,1	$0,6 \cdot 10^{-3}$	
881	3,0	$0,3 \cdot 10^{-3}$	4,5	$0,3 \cdot 10^{-3}$	5,5		6,2		6,9		
1000	14,5		27,5		41,0		70,0		91,0		
1500	2,1		3,3		4,0		4,6		5,7		
2000	1,9		3,4		5,0		6,5		7,9		
2500	2,7		4,5		5,7		6,9		9,5		
3000	2,2		3,5		4,3		7,0		11,5		
3500	2,1		5,3		7,1		8,6		9,8		
4000	1,0		1,8		2,4		2,9		6,5		
4500	1,4		2,6		3,7		4,9		6,3		
5000	3,4		5,8		8,7		12,0		14,0		
5500	1,8		4,3		6,5		8,7		10,5		
6000	1,8		2,3		2,7		2,9		3,1		

Tabelul 2.4.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		9,5	1,8	10,5	1,9	11,5	1,95	12,0	2,0	12,8	2,05
13		30,0	2,75	37,0	2,85	40,0	2,88	41,0	2,9	42,0	2,95
20		6,2	0,33	7,2	0,37	7,6	0,40	9,0	0,42	11,5	0,43
25		5,1	0,19	5,8	0,21	6,2	0,22	7,1	0,23	12,5	0,24
50		7,5	0,71 10^{-1}	8,5	0,75 10^{-1}	9,0	0,8 10^{-1}	9,5	0,83 10^{-1}	11,0	0,88 10^{-1}
100		6,0	1,35 10^{-2}	7,0	1,47 10^{-2}	7,5	1,6 10^{-2}	7,8	1,7 10^{-2}	8,5	1,8 10^{-2}
150		2,4	2,3 10^{-3}	3,2	2,5 10^{-3}	3,8	2,6 10^{-3}	4,4	2,8 10^{-3}	4,7	3 10^{-3}
200		4,2	2,5 10^{-3}	5,0	2,8 10^{-3}	5,6	3 10^{-3}	6,2	3,2 10^{-3}	6,8	3,4 10^{-3}
217		21,0	0,9 10^{-2}	22,5	1,05 10^{-2}	24,0	1,14 10^{-2}	24,5	1,18 10^{-2}	25,0	1,25 10^{-2}
300		6,0	1,5 10^{-3}	7,0	1,7 10^{-3}	7,3	1,8 10^{-3}	7,8	1,9 10^{-3}	9,0	2 10^{-3}
500		0,55	3,5 10^{-4}	0,95	3,6 10^{-4}	1,15	3,6 10^{-4}	1,45	3,6 10^{-4}	2,1	3,6 10^{-4}
750		15,5		18,4		20,5		21,5		22,5	
1000		7,5		9,8		11,0		11,6		12,2	
1500		2,3		3,5		3,9		4,5		6,4	
1730		1,2		2,6		3,5		4,6		5,7	
1930		6,9		12,0		14,5		16,0		17,0	
2500		1,8		3,5		4,4		5,2		6,1	
3000		0,55		1,25		2,5		11,0		13,5	
3500		0,7		1,2		1,7		2,0		2,85	
4000		2,8		4,6		6,2		6,8		9,3	
4500		0,55		1,3		1,35		2,5		5,2	
5000		1,8		3,3		4,8		6,2		7,3	
5500		2,0		3,0		3,9		4,7		5,3	
6000		0,4		0,85		1,2		1,65		2,1	

Tabelul 2.5.

f [Hz]		$e_o = 2 \text{ V}$		$e_o = 4 \text{ V}$		$e_o = 6 \text{ V}$		$e_o = 8 \text{ V}$		$e_o = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
m = 2,67 Kg		$k_{ech} = 9977 \text{ N/m}$ $h_{membrană} = 1 \text{ mm}$									
10	9,5	1,55	10,0	1,65	10,7	1,68	11,5	1,74	12,2	1,80	
12	24,0	2,40	29,0	2,50	31,0	2,55	33,0	2,58	34,0	2,60	
20	4,0	0,24	4,3	0,26	4,6	0,27	5,5	0,28	8,1	0,29	
25	3,5	0,1	4,0	0,11	4,3	0,115	4,6	0,12	7,5	0,125	
50	3,2	$2,7 \cdot 10^{-2}$	4,2	$3 \cdot 10^{-2}$	4,6	$3,1 \cdot 10^{-2}$	5,1	$3,3 \cdot 10^{-2}$	7,5	$3,4 \cdot 10^{-2}$	
100	2,9	$0,65 \cdot 10^{-2}$	3,3	$0,7 \cdot 10^{-2}$	3,6	$0,75 \cdot 10^{-2}$	4,0	$0,8 \cdot 10^{-2}$	4,6	$0,81 \cdot 10^{-2}$	
150	1,7	$1 \cdot 10^{-3}$	2,0	$1,1 \cdot 10^{-3}$	2,3	$1,2 \cdot 10^{-3}$	2,6	$1,3 \cdot 10^{-3}$	4,1	$1,4 \cdot 10^{-3}$	
200	3,0	$1,7 \cdot 10^{-3}$	3,6	$2 \cdot 10^{-3}$	4,3	$2,1 \cdot 10^{-2}$	5,2	$2,2 \cdot 10^{-3}$	5,7	$2,3 \cdot 10^{-3}$	
300	2,6	$0,7 \cdot 10^{-3}$	3,2	$0,8 \cdot 10^{-3}$	3,8	$0,85 \cdot 10^{-3}$	4,1	$0,88 \cdot 10^{-3}$	4,9	$0,92 \cdot 10^{-3}$	
363	14,0	$0,8 \cdot 10^{-3}$	15,5	$0,9 \cdot 10^{-3}$	16,0		17,0		18,0		
511	1,4		2,6		3,4		3,8		4,22		
850	3,9		5,3		6,2		7,0		8,1		
1000	4,5		6,7		7,7		8,5		9,7		
1340	43,0		59,0		68,0		73,0		80,0		
1730	1,4		2,4		3,4		4,5		5,3		
2000	2,5		4,6		6,5		7,5		9,5		
2500	0,75		1,45		2,05		2,8		4,0		
3000	0,75		1,65		3,4		7,4		15,0		
3500	0,95		1,65		2,25		2,8		3,6		
3830	0,18		0,36		0,54		0,85		2,1		
4370	11,0		18,0		24,0		29,0		12,0		
5000	3,4		6,8		9,8		13,0		14,5		
5500	12,5		25,0		38,0		46,0		55,0		
6000	11,2		21,0		36,0		47,0		59,0		

Tabelul 2.6.

$m = 3,13 \text{ Kg}$		$k_{\text{ech}} = 9977 \text{ N/m}$ $h_{\text{membrană}} = 1 \text{ mm}$									
		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
f [Hz]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	
5	7,4	1,25	8,4	1,3	8,9	1,35	9,3	1,38	13,0	1,4	
12	9,0	1,95	12,0	2,15	17,0	3,2	20,0	2,25	27,0	2,35	
15	4,0	0,21	4,8	0,23	6,5	0,245	7,2	0,26	8,0	0,27	
20	3,0	$1,25 \cdot 10^{-1}$	4,0	$1,35 \cdot 10^{-1}$	4,6	$1,45 \cdot 10^{-1}$	6,2	$1,55 \cdot 10^{-1}$	8,0	$1,6 \cdot 10^{-1}$	
25	2,75	$1,1 \cdot 10^{-1}$	3,9	$1,2 \cdot 10^{-1}$	4,7	$1,26 \cdot 10^{-1}$	4,8	$1,36 \cdot 10^{-1}$	10,0	$1,4 \cdot 10^{-1}$	
50	2,6	$2,4 \cdot 10^{-2}$	3,15	$2,65 \cdot 10^{-2}$	4,4	$2,8 \cdot 10^{-2}$	4,9	$3 \cdot 10^{-2}$	8,5	$3,1 \cdot 10^{-2}$	
100	2,4	$0,55 \cdot 10^{-2}$	2,9	$0,62 \cdot 10^{-2}$	3,9	$0,68 \cdot 10^{-2}$	4,8	$0,73 \cdot 10^{-2}$	5,3	$0,75 \cdot 10^{-2}$	
150	2,6	$2,8 \cdot 10^{-3}$	3,1	$3,2 \cdot 10^{-3}$	3,7	$3,4 \cdot 10^{-3}$	4,3	$3,6 \cdot 10^{-3}$	5,0	$3,7 \cdot 10^{-3}$	
200	2,5	$1,4 \cdot 10^{-3}$	3,2	$1,6 \cdot 10^{-3}$	3,6	$1,8 \cdot 10^{-3}$	4,3	$2 \cdot 10^{-3}$	5,1	$2,1 \cdot 10^{-3}$	
300	2,55	$0,75 \cdot 10^{-3}$	3,2	$0,6 \cdot 10^{-3}$	3,7	$0,95 \cdot 10^{-3}$	4,3	$0,95 \cdot 10^{-3}$	5,5	$1 \cdot 10^{-3}$	
500	3,4	$3 \cdot 10^{-4}$	5,0	$4,0 \cdot 10^{-4}$	5,7	$4,1 \cdot 10^{-4}$	5,8	$4,3 \cdot 10^{-4}$	6,3	$5 \cdot 10^{-4}$	
750	3,0		4,1		5,0		5,7		6,8		
1000	7,5		13,0		19,0		23,0		26,0		
1500	8,5		12,5		14,4		15,5		16,6		
1680	5,0		8,0		10,0		11,0		11,5		
2000	32,0		46,0		50,0		54,0		57,0		
2500	1,15		2,1		2,9		3,6		5,0		
3000	2,5		4,8		7,6		9,6		11,5		
3500	3,9		6,4		8,2		9,5		10,0		
4000	1,6		2,7		3,6		4,4		6,5		
4500	1,1		1,9		2,7		3,3		3,6		
5000	1,1		2,2		2,9		3,8		4,3		
5500	1,4		2,7		3,8		4,8		5,8		
6000	3,2		5,5		7,2		10,5		12,5		

Tabelul 2.7.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
m = 3,63 Kg		$k_{ech} = 9977 \text{ N/m}$ $h_{membrană} = 1 \text{ mm}$									
10	8,0	1,35	8,5	1,45	9,0	1,46	9,5	1,49	10,5	1,56	
12	25,0	2,2	29,0	2,3	31,0	2,3	33,0	2,45	35,0	2,5	
20	2,8	0,12	3,2	0,135	3,4	0,14	4,0	0,146	12,5	0,15	
25	2,6	0,75 10^{-1}	3,1	0,85 10^{-1}	3,2	0,9 10^{-1}	3,4	0,9 10^{-1}	4,0	0,96 10^{-1}	
50	2,5	2 10^{-2}	2,9	2,3 10^{-2}	3,2	2,6 10^{-2}	3,5	2,9 10^{-2}	3,5	2,9 10^{-2}	
100	2,5	0,62 10^{-2}	2,9	0,7 10^{-2}	3,2	0,75 10^{-2}	3,4	0,78 10^{-2}	3,7	0,81 10^{-2}	
150	1,9	2,7 10^{-3}	2,2	2 10^{-3}	2,7	2,2 10^{-3}	3,1	2,3 10^{-3}	3,6	2,4 10^{-3}	
200	2,4	0,45 10^{-3}	2,8	0,5 10^{-3}	3,2	0,55 10^{-3}	3,8	0,56 10^{-3}	4,0	0,6 10^{-3}	
300	2,7	0,75 10^{-3}	3,1	0,85 10^{-3}	3,5	0,87 10^{-3}	4,0	0,9 10^{-3}	4,6	1 10^{-3}	
368	5,8	1 10^{-3}	6,3	1,1 10^{-3}	6,6	1,15 10^{-3}	6,8	1,17 10^{-3}	7,0	1,2 10^{-3}	
460	3,6	7,6	7,6		8,8		10,2		11,0		
750	2,2	3,1	3,1		3,6		4,0		4,5		
1000	2,2		3,0		4,5		5,5		6,2		
1380	22,0		29,0		32,0		33,0		34,0		
1830	5,2		8,0		9,0		10,0		11,5		
2000	0,76		0,95		1,45		2,1		2,35		
2500	0,7		1,25		1,7		2,32		3,2		
3000	0,14		0,29		0,45		0,83		1,38		
3500	0,14		0,28		0,41		0,73		1,25		
4000	0,8 10^{-1}		1,45 10^{-1}		2,45 10^{-1}		3,4 10^{-1}		8,6 10^{-1}		
4500	1,4		2,75		3,9		4,75		4,8		
5000	1		1,75		2,6		3,6		3,6		
5500	0,73		1,82		1,9		2,45		3,2		
6000	0,45		0,9		1,38		1,95		2,5		

Tabelul 2.8.

$m = 4,16 \text{ Kg}$											$k_{ech} = 9977 \text{ N/m}$	
											$h_{membrană} = 1 \text{ mm}$	
	$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$			
f [Hz]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]		
10	7,5	1,25	9,0	1,28	10,0	1,29	11,3	1,31	12,0	1,35		
11,5	29,0	1,6	34,0	1,7	49,0	1,8	56,0	1,85	66,0	1,9		
15	2,5	0,28	3,2	0,3	3,85	0,31	14,5	0,33	9,0	0,34		
20	2,0	0,08	2,7	0,09	3,0	0,096	3,3	0,104	9,5	0,108		
25	1,8	$6,3 \cdot 10^{-2}$	2,7	$6,9 \cdot 10^{-2}$	2,8	$7,3 \cdot 10^{-2}$	3,5	$7,9 \cdot 10^{-2}$	4,2	$8 \cdot 10^{-2}$		
50	1,3	$5,4 \cdot 10^{-2}$	2,1	$5,5 \cdot 10^{-2}$	2,55	$5,8 \cdot 10^{-2}$	2,7	$6,2 \cdot 10^{-2}$	5,0	$6,5 \cdot 10^{-2}$		
100	1,4	$3,4 \cdot 10^{-3}$	1,8	$4 \cdot 10^{-3}$	2,4	$4,3 \cdot 10^{-3}$	2,9	$4,5 \cdot 10^{-3}$	6,2	$4,8 \cdot 10^{-3}$		
150	2,3	$2,5 \cdot 10^{-3}$	2,7	$2,8 \cdot 10^{-3}$	3,6	$3 \cdot 10^{-3}$	4,1	$3,2 \cdot 10^{-3}$	8,2	$3,3 \cdot 10^{-3}$		
178	2,1	$1,3 \cdot 10^{-3}$	2,5	$1,6 \cdot 10^{-3}$	3,3	$1,8 \cdot 10^{-3}$	3,9	$2 \cdot 10^{-3}$	17,5	$2,2 \cdot 10^{-3}$		
200	2,4	$1,25 \cdot 10^{-3}$	2,9	$1,4 \cdot 10^{-3}$	3,4	$1,5 \cdot 10^{-3}$	4,1	$1,6 \cdot 10^{-3}$	4,8	$1,75 \cdot 10^{-3}$		
300	1,8	$0,55 \cdot 10^{-3}$	2,6	$0,65 \cdot 10^{-3}$	3,2	$0,7 \cdot 10^{-3}$	4,3	$0,8 \cdot 10^{-3}$	5,0	$0,85 \cdot 10^{-3}$		
500	3,0		4,0		4,6		5,0		5,5			
750	0,9		1,2		2,0		2,8		4,1			
1000	2,9		5,0		5,9		6,2		7,9			
1500	7,5		11,5		13,5		14,5		15,0			
2000	3,5		7,5		11,5		15,0		18,0			
2500	1,5		2,85		3,0		4,7		10,0			
3000	1,0		2,0		2,6		3,4		6,5			
3500	11,0		18,0		23,0		25,5		27,5			
4000	0,5		0,95		1,35		1,65		2,3			
4500	0,15		0,32		0,46		0,66		0,9			
5000	0,5		1,1		1,6		2,5		3,4			
5500	0,62		1,2		1,75		2,25		2,8			
6000	14,0		26,0		34,0		44,0		53,3			

Tabelul 2.9.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		6,0	0,39	7,5	0,42	12,0	0,45	15,0	0,50	20,0	0,52
15		8,0	0,75	9,5	0,80	13,0	0,82	15,0	0,88	19,0	0,96
23		50,0	2,15	69,0	3,2	71,0	3,4	74,0	3,8	76,0	4,0
50		10,0	$8,8 \cdot 10^{-2}$	11,0	$9,8 \cdot 10^{-2}$	13,0	$10,5 \cdot 10^{-2}$	13,5	$10,6 \cdot 10^{-2}$	32,0	$11,3 \cdot 10^{-2}$
100		2,9	$1,8 \cdot 10^{-2}$	3,2	$2,05 \cdot 10^{-2}$	3,7	$2,2 \cdot 10^{-2}$	3,9	$2,3 \cdot 10^{-2}$	25,0	$2,5 \cdot 10^{-2}$
200		8,5	$4,8 \cdot 10^{-3}$	9,5	$5,4 \cdot 10^{-3}$	11,0	$5,7 \cdot 10^{-3}$	12,0	$6 \cdot 10^{-3}$	13,5	$6,5 \cdot 10^{-3}$
300		7,5	$2 \cdot 10^{-3}$	8,5	$2,3 \cdot 10^{-3}$	10,5	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,0	$2,5 \cdot 10^{-3}$	13,0	$2,7 \cdot 10^{-3}$
500		6,8	$6,5 \cdot 10^{-4}$	6,9	$8 \cdot 10^{-4}$	9,5	$9 \cdot 10^{-4}$	12,5	$9,5 \cdot 10^{-4}$	14,0	$10,5 \cdot 10^{-4}$
750		6,5		8,5		10,5		13,5		14,5	
1000		6,0		8,6		10,0		16,5		17,0	
1500		10,0		16,0		18,5		20,5		23,0	
1650		105		160		180		185		190	
1920		0,8		1,5		5,0		8,0		11,5	
2270		5,1		9,4		11,5		13,0		14,0	
2410		0,95		1,5		2,4		8,5		12,0	
3000		4,2		7,5		11,0		14,0		19,5	
3500		22,0		45,0		60,0		79,0		90,0	
4000		3,4		5,5		7,6		9,4		10,5	
4500		0,4		0,75		1,15		2,0		5,0	
5000		12,5		23,0		35,0		44,0		49,0	
5500		7,5		8,0		19,0		24,0		28,0	
6000		7,0		12,6		18,0		23,0		27,5	

$k_{ech} = 17929 \text{ N/m}$
 $h_{membrana} = 1,5 \text{ mm}$

$m = 0,67 \text{ Kg}$

Tabelul 2.10.

m = 1,04 Kg											k _{ech} = 17929,25 N/m	
											h _{membrana} = 1,5 mm	
	e ₀ = 2 V		e ₀ = 4 V		e ₀ = 6 V		e ₀ = 8 V		e ₀ = 10 V			
f [Hz]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]		
10	4,1	0,48	4,3	0,52	9,0	0,53	16,5	0,55	28,0	0,6		
15	11,5	1,20	12,5	1,30	14,0	1,36	17,0	1,42	21,0	1,5		
18	37,0	2,4	46,0	3,6	50,0	3,8	52,0	3,9	53,0	4,0		
25	12,5	0,5	15,0	0,55	17,5	0,58	22,0	0,61	32,0	0,65		
50	7,0	6,6 10 ⁻²	8,2	7,3 10 ⁻²	9,6	7,7 10 ⁻²	13,5	8 10 ⁻²	15,0	8,7 10 ⁻²		
100	6,8	1,5 10 ⁻²	7,6	1,7 10 ⁻²	9,2	1,8 10 ⁻²	9,7	1,9 10 ⁻²	15,0	2,1 10 ⁻²		
200	7,0	3,4 10 ⁻³	8,5	4,3 10 ⁻³	9,5	4,6 10 ⁻³	10,0	4,8 10 ⁻³	14,0	5,2 10 ⁻³		
300	7,0	1,6 10 ⁻³	8,5	1,9 10 ⁻³	10,0	2,1 10 ⁻³	11,0	2,2 10 ⁻³	17,0	2,3 10 ⁻³		
418	54,0	6,4 10 ⁻³	62,0	7 10 ⁻³	65,0	7,2 10 ⁻³	67,0	7,4 10 ⁻³	69,0	7,6 10 ⁻³		
500	3,1		4,5		6,7		7,7		10,0			
750	3,4		6,5		8,1		10,5		11,5			
1000	34		40		41		42		43,5			
1011	13,5		20		24		28		32			
1500	4,5		7		9,1		11,0		13,5			
1840	210		280		300		310		320			
2000	5,0		8,8		11,5		13,0		16,0			
2500	0,48		0,9		1,9		12,5		16,5			
3000	3,7		6,1		8,5		10,0		11,5			
3500	5,3		9,3		13,0		14,5		17,0			
4000	22,0		34,0		48,0		59,0		64,0			
4500	5,6		9,8		15,0		18,5		20,0			
5000	4,3		7,8		11,5		15,5		17,0			
5500	26		40		56		69		78			
6000	0,9		1,6		2,5		3,7		4,5			

Tabelul 2.11.

$k_{ech} = 17929,25 \text{ N/m}$										
$h_{membrană} = 1,5 \text{ mm}$										
$m = 1,64 \text{ Kg}$										
	$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
f [Hz]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10	3,0	0,47	3,5	0,53	4,2	0,55	4,7	0,59	6,2	0,63
17	35	2,3	40	3,1	43	3,6	45	3,8	47	4,0
20	12,0	0,75	13,5	0,82	14,0	0,85	16,0	0,92	17,0	1,1
50	5,5	$5 \cdot 10^{-2}$	6,0	$5,3 \cdot 10^{-2}$	6,5	$5,5 \cdot 10^{-2}$	7,0	$5,7 \cdot 10^{-2}$	13,0	$6,1 \cdot 10^{-2}$
100	4,7	$0,12 \cdot 10^{-1}$	5,6	$0,13 \cdot 10^{-1}$	6,2	$0,135 \cdot 10^{-1}$	6,8	$0,15 \cdot 10^{-1}$	8,1	$0,155 \cdot 10^{-1}$
200	5,8	$2,5 \cdot 10^{-3}$	7,8	$2,8 \cdot 10^{-3}$	8,9	$3 \cdot 10^{-3}$	9,7	$3,1 \cdot 10^{-3}$	10,5	$3,4 \cdot 10^{-3}$
300	2,3	$1,1 \cdot 10^{-3}$	3,4	$1,3 \cdot 10^{-3}$	5,4	$1,45 \cdot 10^{-3}$	6,0	$1,55 \cdot 10^{-3}$	7,1	$1,7 \cdot 10^{-3}$
500	2,9	$2,7 \cdot 10^{-4}$	3,9	$3,1 \cdot 10^{-4}$	4,7	$3,5 \cdot 10^{-4}$	5,6	$3,7 \cdot 10^{-4}$	6,2	$4,8 \cdot 10^{-4}$
610	45		51		53		55		58	
750	7,5		9,5		11,0		11,6		13,0	
784	7,6		10,3		11,6		12,2		13,4	
1000	11		15		18		20		22,5	
1130	39		50		52		52		53	
1500	7,4		9		11		12		13	
2000	1,3		2,0		2,6		3,0		3,6	
2500	0,3		0,63		1,0		2,5		3,8	
3000	19		35		46		50		58	
3500	12		22		31		37		38	
4000	1,8		3,2		4,5		5,3		6,2	
4500	3,8		6,5		9,0		11,5		13,0	
4650	7,0		12,0		14,5		17,5		18,2	
5000	5,4		9,8		14,0		17,0		19,0	
5500	1,45		2,6		3,8		4,6		5,4	
6000	0,95		1,55		2,6		2,9		3,4	

Tabelul 2.12.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		2,5	0,18	2,8	0,19	3,3	0,21	3,9	0,22	6,2	0,24
15		8,0	2,5	9,0	3,3	10,0	3,8	11,0	4,0	12,0	4,0
20		27	0,32	32	0,36	35	0,38	36	0,45	37	0,5
50		4,3	$3,4 \cdot 10^{-2}$	4,9	$3,6 \cdot 10^{-2}$	5,2	$3,1 \cdot 10^{-2}$	6,5	$3,1 \cdot 10^{-2}$	13,5	$3,1 \cdot 10^{-2}$
100		4,3	$1,05 \cdot 10^{-2}$	4,8	$1,25 \cdot 10^{-2}$	5,0	$1,3 \cdot 10^{-2}$	5,4	$1,36 \cdot 10^{-2}$	5,5	$1,48 \cdot 10^{-2}$
200		3,4		4,4		5,0		5,8		7,5	
300		2,4		3,5		4,5		5,6		6,5	
500		4,1		5,6		6,7		7,7		8,5	
657		2,9		3,7		4,3		4,9		5,5	
744		9,7		10,3		11,1		12,0		13,0	
1000		7,0		9,0		10,5		11,0		12,0	
1400		60		81		86		91		94	
2000		0,75		1,3		2,1		2,9		4,0	
2240		6,7		12,0		13,5		15,0		17,5	
2500		0,65		1,5		1,9		2,8		4,3	
3000		2,3		2,9		3,8		5,4		7,6	
3500		3,3		5,6		8,0		9,9		13,0	
4000		8,0		14,0		19,0		22,0		23,0	
4500		4,0		7,2		6,5		13,0		14,0	
5000		4,0		9,0		14,0		16,0		19,0	
5200		1,4		2,3		3,1		4,8		5,6	
5500		5,0		9,5		14,0		17,0		19,5	
6000		2,4		4,0		6,5		8,4		11,5	

Tabelul 2.13.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		3,2	0,65	3,6	0,8	4,6	0,84	5,9	0,88	6,4	0,92
13		20,0	3,2	25,0	3,4	26,0	3,5	26,5	3,6	27,0	3,6
20		5,0	0,23	5,8	0,24	7,4	0,25	9,5	0,26	10,5	0,27
50		3,6	$3 \cdot 10^{-2}$	4,0	$3,4 \cdot 10^{-2}$	4,3	$3,6 \cdot 10^{-2}$	12,0	$3,8 \cdot 10^{-2}$	14,0	$4 \cdot 10^{-2}$
100		3,2	$0,75 \cdot 10^{-2}$	3,8	$0,95 \cdot 10^{-2}$	4,2	$1 \cdot 10^{-2}$	4,7	$1,05 \cdot 10^{-2}$	12,0	$1,1 \cdot 10^{-2}$
200		3,0	$2 \cdot 10^{-3}$	3,4	$2,2 \cdot 10^{-3}$	3,8	$2,4 \cdot 10^{-3}$	4,1	$2,5 \cdot 10^{-3}$	8,3	$2,7 \cdot 10^{-3}$
300		3,0		3,5		4,1		4,5		5,8	
500		3,4		4,4		5,1		5,5		6,5	
750		6,1		6,6		6,9		7,0		7,4	
1000		11,0		14,5		17,5		18,0		19,5	
1120		62		74		78		80		83	
1150		2,2		4,6		5,6		7,0		8,0	
1500		5,0		7,8		9,0		9,7		11,0	
2000		0,24		1,9		3,7		5,7		8,1	
2250		1,3		2,4		3,0		4,2		4,3	
2500		1,4		2,5		3,6		4,9		6,1	
3000		0,45		0,7		2,3		5,8		12,5	
3200		0,82		1,4		2,7		6,7		13,0	
3500		1,0		1,6		2,4		3,7		6,6	
4000		0,3		0,55		0,88		1,2		2,1	
4500		3,6		6,2		8,8		10,6		12,0	
5000		3,4		3,6		8,5		11,2		12,0	
5500		2,3		4,0		5,9		7,8		9,5	
6000		6,4		13,0		18,0		23,0		28,0	

 $k_{ech} = 17929,25 \text{ N/m}$ $h_{membrană} = 1,5 \text{ mm}$ $m = 2,67 \text{ Kg}$

Tabelul 2.14.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		3,4	0,85	5,1	0,92	8,5	0,99	15,5	1,05	23,0	1,12
13		18	3,4	23	3,5	24	3,6	25	3,6	26	3,6
20		3,8	0,23	5,4	0,26	8,7	0,27	14,0	0,28	27	0,3
50		3,2	$2,8 \cdot 10^{-2}$	4,0	$3 \cdot 10^{-2}$	6,2	$3,1 \cdot 10^{-2}$	6,4	$3,3 \cdot 10^{-2}$	6,5	$3,6 \cdot 10^{-2}$
100		3,0	$0,7 \cdot 10^{-2}$	4,1	$0,75 \cdot 10^{-3}$	5,1	$0,8 \cdot 10^{-2}$	11	$0,85 \cdot 10^{-2}$	14	$0,9 \cdot 10^{-2}$
200		4,0	$1,6 \cdot 10^{-3}$	4,3	$1,8 \cdot 10^{-3}$	5,0	$1,9 \cdot 10^{-3}$	11,5	$2,05 \cdot 10^{-3}$	15	$2,3 \cdot 10^{-3}$
300		3,0		3,5		4,5		7,0		10	
500		3,0		4,9		6,2		7,2		10	
516		8,0		9,0		9,0		12,5		22,0	
650		2,5		3,6		4,6		6,1		8,5	
1000		2,3		4,6		6,2		8,3		13	
1500		11,5		16		20		22		25	
1630		165		250		295		315		340	
2000		8,5		14,5		19,5		21,0		23,0	
2050		420		760		800		800		800	
2500		1,2		2,4		4,0		6,8		10,0	
3000		1,3		2,3		3,8		5,5		10,5	
3500		4,3		7,8		12,0		13,5		26	
4000		2,4		4,2		6,9		9,0		16	
4280		95		130		170		195		205	
4500		7		12		17		21		23	
5000		2,9		5,5		7,8		10		11,5	
5500		2,6		4,8		6,6		8,7		10,6	
6000		5,5		7		9,6		12,5		15	

Tabelul 2.15.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		4,3	0,37	5,0	0,4	6,0	0,42	7,6	0,44	9,9	0,47
12		3,5	1,6	3,5	2,2	3,55	2,3	3,56	2,35	3,6	2,4
20		3,1	$1,2 \cdot 10^{-1}$	3,8	$1,3 \cdot 10^{-1}$	3,3	$1,4 \cdot 10^{-1}$	3,4	$1,45 \cdot 10^{-1}$	3,5	$1,58 \cdot 10^{-1}$
50		2,7	$0,75 \cdot 10^{-2}$	3,0	$0,85 \cdot 10^{-2}$	3,6	$0,88 \cdot 10^{-2}$	4,1	$0,95 \cdot 10^{-2}$	4,5	$1 \cdot 10^{-2}$
100		2,6	$6,2 \cdot 10^{-3}$	3,0	$7 \cdot 10^{-3}$	3,3	$7,4 \cdot 10^{-3}$	3,4	$7,7 \cdot 10^{-3}$	3,8	$8,5 \cdot 10^{-3}$
200		2,5	$1,6 \cdot 10^{-3}$	2,9	$1,8 \cdot 10^{-3}$	3,3	$1,9 \cdot 10^{-3}$	3,9	$2 \cdot 10^{-3}$	10,5	$2,2 \cdot 10^{-3}$
300		2,5		3,0		3,2		4,0		5,6	
465		13,5		15,5		16,4		17,8		19,5	
500		0,95		1,5		2,0		2,4		3,7	
750		1,7		3,6		4,9		6,3		7,8	
1000		1,3		2,6		3,9		4,9		6,8	
1150		0,28		3,6		7,6		15		22	
1180		62		83		120		125		130	
2000		8,5		15		18		20,5		24	
2360		31		49		63		68		71	
2500		2,3		3,5		5,8		9,2		13,5	
3000		3,9		8,8		14,5		21		36	
3500		2,8		5,4		8,8		13		18	
3650		56		78		97		110		115	
4000		7,3		14,5		20		24		26	
4500		1,0		3,0		4,3		5,4		6,0	
5000		0,6		1,1		1,5		2,5		3,0	
5500		21		75		155		180		220	
6000		4,2		4,7		4,9		5,4		7,6	

Tabelul 2.16.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		7,0	0,59	7,7	0,63	8,2	0,66	9,0	0,69	10,0	0,75
12		13,5	3,2	19,5	3,4	20,3	3,5	20,8	3,5	22,5	3,5
20		2,8	0,11	3,2	0,12	3,4	0,13	3,5	0,14	3,5	0,15
50		2,4	$2,1 \cdot 10^{-2}$	2,7	$2,3 \cdot 10^{-2}$	2,9	$2,4 \cdot 10^{-2}$	5,2	$2,5 \cdot 10^{-2}$	5,3	$2,7 \cdot 10^{-2}$
100		2,6	$5,5 \cdot 10^{-3}$	3,0	$6,2 \cdot 10^{-3}$	3,2	$6,6 \cdot 10^{-3}$	3,4	$6,9 \cdot 10^{-3}$	5,7	$7,5 \cdot 10^{-3}$
200		2,2		2,4		3,1		3,2		6,3	
300		2,1		2,4		2,8		3,5		4,5	
500		2,8		3,9		5,4		6,4		7,6	
536		9,5		11		12		12,3		13	
750		2,7		4,1		5,2		6,5		8,0	
1000		3,6		5,2		5,9		6,9		8,3	
1210		3,5		5,9		7,0		7,9		8,8	
1500		2,5		4,6		6,9		8,8		9,5	
1750		5,6		7,3		7,8		8,1		8,4	
1900		5,6		3,3		7,5		7,5		8,3	
2130		2,6		3,6		4,2		4,6		4,9	
2900		0,75		1,15		1,7		2,2		2,75	
3500		4,7		9,1		13		15		18	
4000		7,4		13,5		17		20,5		22	
4500		5,0		9,7		15		18		19,5	
4800		0,52		0,95		1,4		2,5		3,2	
5000		2,4		3,6		5,0		5,6		6,7	
5500		1,1		4,9		2,6		3,3		3,8	
6000		1,9		3,3		5,0		7,0		8,7	

 $k_{ech} = 17929,25 \text{ N/m}$ $h_{membrana} = 1,5 \text{ mm}$ $m = 4,06 \text{ Kg}$

Tabelul 2.17.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		10,5	0,17	15,5	0,2	18,0	0,21	23,0	0,22	24,5	0,225
15		31,0	4,7	38,0	5,0	41,0	5,4	44,0	5,7	50,0	6,4
20		6,0	0,12	7,0	0,13	8,5	0,135	16,0	0,144	21,0	0,155
25		5,2	0,135	6,1	0,146	7,4	0,155	14,5	0,163	25,0	0,18
42		80,0	1,25	85,0	1,35	90,0	1,45	95,0	1,46	101	1,48
50		29,0	0,28	32,0	0,31	34,0	0,32	38,0	0,34	43,0	0,36
100		10,5	$2,4 \cdot 10^{-2}$	12,0	$2,7 \cdot 10^{-3}$	13,3	$2,9 \cdot 10^{-2}$	17,0	$3 \cdot 10^{-2}$	23,0	$3,2 \cdot 10^{-2}$
200		8,5	$0,46 \cdot 10^{-2}$	10,0	$0,52 \cdot 10^{-2}$	11,3	$0,56 \cdot 10^{-2}$	14,0	$0,6 \cdot 10^{-2}$	17,5	$0,65 \cdot 10^{-2}$
300		7,5	$2 \cdot 10^{-3}$	8,5	$2,2 \cdot 10^{-3}$	10,5	$2,4 \cdot 10^{-3}$	12,5	$2,5 \cdot 10^{-3}$	15,0	$2,7 \cdot 10^{-3}$
500		8,5	$0,95 \cdot 10^{-3}$	10,0	$1,05 \cdot 10^{-3}$	12,0	$1,1 \cdot 10^{-3}$	14,5	$1,15 \cdot 10^{-3}$	16,0	$1,25 \cdot 10^{-3}$
750		6,5		8,0		9,5		12,5		15,5	
1000		5,9		8,9		10,5		12,3		15,5	
1500		8,0		13,5		15,5		18,0		21,0	
1700		55,0		65,0		71,0		73,0		75,0	
1910		0,4		2,0		6,4		9,9		14,0	
2000		2,1		4,4		9,3		15,0		17,5	
2500		4,3		7,8		9,4		12,0		14,3	
3000		2,9		4,8		5,8		7,2		8,9	
3500		14,0		27,0		38,0		42,0		44,0	
4000		2,4		6,0		7,8		9,8		11,0	
4500		5,7		9,8		16,0		20,0		24,0	
5000		8,5		15,0		22,0		29,0		34,0	
5500		4,6		8,8		12,5		14,5		17,5	
6000		8,5		16,5		24,0		33,0		38,0	

Tabelul 2.18.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
m = 1,165 Kg		$k_{ech} = 76752,7 \text{ N/m}$ $h_{membrana} = 2 \text{ mm}$									
10	3,5	0,65 10^{-1}	5,0	0,75 10^{-1}	5,5	$0,75 \cdot 10^{-1}$	12,5	$0,75 \cdot 10^{-1}$	18,5	$0,75 \cdot 10^{-1}$	
20	6,0	0,12	7,0	0,14	8,0	0,15	12,0	0,16	17,0	0,17	
25	4,5	0,16	5,5	0,18	6,8	0,19	13,0	0,20	16,5	0,21	
37	70,0	1,1	80,0	1,3	85,0	1,4	87,0	1,45	90,0	1,5	
50	12,0	0,1	14,0	0,14	15,0	0,145	18,0	0,155	22,5	0,165	
100	8,5	$1,5 \cdot 10^{-2}$	9,5	$1,7 \cdot 10^{-2}$	12,5	$1,9 \cdot 10^{-2}$	16,0	$2 \cdot 10^{-2}$	24,0	$2,1 \cdot 10^{-2}$	
150	7,6	$0,9 \cdot 10^{-2}$	9,5	$1 \cdot 10^{-2}$	11,0	$1,05 \cdot 10^{-2}$	12,0	$1,1 \cdot 10^{-2}$	15,0	$1,16 \cdot 10^{-2}$	
200	5,5	$3,3 \cdot 10^{-3}$	7,0	$3,6 \cdot 10^{-3}$	9,2	$3,8 \cdot 10^{-3}$	9,7	$4 \cdot 10^{-3}$	11,0	$4,4 \cdot 10^{-3}$	
300	4,8	$0,7 \cdot 10^{-4}$	6,0	$0,75 \cdot 10^{-4}$	7,5	$0,8 \cdot 10^{-4}$	9,3	$0,85 \cdot 10^{-4}$	12,0	$0,9 \cdot 10^{-4}$	
367	27,0	$1 \cdot 10^{-3}$	55,0	$1,5 \cdot 10^{-3}$	67,0	$1,75 \cdot 10^{-3}$	74,0	$1,85 \cdot 10^{-3}$	76,0	$1,9 \cdot 10^{-3}$	
500	4,9		5,7		6,5		7,4		9,5		
540	65,0		66,0		67,0		68,0		69,0		
750	4,5		5,5		6,9		7,8		8,8		
1000	14,0		22,0		24,0		26,0		28,5		
1100	105		165		180		190		200		
1430	4,0		5,4		7,2		8,4		10,0		
2000	0,28		1,35		4,8		8,8		11,0		
2500	5,5		9,0		10,5		12,5		14,5		
2890	11,4		28,0		32,0		32,0		32,0		
3500	3,0		7,0		9,0		12,0		13,5		
4350	2,0		3,9		5,3		6,4		7,1		
5000	5,1		8,8		13,0		15,5		18,0		
5500	0,6		0,8		0,9		1,6		5,0		
6000	7,0		10,0		13,0		16,0		17,0		

Tabelul 2.19.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		2,9	1,25 10^{-2}	3,4	1,33 10^{-2}	5,1	1,43 10^{-2}	7,7	1,48 10^{-2}	10,5	1,6 10^{-2}
15		2,9	1,15	3,2	1,25	3,5	1,28	9,8	1,4	16,0	1,6
20		3,0	0,15	3,4	0,16	3,8	0,18	9,0	0,19	15,0	0,195
25		6,5	0,24	7,0	0,26	7,3	0,28	8,0	0,3	13,0	0,31
32		59,0	1,3	65,0	1,5	69,0	1,6	72,0	1,65	75,0	1,75
50		7,8	0,8 10^{-1}	8,6	0,9 10^{-1}	9,0	0,95 10^{-1}	10,5	1 10^{-1}	16,0	1,05 10^{-1}
100		5,0	1,35 10^{-2}	5,5	1,45 10^{-2}	5,8	1,55 10^{-2}	6,2	1,64 10^{-2}	11,4	1,75 10^{-2}
150		4,2	4,3 10^{-3}	5,1	4,8 10^{-3}	6,2	5,2 10^{-3}	8,3	5,4 10^{-3}	10,6	5,8 10^{-3}
200		4,3	2,7 10^{-3}	5,3	3 10^{-3}	6,3	3,2 10^{-3}	7,0	3,4 10^{-3}	9,0	3,6 10^{-3}
238		5,2	2,0 10^{-3}	5,9	2,6 10^{-3}	6,5	2,75 10^{-3}	7,0	2,9 10^{-3}	8,8	3,05 10^{-3}
300		3,7	1,1 10^{-3}	4,4	1,2 10^{-3}	5,0	1,3 10^{-3}	5,6	1,35 10^{-3}	6,8	1,45 10^{-3}
500		3,5	0,55 10^{-4}	4,5	0,55 10^{-4}	5,0	0,55 10^{-4}	5,4	0,55 10^{-4}	6,5	0,55 10^{-4}
690		5,63		6,0		7,5		9,9		12,5	
750		4,4		6,7		7,5		8,9		9,9	
1000		4,0		6,4		7,9		8,8		9,7	
1350		54,0		71,0		76,0		77,0		79,0	
2000		4,2		7,8		9,4		11,0		11,5	
2880		1,0		1,85		2,7		3,0		3,6	
3500		7,5		13,0		18,0		27,0		24,0	
4000		4,8		8,5		11,0		13,5		14,5	
4500		3,4		6,1		8,1		9,9		11,0	
5000		6,0		9,7		13,5		17,5		19,5	
5500		3,3		5,9		8,1		11,0		12,5	
6000		1,8		3,6		5,1		6,6		9,2	

Tabelul 2.20.

$m = 2,17 \text{ Kg}$		$k_{\text{ech}} = 76752,7 \text{ N/m}$ $h_{\text{membrană}} = 2 \text{ mm}$									
		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
f [Hz]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	
10	11,5	0,30	12,5	0,35	13,5	0,37	14,3	0,38	17,0	0,43	
15	2,8	0,12	3,0	0,13	3,1	0,135	12,0	0,14	14,0	0,16	
20	3,4	0,18	3,7	0,19	3,9	0,20	14,0	0,21	15,0	0,225	
29	46,0	1,4	55,0	1,7	60,0	1,85	62,0	1,9	65,0	2,0	
50	5,9	$5,6 \cdot 10^{-2}$	6,5	$6,1 \cdot 10^{-2}$	6,8	$6,4 \cdot 10^{-2}$	8,5	$6,8 \cdot 10^{-2}$	20,0	$7,1 \cdot 10^{-2}$	
100	4,4	$1,05 \cdot 10^{-2}$	4,9	$1,1 \cdot 10^{-2}$	5,3	$1,15 \cdot 10^{-2}$	5,9	$1,2 \cdot 10^{-2}$	13,0	$1,25 \cdot 10^{-2}$	
150	3,9	$4 \cdot 10^{-3}$	4,5	$4,4 \cdot 10^{-3}$	4,9	$4,6 \cdot 10^{-3}$	5,3	$4,8 \cdot 10^{-3}$	7,9	$5,3 \cdot 10^{-3}$	
200	4,5	$2,5 \cdot 10^{-3}$	5,4	$2,8 \cdot 10^{-3}$	6,3	$2,9 \cdot 10^{-3}$	7,1	$3 \cdot 10^{-3}$	8,2	$3,3 \cdot 10^{-3}$	
300	5,2	$0,85 \cdot 10^{-3}$	6,3	$1 \cdot 10^{-3}$	6,9	$1,05 \cdot 10^{-3}$	7,2	$1,1 \cdot 10^{-3}$	7,9	$1,15 \cdot 10^{-3}$	
364	7,2		9,0		15,0		21,5		23,5		
500	2,1		4,2		4,8		5,3		5,9		
750	4,8		5,9		6,8		7,5		8,4		
893	18,5		19,0		19,0		18,5		18,5		
1000	13,5		15,5		17,5		19,5		19,5		
1500	4,5		7,2		8,5		9,4		11,0		
2000	0,3		2,5		5,7		9,5		11,5		
2500	3,3		5,6		7,3		11,5		13,5		
3000	9,0		14,0		19,0		23,0		27,0		
3500	4,0		6,6		9,4		11,5		12,5		
4000	3,8		6,9		11,5		13,0		14,5		
4500	1,6		2,9		4,5		5,3		8,2		
5000	4,4		8,6		11,5		14,0		16,0		
5500	8,5		14,5		20,0		25,0		29,0		
6000	6,0		9,0		13,0		14,0		19,0		

Tabelul 2.21.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
		$k_{ech} = 76752,7 \text{ N/m}$ $h_{membrana} = 2 \text{ mm}$									
		$m = 2,64 \text{ Kg}$									
10	5,6	0,2	5,9	0,21	6,9	0,22	7,7	0,24	7,8	0,25	
15	2,0	0,13	2,1	0,135	2,3	0,135	5,9	0,14	9,5	0,15	
20	3,4	0,185	3,7	0,2	3,9	0,21	8,5	0,22	9,9	0,24	
27	40,0	1,45	44,0	1,65	47,0	1,8	50,0	1,9	53,0	2,0	
50	4,3	$4,5 \cdot 10^{-2}$	4,7	$4,9 \cdot 10^{-2}$	5,0	$5,1 \cdot 10^{-2}$	5,7	$5,4 \cdot 10^{-2}$	15,0	$5,8 \cdot 10^{-2}$	
100	3,4	$0,8 \cdot 10^{-2}$	3,8	$0,9 \cdot 10^{-2}$	4,2	$0,92 \cdot 10^{-2}$	4,8	$0,95 \cdot 10^{-2}$	11,0	$1 \cdot 10^{-2}$	
200	3,8	$2 \cdot 10^{-3}$	4,6	$2,2 \cdot 10^{-3}$	4,9	$2,4 \cdot 10^{-3}$	5,3	$2,5 \cdot 10^{-3}$	6,4	$2,6 \cdot 10^{-3}$	
300	3,2	$0,9 \cdot 10^{-3}$	3,8	$0,95 \cdot 10^{-3}$	4,2	$1,05 \cdot 10^{-3}$	4,7	$1,1 \cdot 10^{-3}$	6,2	$1,3 \cdot 10^{-3}$	
500	2,9	$2,6 \cdot 10^{-4}$	3,8	$3,1 \cdot 10^{-4}$	4,2	$3,4 \cdot 10^{-4}$	4,7	$3,9 \cdot 10^{-4}$	5,2	$4,1 \cdot 10^{-4}$	
750	3,7		4,4		5,1		5,4		7,1		
1000	5,7		7,5		8,7		9,8		11,0		
1140	21,0		23,0		23,5		23,5		24,0		
1500	2,3		3,8		4,9		5,5		8,3		
1870	0,6		1,7		2,4		3,7		5,5		
2000	2,2		3,9		7,8		11,5		12,0		
2500	2,0		4,0		4,3		9,5		14,0		
3000	0,8		1,4		2,4		4,5		6,3		
3340	2,6		4,2		6,1		20,0		37,0		
4000	1,5		2,7		3,9		4,4		4,8		
4500	2,8		4,8		6,6		8,5		14,0		
5000	9,5		15,5		20,5		26,5		29,5		
5500	2,2		3,4		5,0		6,6		7,9		
5780	7,0		13,0		18,0		23,0		26,0		
6000	1,4		2,5		3,6		5,1		6,5		

Tabelul 2.22.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
m = 3,11 Kg		$k_{ech} = 76752,7 \text{ N/m}$ $h_{membrană} = 2 \text{ mm}$									
10	3,6	0,15	3,9	0,16	8,5	0,17	9,2	0,18	11,0	0,20	
15	1,7	0,14	2,1	0,15	2,2	0,16	22,0	0,17	25,0	0,18	
20	5,2	0,33	5,7	0,34	6,1	0,36	9,5	0,39	17,0	0,41	
24	38,0	1,5	42,0	1,7	45,0	1,85	46,0	1,95	48,0	2,05	
50	3,7	$3,3 \cdot 10^{-2}$	4,0	$3,5 \cdot 10^{-2}$	4,1	$3,7 \cdot 10^{-2}$	7,1	$3,9 \cdot 10^{-2}$	11,25	$4,1 \cdot 10^{-2}$	
100	3,1	$6,9 \cdot 10^{-3}$	3,5	$7,6 \cdot 10^{-3}$	3,8	$8,1 \cdot 10^{-3}$	4,1	$8,5 \cdot 10^{-3}$	7,5	$9,1 \cdot 10^{-3}$	
200	3,0	$1,9 \cdot 10^{-3}$	3,6	$2 \cdot 10^{-3}$	4,0	$2 \cdot 10^{-3}$	4,3	$2,2 \cdot 10^{-3}$	5,5	$2,4 \cdot 10^{-3}$	
300	3,0	$7,8 \cdot 10^{-4}$	3,6	$9 \cdot 10^{-4}$	4,1	$9,9 \cdot 10^{-4}$	4,6	$10,4 \cdot 10^{-4}$	5,2	$11 \cdot 10^{-4}$	
500	5,3		6,2		6,9		7,3		9,4		
750	3,4		4,6		5,4		5,9		6,2		
1000	6,0		7,2		10,0		10,6		13,5		
1500	3,3		5,2		6,9		8,4		10,0		
1840	4,3		7,3		10,1		12,5		13,5		
2000	0,85		2,95		9,4		18,5		20,0		
2500	1,1		1,9		2,8		4,9		7,9		
2750	2,7		3,9		5,4		6,4		8,5		
3000	0,95		1,5		3,8		8,1		14,5		
3500	5,5		9,5		13,0		16,0		19,0		
4000	2,4		4,2		5,8		6,8		7,4		
4500	9,5		16,5		23,0		28,0		30,0		
5000	6,2		12,0		16,0		22,0		24,0		
5500	2,4		4,2		6,4		9,5		11,5		
6000	10,0		17,0		21,5		24		25		

Tabelul 2.23.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		2,2	$0,65 \cdot 10^{-1}$	2,4	$0,68 \cdot 10^{-1}$	2,6	$0,71 \cdot 10^{-1}$	12,0	$0,73 \cdot 10^{-1}$	15,0	$0,79 \cdot 10^{-1}$
15		1,5	$2,5 \cdot 10^{-1}$	1,8	$2,7 \cdot 10^{-1}$	2,9	$2,8 \cdot 10^{-1}$	3,8	$3,1 \cdot 10^{-1}$	11,0	$3,3 \cdot 10^{-1}$
20		5,8	$7,4 \cdot 10^{-2}$	6,6	$8,1 \cdot 10^{-2}$	7,1	$8,5 \cdot 10^{-2}$	9,1	$8,8 \cdot 10^{-2}$	13,5	$9,6 \cdot 10^{-2}$
23		35,0	1,6	38,0	1,85	41,0	2,0	42,0	2,1	44,0	2,4
50		3,1	$3 \cdot 10^{-2}$	3,5	$3,3 \cdot 10^{-2}$	3,7	$3,5 \cdot 10^{-2}$	4,0	$3,6 \cdot 10^{-2}$	18,0	$3,9 \cdot 10^{-2}$
100		2,6	$6,8 \cdot 10^{-3}$	2,9	$7,6 \cdot 10^{-3}$	3,2	$8,1 \cdot 10^{-3}$	3,3	$8,5 \cdot 10^{-3}$	16,0	$9,1 \cdot 10^{-3}$
200		2,0	$1,1 \cdot 10^{-3}$	2,4	$1,25 \cdot 10^{-3}$	2,8	$1,3 \cdot 10^{-3}$	2,9	$1,4 \cdot 10^{-3}$	7,2	$1,5 \cdot 10^{-3}$
300		2,3	$5,8 \cdot 10^{-4}$	2,7	$6,7 \cdot 10^{-4}$	3,1	$7,5 \cdot 10^{-4}$	3,8	$7,7 \cdot 10^{-4}$	5,4	$8,3 \cdot 10^{-4}$
450		7,4		15,0		19,0		23,5		23,5	
500		2,2		2,7		3,1		4,4		5,3	
750		2,2		2,6		3,1		4,0		4,9	
1000		0,9		2,0		2,9		4,4		4,6	
1500		12,0		19,0		24,0		26,0		30,0	
2000		3,6		7,0		9,5		12,0		13,5	
2500		3,1		6,0		7,6		11,0		13,5	
3000		4,7		9,2		12,5		14,0		17,0	
3480		70,0		115		140		160		165	
4000		7,0		9,0		17,0		20,0		29,0	
4500		3,4		6,0		8,2		10,0		12,0	
5000		1,8		3,0		4,4		5,2		6,1	
5500		4,4		8,2		12,5		15,0		18,0	
6000		8,2		14,0		20,0		25,0		30,0	

Tabelul 2.24.

f [Hz]		$e_0 = 2 \text{ V}$		$e_0 = 4 \text{ V}$		$e_0 = 6 \text{ V}$		$e_0 = 8 \text{ V}$		$e_0 = 10 \text{ V}$	
		a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]	a [m/s ²]	A [mm]
10		1,5	$5 \cdot 10^{-2}$	1,6	$5,2 \cdot 10^{-2}$	1,8	$5,5 \cdot 10^{-2}$	5,0	$5,7 \cdot 10^{-2}$	8,5	$6,1 \cdot 10^{-2}$
15		1,6	$8,2 \cdot 10^{-2}$	1,8	$9,4 \cdot 10^{-2}$	2,0	$9,8 \cdot 10^{-2}$	4,8	$10,6 \cdot 10^{-2}$	7,8	$11 \cdot 10^{-2}$
20		10,0	0,58	10,5	0,64	11,0	0,70	12,0	0,74	14,0	0,80
21		29,0	1,6	32,0	1,8	35,0	1,95	36,0	2,0	38,0	2,1
50		2,7	$2,7 \cdot 10^{-2}$	3,0	$2,9 \cdot 10^{-2}$	3,2	$3 \cdot 10^{-2}$	3,6	$3,1 \cdot 10^{-2}$	9,8	$3,3 \cdot 10^{-2}$
100		2,4	$5 \cdot 10^{-3}$	2,6	$5,8 \cdot 10^{-3}$	2,8	$6,1 \cdot 10^{-3}$	3,0	$6,8 \cdot 10^{-3}$	3,5	$7,1 \cdot 10^{-3}$
200		2,3	$1 \cdot 10^{-3}$	2,9	$1,1 \cdot 10^{-3}$	3,5	$1,2 \cdot 10^{-3}$	4,0	$1,28 \cdot 10^{-3}$	5,1	$1,4 \cdot 10^{-3}$
300		2,3	$4,1 \cdot 10^{-4}$	2,9	$4,7 \cdot 10^{-4}$	3,6	$5,1 \cdot 10^{-4}$	4,0	$5,2 \cdot 10^{-4}$	4,4	$5,5 \cdot 10^{-4}$
500		2,1		3,0		3,5		4,1		4,5	
750		3,3		4,2		5,0		5,6		6,4	
1000		13,0		17,0		20,0		22,0		24,0	
1250		0,22		1,9		2,7		4,9		6,5	
1380		2,0		3,2		4,2		4,7		5,3	
1570		43,0		64,0		71,0		74,0		77,0	
2000		8,1		13,0		15,0		17,0		18,0	
2180		2,4		4,5		5,8		6,7		7,4	
2500		2,1		3,0		4,0		5,9		6,8	
3000		2,1		8,2		12,0		14,0		17,0	
3500		3,6		6,4		9,0		10,5		12,0	
4000		6,0		11,5		14,5		17,0		18,0	
4500		0,7		1,2		1,75		2,2		5,2	
5000		0,6		2,0		1,4		1,9		2,3	
5500		1,2		2,0		2,9		3,8		4,2	
6000		1,0		1,9		2,9		3,9		4,2	

Universitatea Tehnică
București
Fizică