

MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÂNTULUI
UNIVERSITATEA TEHNICĂ TIMIȘOARA
Facultatea de Mecanică

Ing. Paul Theodor

CONTRIBUȚII RELATIVE LA METODELE DE ANALIZĂ ȘI
DIAGNOZĂ A VIBRAȚIILOR MAȘINILOR ȘI AGREGATELOR

TEZĂ DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific:

Prof. Dr. Doc. Ing. GHEORGHE SILAȘ
Membru corespondent al Academiei Române

1996

618.177
102 G

BUPT

CUPRINS

Cuvânt înainte.....	II
1. Dinamica mașinilor. Vibrații.....	1
1.1. Vibrații în dinamica mașinilor	1
1.2. Noțiuni fundamentale	2
1.3. Probleme de bază în dinamica mașinilor.....	8
1.4. Reprezentarea vibrațiilor	10
1.5. Categoriile vibrațiilor mașinilor	13
1.6. Sisteme mecanice echivalente - ecuații de mișcare.....	33
2. Măsurarea, prelucrarea, valorificarea și analiza semnalelor de diagnoză	40
2.1. Bazele analizei de semnal.....	40
2.2. Măsurarea și prelucrarea semnalelor.....	60
2.3. Metodele și aparatul de achiziționare și prelucrarea semnalelor utilizate de autor pentru analiza și efectuarea diagnozelor vibrațiilor.....	76
3. Determinarea prin diagnoză a cauzelor principale ale vibrațiilor mașinilor	83
3.1. Surse de vibrații, funcții de acționare și tehnica de diagnoză	83
3.2. Cauzele și identificarea vibrațiilor la dezechilibru	84
3.3. Identificarea vibrațiilor la alinierea incorectă.....	88
3.4. Identificarea vibrațiilor la insuficienta strângere sau slăbire a îmbinărilor mecanice	90
3.5. Identificarea frecvențelor de rezonanță.....	95
3.6. Identificarea vibrațiilor la frecare, vibrații cu impulsuri	98
3.7. Cauzele și identificarea vibrațiilor la lagăre cu alunecare.....	100
3.8. Cauzele și identificarea vibrațiilor la lagăre cu rostogolire, rulmenți.....	103
3.9. Cauzele și identificarea vibrațiilor transmisiilor prin angrenaje cu roți dințate.....	118
3.10. Cauzele și identificarea vibrațiilor transmisiilor prin curele.....	156
3.11. Cauzele și identificarea vibrațiilor datorită forțelor hidraulice și aerodinamice.....	158
4. Considerații generale și contribuții personale.....	161
Bibliografie.....	164

CUVÂNT ÎNAINTE

În timpul procesului de producție, mașinile și instalațiile trebuie să îndeplinească cerințe din ce în ce mai înalte, în conformitate cu stadiul de dezvoltare continuă a tehnicii actuale pentru garantarea sigurantei în funcționare, asigurarea unei disponibilități mari, respectiv a unei perioade de timp de bună funcționare cât mai îndelungată pentru atingerea unei eficiențe cât mai ridicate, respectiv a unei rentabilități optime. Printr-o întreținere condiționată de starea tehnică a mașinii sau instalației pentru menținerea acestora în perfectă stare de funcționare, se poate aduce o contribuție economică importantă și se poate atinge un grad de utilizare optim al mijloacelor tehnice de producție. Pentru aceasta sunt necesare informații cât mai sigure și exacte asupra stării tehnice a mașinilor și instalațiilor. Tehnica de diagnoză poate să furnizeze aceste informații.

Detectarea cât mai din timp a deteriorării mașinilor și agregatelor prin supravegherea și monitorizarea vibrațiilor (compararea nivelului vibrațiilor măsurate cu limitele stabilite pentru vibrațiile acestora la funcționare normală), constituie o sarcină de deosebită importanță pentru personalul tehnic de exploatare și întreținere din industria producătoare de bunuri și energie electrică, care are în dotare mașini cu componente în mișcare de rotație.

Creșterea vibrațiilor peste limitele normale de funcționare indică o deteriorare posibilă a stării tehnice a mașinii. Prin analizarea și efectuarea de diagnoze corecte ale vibrațiilor pot fi identificate cauzele acestor vibrații, defectele de fabricație sau în formare, gravitatea acestora, precum și durata de timp (de viață) în care mașina sau instalația poate să mai funcționeze fără distrugerea ei sau a altor utilaje. Efectuarea unor diagnoze corecte prin analizarea vibrațiilor, poate aduce economii importante industriei, prin prevenirea avariei totale a utilajelor, care ar provoca pagube economice foarte mari, atât prin pierderi de producție datorită opririi neplanificate a acestora, cât și prin irosirea de materiale și manoperă pentru înlocuirea întregului utilaj distrus.

Lucrarea prezintă intenționează să contribuie la cunoașterea detaliată a cauzelor principale ale vibrațiilor mașinilor și agregatelor (ca de exemplu dezechilibrul, alinierea incorectă, slăbirea îmbinărilor mecanice, rezonanța, frecarea, rulmenți defecti, roți dințate deteriorate etc.), la identificarea acestor cauze prin analizarea vibrațiilor, precum și la detectarea defectelor și a gravității acestora prin diagnoza vibrațiilor. De asemenea intenționează să contribuie la îmbunătățirea metodei de calcul a frecvenței vibrațiilor mașinilor și agregatelor, cauzate de defecte existente, precum și la dezvoltarea și îmbunătățirea tehnicii de diagnoza vibrațiilor.

Această lucrare s-a realizat sub directa conducere, cu sprijinul continuu și sub îndrumările științifice ale Domnului Profesor Dr. Doc. Ing. Gheorghe Silaș, membru corespondent al Academiei Române, căruia îi mulțumim în mod deosebit și pe această cale, și ne exprimăm întreaga noastră recunoștință pentru ajutorul substanțial acordat de Domnia Sa pe întregul parcurs al pregătirii și elaborării lucrării.

Mulțumim, de asemenea Domnului Dr. David Burns, șef al departamentului "Projekte und Analyse", vice-director al Centralei Nucleare KKL Leibstadt AG, Elveția, care după alegerea subsemnatului ca membru al institutului de prestigiu internațional în domeniul zgomotului și vibrațiilor "The Institute of Noise Control Engineering of the United States of America, Inc." cu mențiunea "in recognition of professional standing and contributions" în decembrie 1993, ca urmare a activității de peste 30 de ani ca expert în acest domeniu, m-a încurajat să-mi elaborez teza de doctorat.

În condițiile actuale de dezvoltare a producției cu o eficiență economică cât mai ridicată pentru a face față cerințelor economiei de piață, lucrarea prezintă un ajutor de real folos tuturor inginerilor și tehnicienilor însărcinați cu supravegherea, întreținerea și repararea mijloacelor tehnice de producție, pentru asigurarea funcționării în cele mai bune condiții și exploatarea cât mai eficientă și rentabilă a mașinilor și instalațiilor.

Ing. Paul Theodor

1. DINAMICA MAȘINILOR. VIBRAȚII

1.1. Vibrații în dinamica mașinilor

În dinamica mașinilor se cercetează în general influența alterărilor dintre forțe și mișcări. La acestea există pe lângă dinamica dorită, necesară la funcționarea mașinii, și o dinamică nedorită. Mașinile și componentele lor sunt atât produse elastice cât și încărcate cu mase, și pentru aceasta reprezintă sisteme apte la vibrații. Dacă asupra acestor sisteme acționează forțe variabile în timp și/sau mișcări, apar vibrații. În comparație cu vibrațiile cerute, în general este vorba despre mișcări cu amplitudini mici, dar care în anumite condiții pot deveni foarte periculoase. În special cele mai de temut sunt așa zisele rezonanțe, la care o frecvență de excitație coincide cu o frecvență proprie a structurii mașinii și aceasta conduce la o amplificare a amplitudinii vibrației. Chiar și vibrațiile autoexcitate, datorită existenței unei surse de energie interioare, care le menține, constituie o sarcină dinamică continuă.

Vibrațiile mașinilor sunt problematice întotdeauna când sunt atinse solicitări prea mari ale materialelor. Dacă tensiunile admisibile ale materialului sunt depășite, se pot produce deteriorări ale acestuia.

Vibrațiile reprezintă de asemenea o dăunare pentru mediul înconjurător. Aceasta este valabil nu numai pentru mișcărilor vibrante, care sunt considerate ca neplăcute, dar și mai ales pentru zgomotul de structură pe care îl produc vibrațiile.

Astăzi inginerul trebuie să se preocupe de problema vibrațiilor mașinilor atât în etapa de proiectare și construcție cât la încercarea și mai departe la exploatarea mașinilor (monitorizarea vibrațiilor și diagnoză). Pentru aceasta astăzi stau la dispoziția inginerului diferite mijloace moderne de calcul și experimentale.

Ca rezultat al creșterii puterii și vitezei mașinilor, al ușurării la limită a elementelor constructive, cresc forțele active simultan cu reducerea masei și rigidității construcției. Acestea constituie motivul principal al mării actualități și a problemelor de combatere a zgomotului și vibrațiilor, cărora li se acordă în prezent multă atenție în toate ramurile construcției de mașini.

Elementele constructive ușoare oferă o amortizare internă mai mică a oscilațiilor. Într-o serie de cazuri frecvențele oscilațiilor întreținute sau componentele lor armonice coincid cu frecvențele proprii ale diferitelor elemente constructive, ceea ce duce la fenomene de rezonanță.

La proiectarea mașinilor cu zgomote și vibrații moderate trebuie acordată preferință unor scheme constructive, în care procesele dinamice, provocate de șocuri, accelerații bruște, decelerații etc. să fie excluse sau reduse la limită. De exemplu, înlocuirea matrișării prin presare, a mecanismelor cu came și cu bielă-manivelă, prin mecanisme cu mișcare rotativă uniformă etc. favorizează într-o măsură considerabilă reducerea zgomotului și vibrațiilor.

În procesul de diagnoză trebuie cunoscute diferitele moduri de excitație și cauzele lor. De aceea în continuare se menționează pe scurt sursele vibrațiilor a căror proveniență nu este legată direct de operația tehnologică, efectuată de mașină (analizarea amănunțită a acestora se va face într-un capitol separat în lucrarea de față). Dintre aceste surse fac parte în primul rând transmisibile prin rulmenți și angrenaje, folosite larg în construcția de mașini moderne.

O altă sursă de vibrații cu componente intense de joasă frecvență este neechilibrarea părților în rotație în special la mașinile rapide moderne, de greutate minimă și cu rigiditatea redusă a pieselor portante principale.

Sursele dezechilibrării pot fi condiționate de neomogenitatea materialului corpului în rotație și de defectele de construcție, prelucrare și montaj. Cauzele neomogenității materialului pot fi: suflurile și porozitatea în piesele tumate, densitatea neuniformă a materialului în diferite locuri etc. Dintre defectele constructive care duc la deplasarea centrului de greutate a corpului în raport cu axa de rotație face parte distribuția asimetrică a maselor și orificiilor (găurilor), grosimea inegală a pereților la piesele cu gaturi sau alezaje, existența porțiunilor de suprafețe neprelucrate (exteroare, interioare și laterale), alegerea greșită a toleranțelor la prelucrare și a ajustajelor la piesele asamblate, care duc la bătăi radiale sau axiale, apropierea turației de regim de turația critică, perturbarea simetriei de distribuție a maselor datorită șplinturilor, penelor etc.

Cauzele dezechilibrării pot fi de asemenea abaterile de la toleranțele de prelucrare mecanică, deformările pieselor prelucrate datorită eforturilor termice interne etc.

La funcționarea corpurilor în rotație dezechilibrul poate să apară de asemenea datorită deformărilor provocate de neuniformitatea câmpurilor de temperatură și de diferența dintre coeficienții de dilatație termică a pieselor componente, executate din diferite materiale. El poate fi provocat, de asemenea, de deplasarea pieselor (de exemplu, a bobinajelor în mașinile electrice) sub acțiunea forțelor centrifuge, de coroziunea neuniformă sau de uzura pieselor și în

sfârșit sub acțiunea factorilor exteriori. O deosebită importanță are de asemenea încovoierea arborelui precum și bătaia radială în lagăre.

Dintre defectele de montaj face parte bătaia radială datorită neuniformității inelelor interioare ale rulmenților, distribuția asimetrică a maselor datorită îmbinărilor bulonate ale corpurilor compuse în rotație, bătaia radială datorită calării prin pene, încovoierea axei arborelui datorită necoaxialității în cazul îmbinării rigide, deformațiile pieselor datorită încălzirii și răcirii neuniforme în cazul calărilor la cald etc.

Analiza vibrațiilor pentru depistarea cauzelor acestora, în vederea reducerii nivelului vibrațiilor dăunătoare în limitele admisibile respective, nu este posibilă fără cunoașterea fenomenelor vibratorii. De aceea, în continuare, se prezintă noțiuni fundamentale de vibrații și se descriu categoriile vibrațiilor mașinilor.

1.2. Noțiuni fundamentale

Sistem echivalent. În toate cercetările este indicat să se pomească de la reprezentări pe modele definite pentru sistemul vibrant de cercetat. De aceea pentru sistemul real, se admit anumite ipoteze simplificatoare și idealizări, și se constituie un sistem echivalent (model vibrant echivalent pentru calcule), compus din elemente mecanice simple (mase, amortizoare, arcuri, bare etc) și care posedă un număr definit de grade de libertate (deplasări, unghiuri).

Ecuatii de mișcare, matrice ale sistemelor. Cu ajutorul principiilor și legilor de bază ale mecanicii (Newton, d'Alembert, principiul lucrului virtual) aplicate la sistemul echivalent, se ajunge la ecuații de mișcare, care exprimă relația dintre mărimile de intrare $F(t)$ și mărimile de ieșire $x(t)$, ambele variabile de timp. Aceste ecuații pot fi liniare sau neliniare. Multe cazuri practice se pot rezolva cu modele liniare, în special dacă se pleacă de la premiza că deplasările sunt mici în jurul unei poziții de echilibru.

Ne mărginim aici la reprezentarea de sisteme vibrante, cu mărimi de intrare deterministe $F(t)$ [88, 123]. Cu premisele menționate, indiferent de numărul gradelor de libertate, se obține întotdeauna un sistem de ecuații liniare de mișcare de ordinul al 2-lea, după cum urmează:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (1.1)$$

unde M este matricea patrată de inerție (n,n); conține coeficienții de inerție; este simetrică;

C - matricea patrată de amortizare (n,n); conține coeficienții de amortizare ai sistemului; poate fi și asimetrică (efecte giroscopice, forțe în lagăre de alunecare);

K - matricea patrată de rigiditate (n,n); poate fi și asimetrică (forțe circulatorii, forțe în lagăre de alunecare și în șpalturi de etanșeitate);

$F(t)$ - matricea coloană a forțelor perturbatoare ($n,1$), dependentă de timp;

$x(t)$ - matricea coloană de deplasare (de unghi) ($n,1$), dependentă de timp; \dot{x} și \ddot{x} sunt matrice coloană ce reprezintă respectiv viteza și accelerația.

Ecuațiile de mișcare (1.1) exprimă echilibrul dinamic al forțelor și momentelor, ținând seamă și de forțele de inerție. Aceste ecuații se situează în cadrul condițiilor menționate (liniaritate, matrice

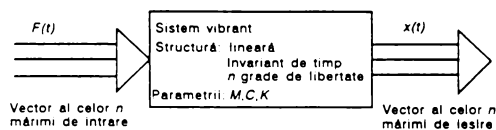


Fig. 1.1

patrate invariante de timp) si fiind general valabile, pot fi utilizate atât pentru diferite tipuri de masini cât si pentru diferite tipuri de vibratii (vibratii de încovoiere, vibratii de torsiune s.a.m.d.).

În fig. 1.1 este reprezentată grafic schema bloc a unui sistem vibrant cu parametri fizici. În sistem intră mărimi de intrare $F(t)$, ca forțe de excitație (de exemplu forțe de dezechilibrare, forțe cauzate de procese tehnologice, impulsuri s.a.m.d.) sau ca excitații punctuale la baza sistemului (perturbații ale solului). Sistemul prelucrează aceste intrări conform comportării acestuia la transfer și răspunde cu mărimile de ieșire $x(t)$ sau derivatele lor respective $\dot{x}(t)$ și $\ddot{x}(t)$.

Comportarea la transfer este definită de structura sistemului, adică de legile fizicale menționate precum și de parametrii sistemului M , C și K . Dacă sunt cunoscuți parametrii M , C și K precum și forțele de excitație $F(t)$ (de exemplu excitații periodice sau intermitente), sistem cu anumite grade de libertate, atunci pot fi determinate prin calcul mai întâi mărimile proprii și apoi mărimile de răspuns.

Frecvențe proprii. Fiecare sistem vibrant linear are o anumită comportare la vibrații proprii, care este definită prin frecvențele sale proprii, factorii săi de atenuare și vectorii săi proprii (forme ale vibrației). Frecvențele proprii, amortizările și vectorii proprii sunt denumiți parametri modali.

Dacă, de exemplu, asupra arborelui unui rotor de ventilator, reprezentat în fig. 1.2, acționează scurt timp o forță de tip impuls $F_k(t)$, sistemul vibrant discretizat, liber, intră în vibrații proprii. Acestea se compun din mai multe vibrații parțiale ($n=1,2,\dots,N$):

$$x(t) = \sum_{n=1}^N A_n e^{-\alpha_n t} \{ \varphi_n^{\text{Re}} \cos(\omega_n t) - \varphi_n^{\text{Im}} \sin(\omega_n t) \}. \quad (1.2)$$

Fiecare vibrație parțială constă dintr-o funcție exponențială, care descrie atenuarea respectiv amplificarea (în cazul sistemelor instabile) și funcții trigonometrice, care definesc comportarea la vibrații.

În ecuația (1.2) ω_n este pulsație proprie [s^{-1}], $-\alpha_n$ - factor de amortizare [s^{-1}], φ_n^{Re} și φ_n^{Im} sunt partea reală și partea imaginară a vectorului propriu φ , A_n , sunt constante, care sunt adaptate condițiilor inițiale.

În fig. 1.2, a, este reprezentată variația în timp a forței F_k , b - variația în timp a elongației vibrației, c - schema unui rotor de ventilator, 1 - ciocan pentru excitație prin impact, 2 - accelerelemetru pentru măsurarea vibrației.

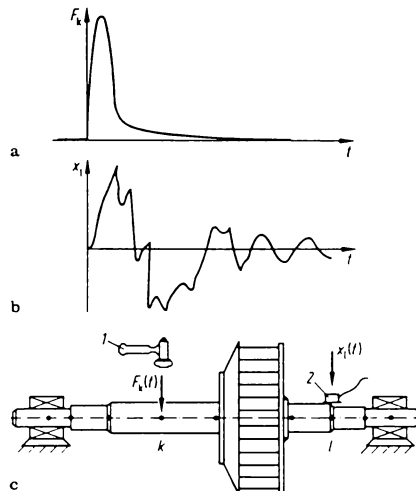


Fig. 1.2

Prin măsurarea răspunsului $\ddot{x}_l(t)$, respectiv a accelerației la grad de libertate l , la un impuls, după o analiză de semnal, se obțin mărimile vibrațiilor proprii ω_n și α_n și la înregistrarea de următoarele semnale, de asemenea și componentele vectorului propriu φ_n^{Re} și φ_n^{Im} .

Cunoașterea acestor mărimi este deosebit de importantă, deoarece caracterizează proprietățile dinamice ale unui sistem capabil să vibreze. Cu aceasta se poate aprecia printre altele la ce frecvențe pot apare efecte de rezonanță și cât de mari pot fi amplitudinile la rezonanță. Vectorul propriu indică ce fel de deformație se produce, când sistemul vibrează cu frecvența sa proprie. De exemplu, această deformație este inițiată aproximativ când sistemul se excită armonic cu o frecvență, care corespunde frecvenței proprii.

Analiza valorilor proprii. Caracteristicile modale se obțin prin calcul, dacă se înlocuiește în ecuația (1.1) partea dreaptă cu $F(t)=0$ (ecuație omogenă) și se pun în ecuații, astfel:

$$\begin{aligned} x(t) &= \varphi e^{\lambda t}, \\ \dot{x}(t) &= \lambda \varphi e^{\lambda t}, \\ \ddot{x}(t) &= \lambda^2 \varphi e^{\lambda t}. \end{aligned} \tag{1.3}$$

Astfel se obține

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + \mathbf{K})\varphi = 0. \tag{1.4}$$

Aceasta are la o comportare pur oscilatorie următoarele soluții:

$$\lambda_n = \alpha_n + j\omega_n, \quad \lambda_n^* = \alpha_n - j\omega_n, \quad \text{valori proprii,} \tag{1.5}$$

$$\varphi_n = \varphi_n^{\text{Re}} + j\varphi_n^{\text{Im}}, \quad \varphi_n^* = \varphi_n^{\text{Re}} - j\varphi_n^{\text{Im}}, \quad \text{vectori proprii.} \tag{1.6}$$

În multe cazuri practice este adesea dificil să fie constituită o matrice de amortizare. La structuri slab amortizate, care se întâlnesc des în construcția de mașini (rotori elastici la torsiune și flexiune, ai căror arbori sunt susținuți de lagăre cu rulmenți), se rezolvă mai ușor problema, dacă se presupune o amortizare mică. Astfel mai întâi se rezolvă problema valorilor proprii pentru un sistem neamortizat ($C=0$) în formă reală

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \cdot \mathbf{M})\varphi = 0, \tag{1.7}$$

care se rezolvă relativ mai ușor, și cu aceasta se definesc pulsația proprie ω_n și vectori proprii reali respectivi φ_n . Amortizările, care la acest calcul nu sunt definite, pot fi approximate sau determinate printr-o încercare. Fiecărei pulsații proprii ω_n îi corespunde un factor de amortizare $-\alpha_n$ respectiv un grad de amortizare $C_n = -\alpha_n/\omega_n$.

În practică se lucrează adesea cu următoarele mărimi:

$$f_n = \omega_n/2\pi \quad \text{frecvență proprie [Hz],} \tag{1.8}$$

$$C_n = -\alpha_n/\omega_n \quad \text{amortizare structurală [-],} \tag{1.9}$$

$$\varphi_n \quad \text{vector propriu real.} \tag{1.10}$$

Cunoașterea amortizării modale este deosebit de importantă, atunci când trebuie să se determine amplitudinile vibrațiilor forțate la rezonanță, cauzată de forța de excitație $F(t)$.

Procedeele menționate nu se aplică, dacă este vorba de sisteme capabile la vibrații auto-excite, cum este de exemplu cazul la mașini rotitoare cu lagăre de alunecare și șpalturi de etanșare (pompe, turbine, compresoare). Aici trebuie să se rezolve problema valorilor proprii, ecuația (1.4), și să se aprecieze starea de stabilitate cu ajutorul valorilor proprii obținute.

Analiza modală. În analogie cu fig. 1.1 se poate defini relația dintre mărimea de intrare $F(t)$ și mărimea de ieșire $x(t)$ și cu parametrii modali (fig. 1.3). Dacă se cunosc toate pulsațiile proprii ω_n , vectorii proprii φ_n și factorii de atenuare ($-\alpha_n$) respectiv amortizările structurale C_n este posibil să se calculeze vibrațiile forțate.

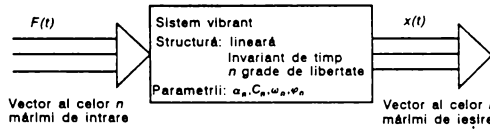


Fig. 1.3

Analiza modală este utilizată în prezent și pentru determinarea parametrilor modali din măsurări. Baza metodei este reprezentarea răspunsurilor sistemului în funcție de mărimile modale si ale frecvenței de excitație, fig. 1.4. La adaptarea funcțiilor de răspuns analitice ale modelului (funcții de transfer ale modelului) la funcțiile de răspuns măsurate ale sistemului (funcții de transfer ale măsurării), se variază valorile parametrilor modali, până când se obține între model și măsurări o concordanță totală. Astfel se obțin, ca rezultat, mărimile modale căutate.

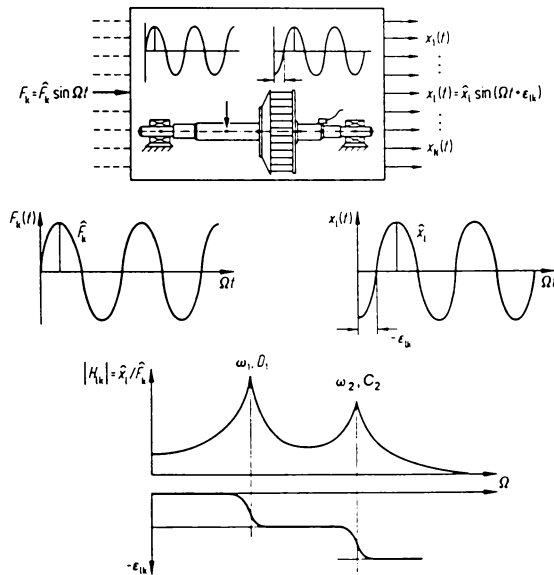


Fig. 1.4

Metoda de măsurare constă în introducerea în sistem de forțe de testare (impact, sinus etc.) și măsurarea răspunsurilor sub formă de vibrații în fiecare punct de măsurare. Din semnalele de timp, după o transformare Fourier în domeniul de frecvență, se obțin funcțiile de transfer măsurate, care apoi stau la dispoziție pentru a se proceda ca mai înainte, pentru aflarea parametrilor modali [74].

Funcții de transfer, caracteristică de amplitudine și de fază. Dacă un sistem liniar, descris prin ecuațiile de mișcare (1.1) este excitat cu o forță perturbatoare armonică de forma

$$F_k = \hat{F}_k \sin \Omega t, \quad (1.11)$$

unde \hat{F}_k este amplitudinea constantă a forței, Ω - pulsația perturbatoare (toate celelalte forțe trebuind să fie egale cu zero), atunci sistemul răspunde în regim permanent (staționar) de asemenea cu mișcări armonice, fig. 1.4. Toate mărimile de răspuns se pot exprima prin vectorul $x(t)$, după cum urmează:

$$x(t) = \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_l(t) \\ \vdots \\ x_N(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{x}_1 \sin(\Omega t + \varepsilon_{1k}) \\ \hat{x}_2 \sin(\Omega t + \varepsilon_{2k}) \\ \vdots \\ \hat{x}_l \sin(\Omega t + \varepsilon_{lk}) \\ \vdots \\ \hat{x}_N \sin(\Omega t + \varepsilon_{Nk}) \end{pmatrix}. \quad (1.12)$$

Răspunsul, corespunzător excitației, pentru fiecare grad de libertate, este caracterizat printr-o amplitudine și un unghi de fază, de exemplu, pentru gradul de libertate l :

$$x_l(t) = \hat{x}_l \sin(\Omega t + \varepsilon_{lk}). \quad (1.13)$$

Atât \hat{x}_l cât și ε_{lk} (ε_{lk} este negativ) sunt dependente de frecvența de excitație. De aceea le denumim:

$$\hat{x}_l(\Omega) / \hat{F}_k \quad \text{amplitudine caracteristică de răspuns (între } l \text{ și } k), \quad (1.14)$$

$$\varepsilon_{lk} \quad \text{unghi de fază de răspuns (între } l \text{ și } k). \quad (1.15)$$

În practică se combină des cele două funcții într-o funcție complexă:

$$\bar{H}_{lk} = (\hat{x}_l / \hat{F}_k) e^{j\varepsilon_{lk}} = |\bar{H}_{lk}| e^{j\varepsilon_{lk}}. \quad (1.16)$$

Deoarece căutăm valorile \hat{x}_l / \hat{F}_k reprezintă o suplețe (deplasare/forță), denumim de asemenea $\bar{H}_{lk}(\Omega)$ funcție de transfer de suplețe complexă. Fig. 1.4 arată variația calitativă a amplitudinii $|\bar{H}_{lk}| = \hat{x}_l / \hat{F}_k$ și a unghiului de fază ε_{lk} depinzând de frecvența de excitație Ω . Însemnătatea funcțiilor de transfer iese în special în evidență, când se urmărește variația acestora. Când pulsația de excitație Ω se află în apropierea unei pulsații proprii ($\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_N$) (caz de rezonanță), răspunsul de amplitudine \hat{x}_l atinge un maximum a cărei înălțime depinde de amortizarea respectivă ($\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_N$) respectiv (C_1, C_2, \dots, C_N) (amortizare mare, creștere mică a amplitudinii). În domeniul frecvenței de rezonanță unghiul de fază ε_{lk} (aici definit negativ) se schimbă relativ mult.

Calculul funcțiilor de transfer și a răspunsurilor armonice și periodice ale sistemului. Dacă se cunosc ecuațiile de mișcare (1.1) cu matricele M, C, K , atunci funcția de transfer complexă $\bar{H}_{lk}(\Omega)$ se poate stabili prin calcule cu ajutorul unei ecuații complexe. Pentru aceasta se

introduce în formal următoarea funcție de forță complexă pentru funcția de excitație armonică $F_k(t)$:

$$F_k(t) = \hat{F}_k e^{j\Omega t} - \hat{F}_k (\cos \Omega t + j \sin \Omega t), \quad (1.17)$$

unde în vectorul de forță pentru punctul de excitație există numai componente de ordin k , respectiv:

$$F(t) = \hat{F} e^{j\Omega t}, \quad \hat{F} = \{0, 0, \dots, \hat{F}_k, 0, \dots, 0\}^T. \quad (1.18)$$

Datorită amortizării mișcarea forțată va fi de forma $x_l(t) = \hat{x}_l \sin(\Omega t - \epsilon_{kl})$, defazată în urmă față de forță. Sub forma complexă va fi $x_l(t) = \hat{x}_l e^{j(\Omega t - \epsilon_{kl})}$. Se mai obține

$$\dot{x}_l(t) = j\Omega x_l(t); \quad \ddot{x}_l(t) = -\Omega^2 x_l(t). \quad (1.19)$$

Sub forma complexă ecuația (1.1) devine

$$M \ddot{\hat{x}} + C \dot{\hat{x}} + K \hat{x} = \hat{F} e^{j\Omega t} \quad (1.20)$$

Notând $\hat{x}_l e^{-j\epsilon_{kl}} = \hat{\hat{x}}_l$, după simplificarea ecuației (1.20) cu $e^{j\Omega t}$ se obține

$$(K - \Omega^2 M + j\Omega C) \cdot \hat{\hat{x}} = \hat{F}$$

sau

$$\hat{\hat{x}} = (K - \Omega^2 M + j\Omega C)^{-1} \cdot \hat{F}. \quad (1.21)$$

din care fiind cunoscute matricele M , C , K și vectorul de forță \hat{F} pentru fiecare frecvență de excitație Ω dată în prealabil, se poate calcula vectorul răspunsului complex al sistemului $\hat{\hat{x}}$, prin rezolvarea ecuației lineare complexe (1.21). Componentele lui $\hat{\hat{x}}$ sunt de forma

$$\hat{\hat{x}}_l = \hat{x}_l e^{-j\epsilon_{kl}}. \quad (1.22)$$

și conțin pe lînga amplitudinea \hat{x}_l și faza ϵ_{kl} . Se obțin mai departe valori ale funcției de transfer $\bar{H}_{lk}(\Omega)$.

La un sistem cu N grade de libertate sunt în total $N \times N$ funcții de transfer, deoarece se poate excita sistemul cu de N ori la un grad de libertate și se poate înregistra răspunsul la cele N grade de libertate.

Matricea totală $\bar{H}(\Omega)$ a tuturor funcțiilor de transfer $\bar{H}_{lk}(\Omega)$ ($l=1..N$; $k=1..N$) rezultă prin inversiunea matricei de rigiditate complexă (dinamică) $\bar{K}(\Omega) = K - \Omega^2 M + j\Omega C$ respectiv

$$\bar{H}(\Omega) = (K - \Omega^2 M + j\Omega C)^{-1} = \begin{pmatrix} \bar{H}_{11} & \bar{H}_{12} & \dots & \bar{H}_{1k} & \dots & \bar{H}_{1N} \\ \bar{H}_{21} & \bar{H}_{22} & \dots & \bar{H}_{2k} & \dots & \bar{H}_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \bar{H}_{N1} & \bar{H}_{N2} & \dots & \bar{H}_{Nk} & \dots & \bar{H}_{NN} \end{pmatrix}. \quad (1.23)$$

Cazul excitațiilor armonice și cu aceasta a vibrațiilor armonice joacă un rol important în dinamica mașinilor. Prin cunoașterea funcțiilor de transfer a unui sistem se poate aprecia la ce frecvențe de excitație apar în special răspunsuri de amplitudini ridicate.

O utilizare importantă există la mașinile rotative, la care dezechilibrările produc forțe de excitație armonice cu pulsația egală cu viteza unghiulară Ω . Prin introducerea vectorului forță de dezechilibrare (forțele de dezechilibrare sunt proporționale cu Ω^2) în ecuația (1.1) și cu luarea în considerare a influențelor frecvențelor de rotație în matricele sistemului, din calculul funcțiilor speciale de transfer se obțin răspunsurile de amplitudine ale vibrațiilor de încovoiere pentru arborii în rotație, vibrații dependente de frecvența de excitație. Frecvența de excitație este egală cu cea de rotație și dacă aceasta coincide cu o frecvență proprie a sistemului, frecvența de rotație este denumită critică.

Dacă forțele perturbatoare ale unui sistem conțin în același timp mai multe frecvențe de excitație, cum este cazul de exemplu la funcțiile periodice, atunci răspunsurile de amplitudine, rezultate din funcțiile de transfer pentru fiecare frecvență de excitație, se pot suprapune, conform cu faza, într-un răspuns total. Forțe de excitație periodice, respectiv momente, se întâlnesc, de exemplu, ca forțe ale presiunii gazului, la funcționarea sistemului bielă-manivelă al motorului cu explozie.

1.3. Probleme de bază în dinamica mașinilor

Problema directă. Problema directă este cea mai des întâlnită în practică și în mod uzual în faza de construcție a unui nou sistem. Astfel este de cercetat un sistem, al cărui plan de construcție ne stă la dispoziție, fig. 1.5, a. Problema de rezolvat constă în a determina prin calcule variația în timp a răspunsurilor sistemului $x(t)$, cunoscându-se variațiile în timp ale forțelor perturbatoare de intrare $F(t)$ și caracteristicile sistemului sub formă de matrice M , C și K . Într-o primă etapă pregătitoare se determină frecvențele proprii și vectorii proprii. Pentru această importantă analiză se recomandă următoarea ordine de calcul [88]:

- inventarierea cazurilor de încărcare (forțe de excitație);
- idealizarea structurii (stabilirea modelului, a numărului de grade de libertate și constituirea unui sistem echivalent ca model de calcul);
- scrierea ecuațiilor diferențiale de mișcare;
- rezolvarea ecuațiilor diferențiale de mișcare;
- reprezentarea grafică a rezultatelor;
- valorificarea și interpretarea rezultatelor.

Problema inversă. Aici problema se pune invers ca în cazul precedent. Fiind dată variația răspunsurilor sistemului $x(t)$ și cunoscându-se proprietățile sistemului M , C , K trebuie să se determine variația mărimilor de excitație $F(t)$, fig. 1.5, b.

Cel mai răspândit exemplu pentru cazul de față este echilibrul rotorilor. Astfel, aici se încearcă, ca prin modificarea maselor la rotor, să se influențeze în așa fel forțele de dezechilibrare ale arborelui în rotație, încât lagărele să fie cât mai mult posibil eliberate de forțe periodice rotative. Înainte de începerea operației de echilibraj și în timpul acesteia se măsoară semnalele vibrațiilor $x(t)$, pentru a se putea urmări calitatea efectuării acestei operații.

Problema de identificare. În acest caz, cu ajutorul mărimilor măsurate de intrare și de ieșire, trebuie să se determine structura și parametrii săi, fig. 1.5, c. Deoarece adesea există puncte de sprijin privind structura ecuațiilor (ca de exemplu: liniaritate, invarianță de timp, numărul gradelor de libertate) sau se iau anumite premise de calcul, problema se reduce la așa zisa identificare a parametrilor.

Acest procedeu constă în introducerea în sistemul de cercetat de forțe de testare $F(t)$ (forțe impuls, forțe intermitente, forțe armonice sau aleatoare) și totodată măsurarea acestora, precum și înregistrarea răspunsurilor sistemului $x(t)$, cauzate de forțele perturbatoare menționate. Cu ajutorul mărimilor de intrare măsurate $F(t)$ și a mărimilor de ieșire înregistrate $x(t)$, și luând în considerare relații cunoscute între intrare-ieșire (structura sistemului), se determină cu metode

aproximative parametri căutați. În acest caz se utilizează atât metode în domeniul de timp cât și de frecvență.

Problema de proiectare. În acest caz, fiind date în prealabil mărimile de excitație $F(t)$, trebuie să se proiecteze în așa fel sistemul respectiv, încât să se ajungă la mărimile de ieșire dorite $x(t)$, fig. 1.5, d. Structura sistemului fiind adesea cunoscută, problema se reduce la o optimizare a parametrilor între anumite limite.

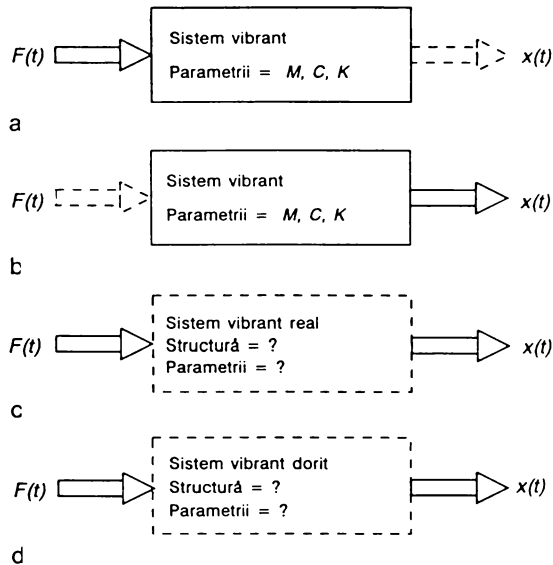


Fig. 1.5

Îmbunătățirea stării de vibrație a unei mașini. Această operație se întâlnește des în practică la exploatarea mașinilor.

Vibrațiile mașinilor, care nu sunt utilizate în procese tehnologice vibratoare, sunt fenomene nedorite, care nu trebuie să depășească anumite limite. La mișcări prea mari $x(t)$, trebuie ca starea mașinii să fie îmbunătățită. Aceasta poate să se efectueze în patru etape. Mai întâi se măsoară semnalele de ieșire $x(t)$ și se analizează în funcție de timp și de frecvență. Vibrații prea mari pot fi provocate fie de forțe perturbatoare $F(t)$ mari, fie de caracteristici nepotrivite ale sistemului ($\omega_n, \alpha_n, \varphi_n$). În a doua etapă se cercetează sistematic caracteristicile sistemului. Cu ajutorul unor semnale test adecvate $F(t)$ și măsurarea semnalelor de răspuns respective $x(t)$ se identifică caracteristicile sistemului. Cu aceste rezultate în a treia etapă se poate constitui un sistem echivalent, ca model de calcul, care reproduce cu destulă exactitate caracteristicile dinamice ale mașinii de cercetat. Ultima etapă constă în depistarea acelor modificări ale sistemului, care conduc în modul cel mai efectiv la reducerea vibrațiilor. Aceasta se obține prin calcule de simulare (algoritme de optimizare).

1.4. Reprezentarea vibrațiilor

1.4.1. Reprezentarea vibrațiilor în funcție de timp

Vibrațiile mașinilor se manifestă prin mișcări ale punctelor mașinii, care variază în timp, care fie că se repetă regulat, fie ca un fenomen, care se atenuiază (vibrații proprii cu timp limitat), se amplifică, sau variază fără reguli (aleator).

Aici este cazul variației în timp a fiecărei componente $x(t)$ și a forțelor perturbatoare $F(t)$. Conform schemei bloc din fig. 1.1, în acest caz, se tratează analiza semnalelor de intrare și de ieșire.

Clasificarea vibrațiilor. În fig. 1.6 este reprezentată clasificarea semnalelor vibrațiilor

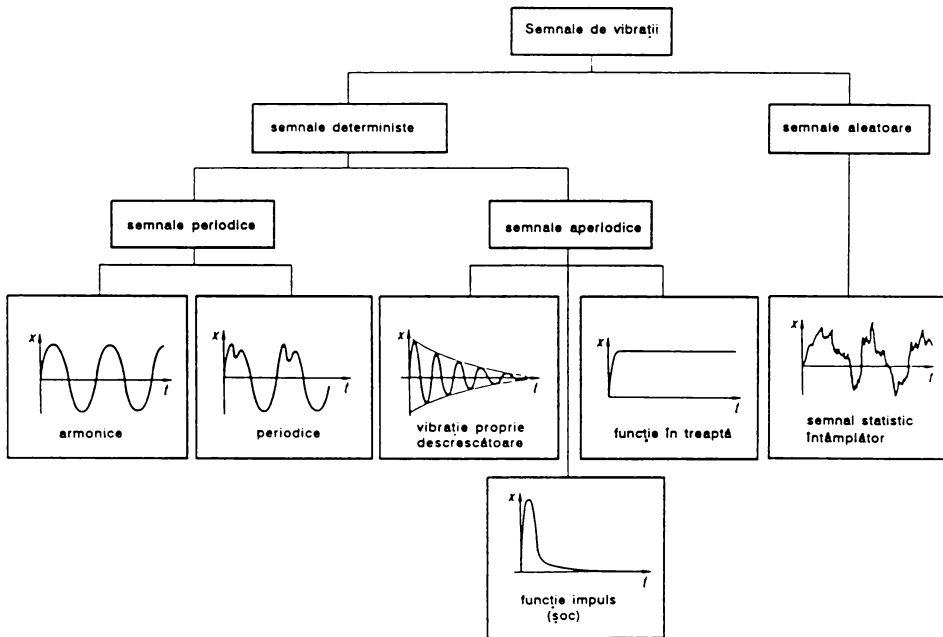


Fig. 1.6

importante, la care mărimea "vibrantă" este în general definită $x(t)$ (scalar). Semnalele se pot subîmpărți în deterministe și aleatoare. Cele deterministe, la rândul lor, se împart în periodice și aperiodice. Semnalelor periodice le aparțin ca semnale elementare funcțiile armonice sinus și cosinus. În general semnalele periodice se constituie din componente sinus și cosinus, ale căror frecvențe sunt multiplii a unei frecvențe fundamentale Ω_0 . Semnalelor aperiodice le aparțin vibrații armonice ca de exemplu funcția impuls, funcția în treaptă.

Toate semnalele arătate în fig. 1.6 sunt reprezentate în funcție de timp. În timp ce toate semnalele deterministe pot fi definite prin funcții matematice, semnalele întâmplătoare nu pot fi determinate fără echivoc. De aceea s-a dovedit necesar să se introducă valori medii pentru caracterizarea diferitelor semnale [123].

Valori medii. Valoarea medie a funcției de timp $x(t)$ este dată de relația

$$\bar{x}(t) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt, \quad (1.24)$$

unde T este timpul de observare, la semnale periodice - perioada.

Valoarea medie patratrică este dată de relația

$$\overline{x^2(t)} = \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt. \quad (1.25)$$

Rădăcina patrată a valorii medii patratrice este denumită valoare eficace (în l. engleză RMS-value = root mean square value, sau rădăcină medie patratrică) și este dată de relația

$$x_{er} = \sqrt{\overline{x^2(t)}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}. \quad (1.26)$$

Valoarea eficace reprezintă circa 70% din valoarea de vârf: $x_{er} = \frac{\sqrt{2}}{2} \hat{x} = 0,707 \hat{x}$.

1.4.2. Reprezentarea vibrațiilor în funcție de frecvență

Ca să se poată interpreta mai bine mărimile de intrare $F(t)$ și de ieșire $x(t)$ ale unui sistem vibrant, acestea se reprezintă în funcție de frecvență ca $x(\Omega)$ și $F(\Omega)$, unde $\Omega = 2\pi f$ este pulsația, în s^{-1} și f frecvența, în Hz.

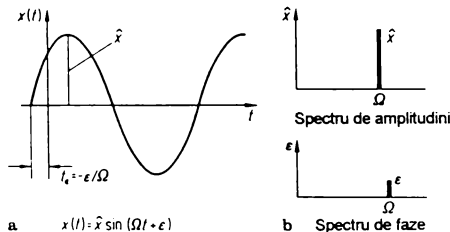


Fig. 1.7

Cu ajutorul analizei Fourier este posibil să se transforme din domeniul de timp în domeniul de frecvență. Pentru exemplul simplu al vibrațiilor armonice sinusoidale reprezentarea în amândouă domenii este arătată în fig. 1.7. Vibrația sinusoidală

$$x(t) = \hat{x} \sin(\Omega t + \epsilon) \quad (1.27)$$

este definită prin amplitudinea \hat{x} , pulsația Ω și faza inițială ϵ . La pulsația Ω se reprezintă în diagrama amplitudinilor valoarea \hat{x} și în diagrama fazelor - valoarea ϵ .

Analiza Fourier a vibrațiilor periodice. Conform seriilor Fourier, fiecare funcție periodică $x(t)$ cu perioada $T = 2\pi/\Omega_0$ poate fi reprezentată, sub anumite premise, printr-o sumă de funcții sinus și cosinus cu pulsațiile $\Omega_0, 2\Omega_0, 3\Omega_0, \dots$,

$$\begin{aligned}
 x(t) &= x_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \{s_n \sin n\Omega_0 t + c_n \cos n\Omega_0 t\} = \\
 &= x_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \{\hat{x}_n \sin(n\Omega_0 t + \varepsilon_n)\}
 \end{aligned}
 \tag{1.28}$$

cu

$$x_0 = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad \text{valoare medie aritmetică,}$$

$$s_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sin n\Omega_0 t dt \quad \text{coeficienți Fourier } (n = 1, 2, \dots, \infty),$$

$$c_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos n\Omega_0 t dt,$$

$$\Omega_0 = 2\pi / T \quad \text{frecvență fundamentală (pulsatie),}$$

$$\hat{x}_n = \sqrt{s_n^2 + c_n^2} \quad \text{valori ale amplitudinilor spectrului Fourier,}$$

$$\varepsilon_n = \arctg(c_n / s_n) \quad \text{valori ale fazelor spectrului Fourier.}$$

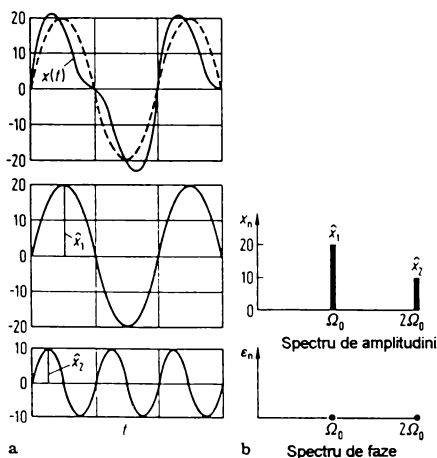


Fig. 1.8

Exemplul 1.1. Fig 1.8 arată, de exemplu, o funcție periodică simplă cu două componente sinusoidale în domeniu de timp și de frecvență. Un asemenea semnal de vibrație poate apare la

mașinile în rotație, la care frecvența fundamentală Ω_0 coincide cu frecvența de rotație (vibrație de dezechilibrare) și dublul vitezei unghiulare de rotație, respectiv $2\Omega_0$, cauzează rotații diferite ale arborelui (de exemplu la arborele cu fisuri). Valori numerice:

$$x_0 = 0; \hat{x}_1 = s_1 = 20 \mu m; \hat{x}_2 = s_2 = 10 \mu m; c_1 = c_2 = 0; \varepsilon_1 = 0; \varepsilon_2 = 0.$$

În fig. 1.8, a, funcțiile sunt reprezentate în domeniul de timp și în fig. 1.8, b, în domeniul de frecvență.

Analiza Fourier a vibrațiilor aperiodice. Trecerea de la fenomene periodice la fenomene aperiodice conduce la trecerea la valori limită pentru perioade T infinit de mari. Prin aceasta frecvența fundamentală ia valori infinit de mici ($\Omega_0 \rightarrow d\Omega_0$) și armonicile urmează foarte aproape una după cealaltă. Aceasta conduce la un spectru continuu. Funcția de timp poate fi stabilită acum prin integrala Fourier, după cum urmează:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\Omega) e^{j\Omega t} d\Omega \quad (1.29)$$

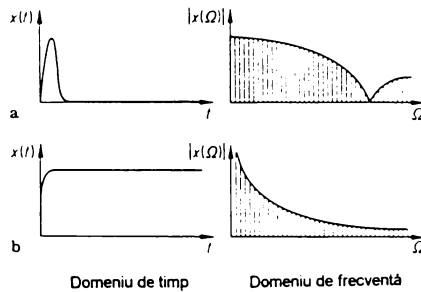


Fig. 1.9

Aici funcția spectrală complexă $x(\Omega)$ este transformata Fourier a semnalului de timp $x(t)$, respectiv:

$$x(\Omega) = \int_0^{\infty} x(t) e^{-j\Omega t} dt \quad (1.30)$$

Exemplul 1.2. Fig. 1.9 reprezintă calitativ valorile transformatei Fourier $|x(\Omega)|$ pentru două semnale aperiodice. Aceste semnale (fig. 1.9, a, funcție impact și fig. 1.9, b, funcție în treaptă) se utilizează des ca semnale test pentru excitarea sistemelor vibrante.

Poziția la trecerea prin valoarea zero, respectiv $|x(\Omega)| = 0$, depinde de durata impactului (șoc puternic sau slab). La funcția în treaptă (fig. 1.9 b) marea parte a energiei se află în domeniul frecvențelor joase. Astfel sistemele cu frecvențe joase răspund bine la excitații. Fig. 1.9 reprezintă deci funcția de transfer pentru un oscilator cu un grad de libertate.

1.5. Categoriile vibrațiilor mașinilor

Vibrațiile mașinilor pot avea diferite cauze. Astfel se disting vibrații libere (proprie), vibrații autoexcitate, vibrații forțate și vibrații parametrică [139]. Fiecare caz din cele enumerate pot fi descrise cu ajutorul ecuațiilor de mișcare (1.1) și cu ajutorul schemei bloc din fig. 1.1. Sistemul vibrant din figura menționată s-a presupus că este liniar și invariant de timp. În fig. 1.10 sunt ilustrate, ca exemple, cauze ale mișcărilor oscilatorii.

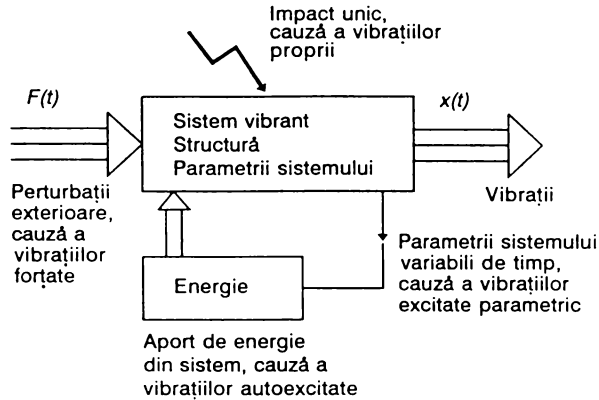


Fig. 1.10

1.5.1. Vibrații liniare libere

Vibrații libere, denumite și vibrații proprii, apar atunci când un sistem după un impact este lăsat liber și nu mai este supus nici unei influențe exterioare. Astfel sistemului nu îi mai este introdusă în plus nici o energie. În ecuațiile de mișcare (1.1) partea dreaptă este egală cu zero ($F(t)=0$, sistem de ecuații omogene). Frecvențele oscilațiilor sunt determinate de caracteristicile sistemului (M, C, K). Se deosebesc sisteme vibrante neamortizate și amortizate. În cazul ideal, fără amortizare, are loc un schimb între energia cinetică și cea potențială. În cazul real, vibrațiile, datorită amortizării, descreșc continuu.

1.5.1.1. Sisteme cu un grad de libertate

Stabilirea ecuației de mișcare. Ecuația diferențială pentru mărimea oscilantă q este de forma

$$m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = 0 \quad (1.31)$$

cu masa m , coeficientul de amortizare c și constanta elastică k . La vibrații libere fără amortizare ecuația (1.31) ia forma

$$\ddot{q} + \omega_0^2 q = 0 \quad \text{cu} \quad \omega_0^2 = k/m \quad (1.32)$$

unde ω_0 este pulsația proprie a oscilatorului. Soluția ecuației (1.32) este o vibrație amonică. Ea poate fi exprimată prin fiecare din cele trei forme:

$$\left. \begin{aligned} q(t) &= A_1 e^{i\omega_0 t} + B_1 e^{-i\omega_0 t} \\ q(t) &= A \cos \omega_0 t + B \sin \omega_0 t \\ q(t) &= C \cos(\omega_0 t - \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (1.33)$$

unde constantele A, A_1, B, B_1, C se numesc amplitudini și φ - fază. Intre cele trei forme de constante sunt valabile următoarele relații:

$$\left. \begin{aligned} A &= A_1 + B_1, & B &= j(A_1 - B_1), & C^2 &= A^2 + B^2, \\ \operatorname{tg} \varphi &= B/A, & A &= C \cos \varphi, & B &= C \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (1.34)$$

Perioada $T = 2\pi/\omega_0$ nu depinde de amplitudinea C . Curbele de fază sunt elipsele $q^2 + \dot{q}^2/\omega_0^2 = C^2$ respectiv la o scară convenabilă cercurile din fig. 1.11, a. Originea sistemului de axe este o poziție de echilibru. In fig. 1.11, a, sunt reprezentate curbele de fază când poziția de echilibru este stabilă, în fig. 1.11, b, - curbele de fază când poziția de echilibru este asimptotic stabilă și în fig. 1.11, c, - curbele de fază când poziția de echilibru este instabilă.

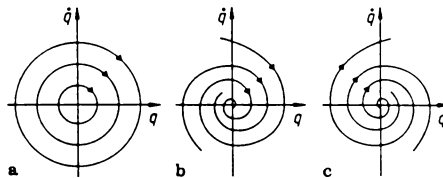


Fig. 1.11

La vibrațiile libere cu amortizare este introdusă noua variabilă $\tau = \omega_0 t$. In acest caz dq/dt va fi notat cu q' . Cu relațiile

$$\left. \begin{aligned} \omega_0^2 &= k/m, & \tau &= \omega_0 t, \\ \dot{q} &= (dq/d\tau)(d\tau/dt) = \omega_0 q', & \ddot{q} &= \omega_0^2 q'' \end{aligned} \right\} \quad (1.35)$$

și cu factorul de amortizare a lui Lehr D (fără dimensiuni) de forma

$$D = \frac{c}{2m\omega_0} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}, \quad (1.36)$$

din ecuația (1.31) rezultă

$$q'' + 2Dq' + q = 0. \quad (1.37)$$

Aceasta are soluțiile:

$$q(\tau) = \begin{cases} e^{-D\tau} (A \cos \nu\tau + B \sin \nu\tau) \\ \left(\nu = (1 - D^2)^{1/2}, \quad |D| < 1 \right) \\ Ae^{\lambda_1\tau} + Be^{\lambda_2\tau} \\ \left(\lambda_{1,2} = -D \pm (D^2 - 1)^{1/2}, \quad |D| > 1 \right) \\ e^{D\tau} (A + B\tau), \quad (|D| = 1). \end{cases} \quad (1.38)$$

În fig. 1.12, a-e, sunt reprezentate diagramele elongație-timp pentru toate soluțiile tip, cu excepția celei pentru $|D|=1$. În cazul $0 < D < 1$ maximele de aceeași formă q_i și q_{i+n} urmează una

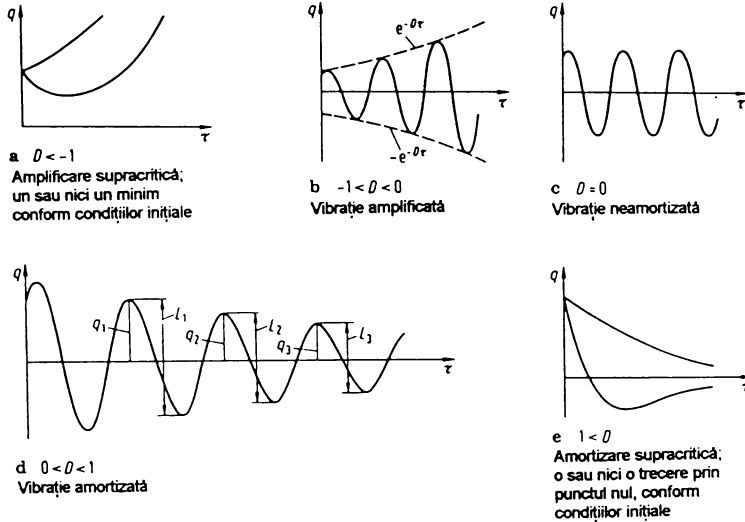


Fig. 1.12

după cealaltă în același interval de timp $\Delta t = \Delta \tau / \omega_0 = 2\pi / (\nu \omega_0)$. Dacă există o diagramă de măsurare de forma din fig. 1.12, d, se pot calcula ω_0 și D din valorile măsurate pentru Δt și q_i/q_{i+n} (respectiv L_i/L_{i+n}) cu ajutorul ecuațiilor:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{(1-D^2)^{1/2}} &= \frac{\ln(q_i/q_{i+n})}{2\pi n} = \frac{\ln(L_i/L_{i+n})}{2\pi n} \\ \omega_0 &= 2\pi / \left[\Delta t (1-D^2)^{1/2} \right] \end{aligned} \right\} \quad (1.39)$$

$\Lambda = \ln(q_i/q_{i+n})$ se numește decrement logaritmic. Pentru o descreștere rapidă a amplitudinii se cere ca

$$\int_0^{\infty} |q(t)| dt \text{ sau } \int_0^{\infty} q^2(t) dt \text{ sau } \int_0^{\infty} t |q(t)| dt$$

să fie foarte mică. Aceasta se obține dacă $D=1$, respectiv $D=1/2$, respectiv $D=(1/2)^{1/2}$.

1.5.1.2. Sisteme cu mai multe grade de libertate

Stabilirea ecuațiilor de mișcare. Ecuațiile diferențiale ale vibrațiilor proprii ale unui sistem cu n grade de libertate sunt de forma

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (1.40)$$

unde \mathbf{M} este matricea patrată de inerție și \mathbf{K} - matricea patrată a constantelor de elasticitate. Pentru determinarea matricelor \mathbf{M} și \mathbf{K} pentru un oscilator dat, se scrie energia cinetică E_c și energia potențială E_p sub forma $E_c = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}}$ respectiv $E_p = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \mathbf{K} \mathbf{q}$ cu matricele simetrice \mathbf{M} și \mathbf{K} . Acestea sunt matricele necunoscute, care trebuie aflate.

Exemplul 1.3. Pentru oscilatorul din fig. 1.13 se pot scrie energia cinetică E_c și energia

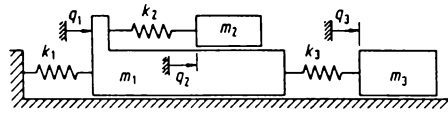


Fig. 1.13

potențială E_p astfel:

$$E_c = \frac{1}{2} [m_1 \dot{q}_1^2 + m_2 (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 + m_3 \dot{q}_3^2] = \frac{1}{2} [\dot{q}_1 \quad \dot{q}_2 \quad \dot{q}_3] \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & m_2 & 0 \\ m_2 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix},$$

$$E_p = \frac{1}{2} [k_1 q_1^2 + k_2 q_2^2 + k_3 (q_3 - q_1)^2] = \frac{1}{2} [q_1 \quad q_2 \quad q_3] \begin{bmatrix} k_1 + k_3 & 0 & -k_3 \\ 0 & k_2 & 0 \\ -k_3 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix}.$$

deci

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & m_2 & 0 \\ m_2 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_3 & 0 & -k_3 \\ 0 & k_2 & 0 \\ -k_3 & 0 & k_3 \end{bmatrix}.$$

Soluția ecuațiilor de mișcare. Soluția $\mathbf{q}(t) = \mathbf{Q}e^{\lambda t}$ pentru ecuația (1.40) ne furnizează ecuația valorilor proprii:

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \mathbf{K})\mathbf{Q} = \mathbf{0}. \quad (1.41)$$

$\mathbf{q}(t)$ este numai atunci o vibrație, când toate valorile proprii λ_i sunt imaginare, deci de forma $\lambda_i = j\omega_i$ ($i = 1, \dots, n$). Acesta este cazul, când \mathbf{K} și cu aceasta energia potențială E_p este pozitiv definită, deci când starea de echilibru este stabilă $\mathbf{q} = \mathbf{0}$. În cazul pulsațiilor $\omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_n$, ω_i se numește pulsație proprie de ordinul i a sistemului. Cu ajutorul ecuației (1.41), în afară de valorile proprii $\lambda_1, \dots, \lambda_n$ respectiv $\omega_1, \dots, \omega_n$, se calculează vectorii proprii sau formele proprii $\mathbf{Q}_1, \dots, \mathbf{Q}_n$. Formele proprii vor fi astfel stabilite, ca $\mathbf{Q}_i^T \mathbf{M} \mathbf{Q}_i$ pentru $i = 1, \dots, n$. Aceste forme proprii satisfac condițiile de ortogonalitate

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{Q}_i^T \mathbf{M} \mathbf{Q}_k &= b \delta_{ik} \\ \mathbf{Q}_i^T \mathbf{K} \mathbf{Q}_k &= b \omega_i^2 \delta_{ik} \end{aligned} \right\} (i, k = 1, \dots, n)$$

unde δ_{ik} este simbolul lui Kronecker. Se scrie matricea patrată $\Phi(n, n) = (\mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2, \dots, \mathbf{Q}_n)$ a sistemului cu coloanele $\mathbf{Q}_1, \dots, \mathbf{Q}_n$. Ea îndeplinește condițiile

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi = b \mathbf{E}, \quad \Phi^T \mathbf{K} \Phi = b \text{diag}(\omega_i^2), \quad (1.42)$$

unde \mathbf{E} este matrice unitate și diag - matrice diagonală.

Soluția particulară $\mathbf{q}_i(t) = \mathbf{Q}_i e^{i\omega_i t}$ a ecuației (1.40) se numește vibrația principală de ordinul i a sistemului. Soluția $\mathbf{q}_i(t)$ (matrice coloană) a ecuației (1.40) este o combinație liniară a n vibrații principale sub forma

$$\mathbf{q}_i(t) = \sum_{j=1}^n [\mathbf{Q}_j (A_j \cos \omega_j t + B_j \sin \omega_j t)]$$

cu $2n$ constante de integrare A_1, \dots, A_n și B_1, \dots, B_n , care pot fi determinate din condițiile inițiale $\mathbf{q}(t_0)$ și $\dot{\mathbf{q}}(t_0)$. Soluția, pentru condițiile inițiale date, poate fi definită de asemenea după cum urmează. Se introduce o nouă variabilă \mathbf{x} , definită prin relația $\mathbf{q} = \Phi \mathbf{x}$, în ecuația (1.40) și se înmulțește partea dreaptă a ecuației cu Φ^T . Atunci, datorită condițiilor (1.42), rezultă ecuațiile decuplate:

$$\ddot{x}_i + \omega_i^2 x_i = 0 \quad (i = 1, \dots, n). \quad (1.43)$$

Constantele de integrare din soluțiile (1.33) se determină din condițiile inițiale $\mathbf{x}(t_0) = \Phi^{-1} \mathbf{q}(t_0)$ și $\dot{\mathbf{x}}(t_0) = \Phi^{-1} \dot{\mathbf{q}}(t_0)$. Din $\mathbf{x}(t)$ rezultă apoi $\mathbf{q}(t) = \Phi \mathbf{x}(t)$.

1.5.2. Vibrații autoexcitate

Vibrațiile autoexcitate sunt vibrații proprii de un fel deosebit. În ecuațiile de mișcare ale acestora nu sunt existente excitații exterioare ($F(t)=0$). Oscilatorului i se introduce energie de la o sursă interioară de energie în tactul vibrațiilor proprii. Prin această preluare de energie se poate ajunge la vibrații crescătoare (autoexcitate), dacă acest fenomen nu este împiedecat de forțe de amortizare, care acționează contrar. În mod riguros vibrațiile autoexcitate au un caracter neliniar, dar pentru aprecierea stabilității într-o poziție de echilibru este admis să se utilizeze ecuații liniarizate.

Aspecte energetice. La vibrațiile autoexcitate, pe lângă formele principale de energie - energia cinetică E_c și energia potențială E_p - un rol important îl are de asemenea energia disipată E_D , datorită forțelor de amortizare, precum și energia introdusă în sistem, notată cu E_Z . Când amortizarea oscilatorului este mică, energia cinetică se transformă în energie potențială și invers, întocmai ca la vibrațiile proprii. Valoarea totală a energiei depinde nu numai de formele principale, E_c și E_p , ci și de E_D și E_Z . În cazul vibrațiilor autoexcitate nu este însă necesar să se determine E_D și E_Z pentru orice valoare de timp t , ci este de ajuns dacă se cunoaște valoarea părții de energie disipată precum și a părții de energie introdusă în timpul unei perioade complete a vibrației, energii parțiale notate cu ΔE_D și ΔE_Z . Dacă $\Delta E_D - \Delta E_Z > 0$, atunci oscilatorului, în timpul unei vibrații complete i se retrage energie, deci vibrația decurge amortizat. În mod contrar, dacă $\Delta E_D - \Delta E_Z < 0$, atunci crește cantitatea de energie a oscilatorului, deci vibrația se amplifică. Atât ΔE_D cât și ΔE_Z sunt în general funcții de amplitudine. Dacă, de exemplu, forța de amortizare F_C este proporțională cu viteza vibrației ($F_C = -c\dot{x}$) și dacă vibrația poate fi exprimată prin $x = A \cos \omega t$, atunci se poate scrie

$$\Delta E_D = -\int_0^T F_C \dot{x} dt = c \int_0^T \dot{x}^2 dt = c A^2 \omega \int_0^{2\pi} \sin^2 \omega t d(\omega t) = c A^2 \omega \pi. \quad (1.44)$$

În acest caz ΔE_D crește cu patratul lui A ; curba $\Delta E_D(A)$ este o parabolă (fig. 1.14).

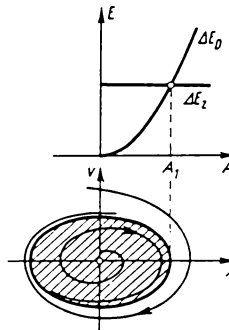


Fig. 1.14

Fig. 1.14 reprezintă diagrama energiei (cu abscisa A și ordonata E) și diagrama vibrației în planul fazei (portret de fază) (cu abscisa x și ordonata $\dot{x} = dx/dt = v$), a unui oscilator autoexcitat.

Pentru $\Delta E_D(A)$ sunt posibile diferite reprezentări, în funcție de mecanismul de excitație. În fig. 1.14 este reprezentat cazul în care ΔE_Z este independent de A . Curbele ΔE_D și ΔE_Z se intersectează în $A = A_1$. Pentru $A < A_1$ este introdusă mai multă energie în sistem decât este disipată și ca urmare amplitudinea crește. În domeniul $A > A_1$ fenomenul se desfășoară invers și anume amplitudinile vibrațiilor descresc, deoarece aici este $\Delta E_D > \Delta E_Z$. Reprezentarea curbelor de energie determinate în timpul unei perioade complete permit obținerea de informații calitative semnificative asupra caracterului vibrațiilor.

Între diagrama energiei și diagrama vibrației în planul fazei există o strânsă interdependență. Dacă pentru un oscilator este valabil $\Delta E_D = \Delta E_Z$, ca în fig. 1.14 pentru $A = A_1$, atunci sunt posibile vibrații neamortizate. Acest fel de mișcări pur armonice sunt reprezentate în planul fazei printr-o curbă închisă, care întretaie axa x la valoarea $x = A_1$. Această curbă o numim ciclu limită, deoarece curbele de fază din vecinătate converg asimptotic spre ea pentru $t \rightarrow \infty$. Deoarece pentru toate curbele de fază din interiorul ciclului limită este valabil $A < A_1$, amplitudinile trebuie să crească din cauza că $\Delta E_D - \Delta E_Z < 0$. Zona hașurată din interiorul ciclului limită este un domeniu de amplificare. Invers, pentru toate curbele de fază din afara ciclului limită este valabil $A > A_1$ și deci $\Delta E_D - \Delta E_Z > 0$. Domeniul din afara ciclului limită este un domeniu de amortizare. Curbele de fază sunt de asemenea spirale, dar care se îndreaptă spre interior.

Metode generale de calcul. Ecuațiile de mișcare ale vibrațiilor autoexcitate sunt în general neliniare. Pentru soluționarea acestora au fost dezvoltate numeroase metode. În cadrul acestui capitol vor fi menționate numai unele dintre acestea.

Ecuațiile de mișcare ale vibrațiilor autoexcitate sunt de tipul

$$\ddot{x} + f(x, \dot{x}) = 0. \quad (1.45)$$

Ca exemplu poate fi menționată așa zisa ecuație a lui Van der Pol:

$$\ddot{x} - (\alpha - \beta x^2)\dot{x} + x = 0 \quad (1.46)$$

Cu această ecuație sunt descrise vibrațiile anumitor generatoare de oscilații în radiotehnică. Ecuația (1.45) poate fi scrisă ca o ecuație de gradul întâi pentru $\dot{x} = v$ sub forma

$$\frac{dv}{dx} = -\frac{f(x,v)}{v}. \quad (1.47)$$

Aceasta este în deosebi potrivită pentru a fi determinată soluția ei în planul $x-v$, deci în planul fazei, deoarece câțul diferențial din partea stângă al ecuației indică, pentru un anumit punct x , înclinarea curbei, iar $v - x$ planul fazei. Cu ajutorul unor metode grafice cunoscute se pot construi treptat curbele de fază și astfel să avem o privire de ansamblu asupra diagramei $x-v$ și deci informații asupra caracterului vibrației (v , exemplul din fig. 1.14).

O soluție analitică exactă a ecuației (1.45) este posibilă numai în puține cazuri, respectiv numai pentru funcții $f(x,v)$ simple. În aceste cazuri este avantajos să se studieze aspectele energetice. S-a dovedit că este practic să se descompună funcția $f(x,v)$ în două părți, din care una să depindă numai de x și cu $g(x,0)=0$ se obține:

$$f(x,v) = f(x,0) + [f(x,v) - f(x,0)] \\ = f(x,0) + g(x,v) \quad (1.48)$$

După înlocuirea în (1.45), înmulțirea fiecărui termen cu $\dot{x} = v$ și apoi integrarea o dată în funcție de timp, se obține

$$\frac{1}{2}v^2 + \int f(x,0) dx + \int g(x,v) v dt = \text{const}, \quad (1.49)$$

care după multiplicare cu factorul neinteresant m , devine ecuația energiei:

$$E_c + E_p + E_d = E_0,$$

unde E_d este diferența dintre energia disipată E_D , datorită forțelor de amortizare, și energia introdusă din afară E_Z , respectiv $E_d = E_D - E_Z$.

În fiecare caz în care este permisă o calculare explicită a integralei

$$E_d = m \int g(x,v) v dt \quad (1.50)$$

problema de calcul a vibrațiilor se reduce la o operație obișnuită de integrare. Apoi se obține imediat din (1.49) ecuația protretului de fază:

$$v = \sqrt{\frac{2}{m}(E_0 - E_d - E_p)} \quad (1.51)$$

și apoi, prin integrare, se obține expresia timpului:

$$t = \int \frac{dx}{\sqrt{\frac{2}{m}(E_0 - E_d - E_p)}} \quad (1.52)$$

Când funcția $g(x,v)$ este considerabil mai mică decât $f(x,0)$, se poate ajunge la aproximări utilizabile prin calcularea integralei (1.50) pentru o valoare aproximativă, dată în prealabil pentru x , și introducerea valorii obținute în (1.51) respectiv (1.52).

Metoda de calcul cu ecuații inițiale liniarizate. La această metodă se dezvoltă mai întâi funcția $f(x,v)$ într-o serie Taylor, având ca variabile x și v , și anume pentru poziția de echilibru $x=v=0$:

$$f(x,v) = f(0,0) + \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_0 x + \left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_0 v + \dots$$

Deoarece s-a considerat poziția de echilibru, pentru care $x=v=0$, este valabilă relația $f(0,0)=0$. Așa dar, după introducerea în ecuația (1.45) și neglijarea termenilor de ordinii mai înalți, se obține ecuația liniarizată:

$$\ddot{x} + \left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_0 \dot{x} + \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_0 x = 0 \quad (1.53)$$

Aceasta este o ecuație de vibrații cu coeficienți constanți, care se rezolvă așa cum s-a arătat în cap. 1.5.1.1.

Metoda vibrațiilor mici este aplicabilă numai când derivatele din (1.53) există în realitate, deci când funcția $f(x,v)$ poate fi dezvoltată într-o serie Taylor. Din cauza neglijării termenilor mai înalți ai seriei Taylor, se pot obține rezultate multumitoare în general numai în imediata vecinătate a poziției de echilibru.

Pentru factorul de amortizare al lui Lehr conform relației (1.36), se obține din (1.53) următoarea relație:

$$D = \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_0}{2\sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_0}}$$

Dacă $D=0$, atunci sistemul este neamortizat, prin urmare conservativ. Pentru $D>0$ sistemul este amortizat. Din soluția (1.38) se poate deduce că pentru condiția $D<0$ pot apare vibrații crescătoare. Acest caz, care la vibrații proprii pure nu este întâlnit, este frecvent la vibrații autoexcitate.

O liniazare de un mod complet diferit, o dă metoda balanței armonice. Ideea care stă la baza acestei metode, constă în aceea că vibrațiile sunt presupuse ca forme sinusoidale:

$$\begin{aligned} x &= A \cos \omega t \\ \dot{x} = v &= -A \omega \sin \omega t \end{aligned} \quad (1.54)$$

Acestea se introduc în $f(x,v)$ și funcția periodică astfel obținută cu perioada $T = 2\pi/\omega$ se dezvoltă într-o serie Fourier:

$$f(A \cos \omega t, -A \omega \sin \omega t) = a_0 + \sum_{\nu=1}^{\infty} (a_{\nu} \cos \nu \omega t + b_{\nu} \sin \nu \omega t) \quad (1.55)$$

Ne mărginim aici asupra unei astfel de funcții, pentru care coeficientul

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(A \cos \omega t, -A \omega \sin \omega t) d(\omega t) \quad (1.56)$$

dispare. Acesta este întotdeauna cazul, când $f(x,v)$ posedă anumite proprietăți de simetrie. Calculul ceva mai minuțios și mai complicat în cazul funcțiilor asimetrice nu este tratat aici.

În dezvoltarea în serie din (1.55) sunt neglijăți termenii $\nu>1$, așa dar armonicile înalte. Ca aproximare pentru funcția periodică f se consideră deci numai vibrația de bază. Astfel se scrie

$$f(x, v) \approx a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t = \frac{a_1}{A} x - \frac{b_1}{A\omega} \dot{x} \quad (1.57)$$

$$f(x, v) \approx a^* x + b^* \dot{x}$$

cu coeficienții

$$a^* = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} f(A \cos \omega t, -A\omega \sin \omega t) \cos \omega t \, d(\omega t) \quad (1.58)$$

$$b^* = \frac{1}{\pi A\omega} \int_0^{2\pi} f(A \cos \omega t, -A\omega \sin \omega t) \sin \omega t \, d(\omega t).$$

Inlocuind expresia liniară (1.57) în ecuația inițială (1.45), aceasta preia un caracter liniar:

$$\ddot{x} + b^* \dot{x} + a^* x = 0. \quad (1.59)$$

Spre deosebire de ecuația de asemenea liniarizată din (1.53), în (1.59) coeficienții depind de amplitudinea A a vibrațiilor.

Factorul de amortizare D devine acum de asemenea o funcție de amplitudine și din (1.59) se obține:

$$D = \frac{b^*}{2\sqrt{a^*}}. \quad (1.60)$$

Ca exemplu de aplicare se consideră ecuația lui Van der Pol (1.46). Ținând seamă de (1.54) se poate scrie

$$\begin{aligned} f(x, v) &= x - (\alpha - \beta x^2)v \\ &= A \cos \omega t + (\alpha - \beta A^2 \cos^2 \omega t) A \omega \sin \omega t. \end{aligned}$$

Inlocuind în (1.58) și ținând seamă de relațiile

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi} \sin^2 \omega t \, d(\omega t) &= \int_0^{2\pi} \cos^2 \omega t \, d(\omega t) = \pi, \\ \int_0^{2\pi} \sin \omega t \cos \omega t \, d(\omega t) &= \int_0^{2\pi} \sin \omega t \cos^3 \omega t \, d(\omega t) = 0, \\ \int_0^{2\pi} \cos^2 \omega t \sin^2 \omega t \, d(\omega t) &= \frac{\pi}{4} \end{aligned}$$

se obțin valorile noilor coeficienți

$$\begin{aligned} a^* &= 1 \\ b^* &= \frac{\beta}{4} A^2 - \alpha. \end{aligned} \quad (1.61)$$

Cu acestea, din (1.59) se ajunge la o ecuație de vibrații, pentru care se poate transcrie soluția calculată în cap. 1.5.1.1. În acest caz, pulsația și factorul de amortizare au următoarele expresii:

$$\omega = \sqrt{a^*(1-D^2)} = \sqrt{1-D^2}$$

$$D = \frac{b^*}{2\sqrt{a^*}} = \frac{1}{8}(\beta A^2 - 4\alpha). \quad (1.62)$$

Comportarea la amortizare sau amplificare se poate deduce din curba $D(A)$, pentru ecuația Van der Pol, din fig. 1.15. Curba D intersectează abscisa la valoarea

$$A_{st} = 2\sqrt{\frac{\alpha}{\beta}}. \quad (1.63)$$

Pentru $A < A_{st}$ este $D < 0$, ca urmare vibrațiile se amplifică; pentru $A > A_{st}$ va fi deci invers și anume $D > 0$, deci vibrațiile în acest domeniu se amortizează. Amplitudinile variază în sensul arătat în fig. 1.15 și tind spre valoarea $A = A_{st}$. Oscilatorul poate să execute vibrații periodice cu această amplitudine. Vibrațiile sunt stabile, deoarece fiecare perturbație, care face ca amplitudinea să varieze în sus sau în jos, este anulată de tendința menționată. Din acest exemplu se constată eficacitatea ridicată a metodei balanței armonice.

În construcția de mașini se întâlnesc numeroase exemple de vibrații autoexcitate, ca de exemplu la arborii în rotație ai turbinelor, cu lagăre de alunecare și cu șpalturi de etanșare. Aici energia introdusă provine din rotația arborelui.

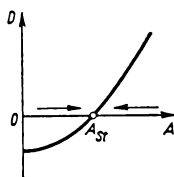


Fig. 1.15

1.5.3. Vibrații liniare forțate

Vibrațiile forțate, care se întâlnesc cel mai des în tehnică, sunt cauzate de perturbații exterioare și sunt definite de comportarea în timp. Aceste perturbații, ca forțe de excitație (momente de excitație), sunt exprimate prin vectorul $F(t)$ în partea dreaptă a ecuației de mișcare. Practica vibrațiilor se interesează, referitor la funcțiile de excitație, în special asupra funcțiilor periodice și ca un caz deosebit asupra celor armonice. De asemenea o mare importanță o reprezintă funcțiile de tip impuls (perturbații prin șocuri), funcții în treaptă (conectări) și funcții aleatoare.

Perturbațiile sunt introduse în sistem fie ca forțe (momente) fie ca mișcări ale fundației respectiv accelerații. Forțe de excitație importante pot apărea, de exemplu, ca forțe de inerție datorită maselor în mișcare de translație sau de rotație. Alte excitații importante se ivesc datorită cuplării sistemelor mecanice cu medii de lucru învecinate (gaz, abur) sau cu sisteme electrice (motoare, generatoare), la care cuplarea riguroasă este admisă să fie înlocuită, în mod aproximativ, cu funcții pure de excitație, dependente de timp. Perturbațiile din vecinătatea mașinilor (planșee ale clădirilor, teren de fundații) acționează ca excitații ale fundației asupra sistemului vibrant. În regiuni cu pericol ridicat de cutremure trebuie ca mașinile și agregatele importante (ca de exemplu pompele de răcire în centralele nucleare) să fie astfel asigurate, ca să rămână în stare de funcționare și în cazul unor perturbații puternice din afară.

1.5.3.1. Sisteme cu un grad de libertate

Excitație armonică. Un oscilator poate fi excitat forțat de către o mișcare predefinită de forma $u(t) = u_0 \cos \Omega t$ a unui punct al sistemului sau de către o forță definită anterior $F(t) = F_0 \cos \Omega t$, unde u_0 este amplitudine de excitație, F_0 - forță de excitație și Ω - frecvență de excitație. În fig. 1.16 sunt date câteva exemple de oscilatori cu excitație armonică: a - datorită unei forțe exterioare, b și d - datorită unei mișcări ale fundației și c - datorită unui rotor neechilibrat în mișcare de rotație (m_1 este masa rotorului și u_0 - distanța de la centrul de greutate până la axa de rotație).

Ecuatia de mișcare pentru coordonata q din fig. 1.16, a, este

$$m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = F(t). \tag{1.64}$$

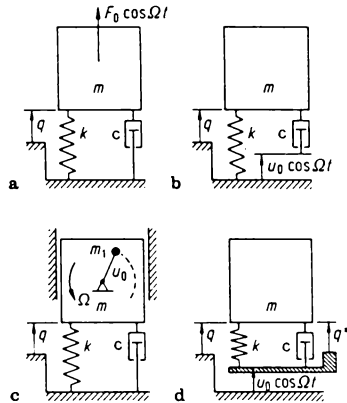


Fig. 1.16

Pentru toți oscilatorii liniari cu un grad de libertate, chiar de exemplu și pentru vibrațiile de torsiune forțate, ecuația de mișcare este de tipul menționat. Introducându-se noua variabilă $\tau = \omega_0 t$ și cu ajutorul relațiilor (1.35) și (1.36), ecuația (1.64) devine

$$q'' + 2Dq' + q = q_0 f_i(\eta, D) \cos(\eta\tau - \psi), \tag{1.65}$$

unde $\eta = \Omega/\omega_0$. Constantele D , q_0 și ψ și funcția $f_i(\eta, D)$ sunt diferite, de la caz la caz.

Tabelul 1.1

Fig. 1.16	ω_0^2	$2D$	q_0	ψ	$f_i(\eta, D)$
a	k/m	c/\sqrt{mk}	F_0/k	0	$f_1 = 1$
b	k/m	c/\sqrt{mk}	u_0	$-\pi/2$	$f_2 = 2D\eta$
c	$k/(m + m_1)$	$c/\sqrt{(m + m_1)k}$	$u_0 m_1/(m + m_1)$	0	$f_3 = \eta^2$
d	k/m	c/\sqrt{mk}	u_0	$-\arctg(2D\eta)$	$f_4 = \sqrt{1 + 4D^2\eta^2}$
	k/m	c/\sqrt{mk}	u_0	0	$f_3 = \eta^2$

Tabelul 1.1 redă valorile constantelor și a funcției menționate pentru oscilatorii din fig. 1.16. In acest tabel, pentru fig. 1.16, d, rândul de sus redă valorile pentru coordonata q , iar rândul de jos - pentru q' .

Soluția completă pentru $q(\tau)$ a ecuației (1.65) este suma dintre soluția (1.38) a ecuației omogene și o soluție particulară a ecuației neomogene. In cazul $D > 0$, $q(\tau)$ în soluția (1.38) se micșorează, astfel că soluția particulară descrie comportarea staționară și are expresia

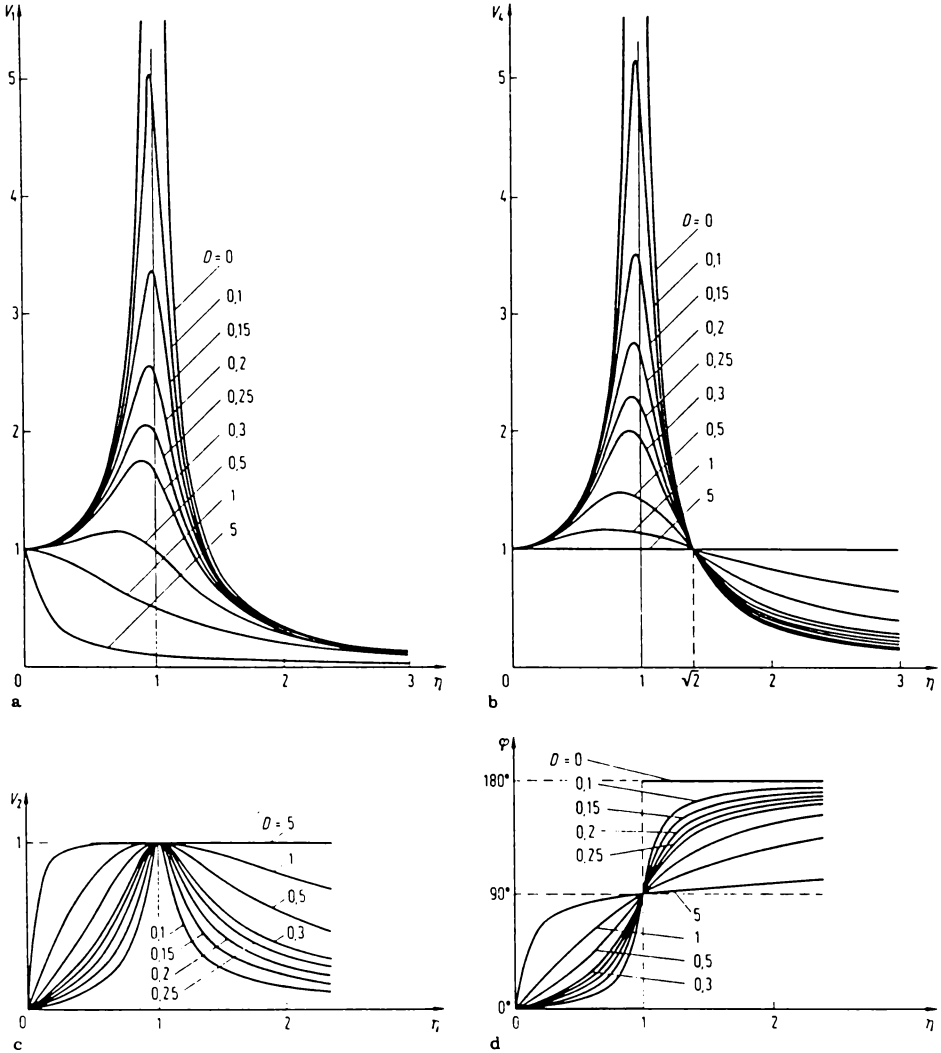


Fig. 1.17

$$q(\tau) = q_0 V_i(\eta, D) \cos(\eta\tau - \psi - \varphi) \quad (1.66)$$

unde V_i este așa zisa funcție de amplificarea și este dată de relația

$$V_i(\eta, D) = \frac{f_i(\eta, D)}{\left[(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2 \right]^{1/2}}. \quad (1.67)$$

Pentru unghiul de fază $\varphi(\eta, D)$ este valabilă expresia $\operatorname{tg} \varphi = 2D\eta / (1 - \eta^2)$. Funcțiile de amplificarea V_1, V_2 și V_4 corespunzătoare lui f_1, f_2 și f_4 din tabelul 1.1, precum și $\varphi(\eta, D)$ sunt reprezentate în fig. 1.17. Pentru V_3 este valabilă expresia $V_3(\eta, D) = V_1(1/\eta, D)$.

Se poate spune că q intră în rezonanță cu excitația, când $V_i(\eta, D)$ este maxim. Pentru o valoare dată factorului de amortizare D , V_1 devine maxim pentru

$$\eta = (1 - 2D^2)^{1/2},$$

V_2 devine maxim pentru $\eta = 1$, V_3 - pentru $\eta = (1 - 2D^2)^{-1/2}$ și V_4 - pentru

$$\eta = \left[(1 + 8D^2)^{1/2} - 1 \right]^{1/2} / (2D).$$

Maximele sunt deci:

$$V_{1\max} = V_{3\max} = (1 - D^2)^{-1/2} / (2D),$$

$$V_{2\max} = 1,$$

$$V_{4\max} = 2\sqrt{2}D^2 \left[(1 + 8D^2)^{1/2} - 1 - 4D^2 + 8D^4 \right]^{-1/2}.$$

În cazul $D \ll 1$ toate cele patru funcții devin maxime pentru $\eta \approx 1$ și toate în afară de $V_{2\max}$ au valori apropiate de $1/(2D)$.

Excitație periodică. Dacă funcția de excitație (de exemplu $u(t)$ în fig. 1.16) este periodică nearmonică cu perioada T , se definește $\Omega = 2\pi/T$ și $\eta = \Omega/\omega_0$, și se dezvoltă funcția perturbatoare a ecuației diferențiale într-o serie Fourier. În partea dreaptă a ecuației (1.65) se scrie expresia

$$\sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos(k\eta\tau) + b_k \sin(k\eta\tau)] = \sum_{k=1}^{\infty} c_k \cos(k\pi\tau - \psi_k) \quad (1.68)$$

în care $c_k^2 = a_k^2 + b_k^2$ și $\operatorname{tg} \psi_k = b_k/a_k$, unde c_k și ψ_k depind în general de η și D . Soluția $q(\tau)$ a ecuației diferențiale rezultă din (1.66) după principiul suprapunerii:

$$\left. \begin{aligned} q(\tau) &= \sum_{k=1}^{\infty} c_k V_i(k\eta, D) \cos(k\eta\tau - \psi_k - \varphi_k), \\ \operatorname{tg} \varphi_k &= 2Dk\eta / (1 - k^2\eta^2). \end{aligned} \right\} \quad (1.69)$$

Termenul de ordinul k al acestei serii intră în rezonanță, dacă η este așa de mare încât $c_k(\eta, D) V_1(k\eta, D)$ să devină maxim. La amortizare mică, aceasta are loc pentru $k\eta \approx 1$.

Excitație aperiodică. La excitații aperiodice în locul ecuației (1.65) avem ecuația $q'' + 2Dq' + q = f(\tau)$, unde $f(\tau)$ este o funcție perturbatoare aperiodică. Soluția completă a lui $q(\tau)$ este suma dintre soluția (1.38) a ecuației omogene și o soluție particulară a funcției perturbatoare $f(\tau)$. Dacă soluția particulară nu este cunoscută (de exemplu, deoarece funcția $f(\tau)$ este disponibilă numai sub forma unui tabel cu valori), atunci se calculează pentru soluția particulară o aproximare cât mai bună, după cum urmează. Funcția $f(\tau)$ se înlocuiește cu o funcție liniară în părți (poligon) cu valori $f_i = f(\tau_i)$ în pozițiile dela momentele $\tau_i = \tau_0 + i\Delta\tau$ cu ($i = 0, 1, \dots$), suficient de aproape una de cealaltă. Soluția exactă a acestei funcții echivalente are în aceleași momente valori ale funcției $q'_i = q'(\tau_i)$, care se calculează recursiv din ecuația

$$\begin{bmatrix} q_{i+\Delta\tau} \\ q'_{i+\Delta\tau} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_i \\ b_i \end{bmatrix} + \mathbf{A} \begin{bmatrix} q_i - c_i \\ q'_i - b_i \end{bmatrix} \quad (i = 0, 1, \dots). \quad (1.70)$$

în care $a_i = f_{i+\Delta\tau} - 2Db_i$, $b_i = \Delta f_i / \Delta\tau$, $c_i = a_i - \Delta f_i$, $\Delta f_i = f_{i+\Delta\tau} - f_i$, $\nu = (1 - D^2)^{1/2}$ și matricea constantă \mathbf{A} are expresia

$$\mathbf{A} = \frac{1}{\nu} e^{-D\Delta\tau} \times \begin{bmatrix} \nu \cos \nu\Delta\tau + D \sin \nu\Delta\tau & \sin \nu\Delta\tau \\ -\sin \nu\Delta\tau & \nu \cos \nu\Delta\tau - D \sin \nu\Delta\tau \end{bmatrix}.$$

Valorificarea începe cu valorile inițiale cunoscute q_0 și q'_0 [122].

Excitație prin șoc. În acest caz se aplică oscilatorului o forță mare $F(t)$ într-un timp scurt.

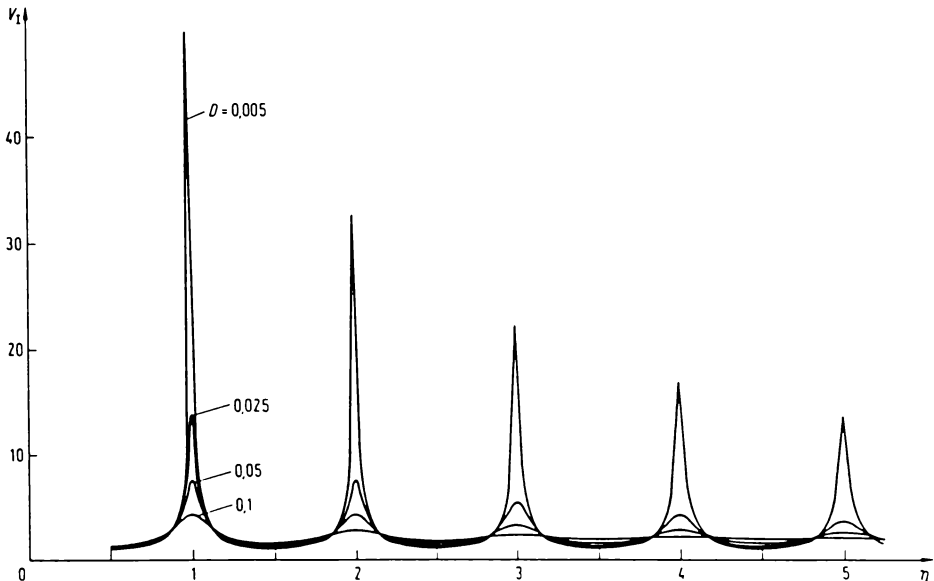


Fig. 1.18

Integrala $\hat{F} = \int F(t) dt$ pe durata acțiunii șocului se numește forță de șoc. O forță unică infinitezimală \hat{F} , care este aplicată unui oscilator amortizat, definit prin ecuația diferențială $m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = 0$, care la început este în repaus, cauzează vibrația $q(\tau) = Be^{-D\tau} \sin \nu\tau$, unde $B = \hat{F}/(\nu m \omega_0)$ (semnificațiile notațiilor - vezi ecuațiile (1.35) și (1.38)). Dacă asupra aceluiași oscilator se aplică periodic, la intervale de timp T_s , forța de șoc \hat{F} , la fel de mare și în aceeași direcție, atunci este cauzată asimptotic o vibrație staționară, la care între fiecare două șocuri, se repetă periodic $q(\tau) = V_I(\eta, D) \times Be^{-D\tau} \sin(\nu\tau + \psi)$, în care ($0 \leq \tau \leq \Delta\tau = \omega_0 T_s$). B are aceeași mărime ca mai sus, $\eta = T_s \omega_0 / 2\pi$ este raportul dintre intervalul de timp între șocuri și perioada vibrațiilor libere neamortizate, ψ este unghiul de fază, dependent de η și de D , și $V_I(\eta, D)$ este funcția de amplificarea, care are următoarea expresie [122]:

$$V_I(\eta, D) = \frac{e^{-\pi D \eta}}{\{2[\cosh(2\pi D \eta) - \cos(2\pi \eta)]\}^{1/2}} \quad (1.71)$$

Aceasta este reprezentată în fig. 1.18 pentru excitații la vibrații prin forțe de șoc periodice. Pentru $D \ll 1$ la $\eta = n$ (întreg) apar vârfuri de rezonanță:

$$V_I(n, D) = [1 - e^{-2\pi n D}]^{-1/2}$$

1.5.3.2. Sisteme cu mai multe grade de libertate

În cazul vibrațiilor fără amortizare în locul ecuației (1.40) se scrie ecuația diferențială:

$$M\ddot{q} + Kq = F(t), \quad (1.72)$$

unde $F(t)$ este matricea coloană a funcțiilor de excitație. La excitația armonică $F(t) = F_0 \cos \Omega t$ cu o singură frecvență de excitație Ω și cu $F_0 = \text{const}$, soluția staționară este $q(t) = A \cos \Omega t$. Matricea coloană constantă A este soluția sistemului de ecuații neomogene

$$(K - \Omega^2 M)A = F_0. \quad (1.73)$$

Rezonanță apare, dacă Ω corespunde cu o frecvență proprie ω_i a sistemului, adică o soluție a ecuației $\det(K - \omega^2 M) = 0$ (aceasta este (1.41) cu $\lambda = j\omega$).

Printr-un acord adecvat al parametrilor se poate ajunge, în anumite circumstanțe, ca amplitudinea A_i a unei coordonate q_i sau a unor coordonate, calculate din (1.73), la o anumită frecvență de excitație Ω a sistemului în funcționare normală să fie egală cu zero. Acest efect constituie anihilarea vibrațiilor.

Exemplul 1.4. În fig. 1.19 este reprezentat un anihilator de vibrații. Pentru sistemul din această figură ecuația (1.73) ia forma:

$$\begin{pmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{pmatrix} - \Omega^2 \begin{pmatrix} m_{\text{tot}} & m_2 \\ m_2 & m_2 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m \Omega^2 r \\ 0 \end{bmatrix}$$

unde $m_{\text{tot}} = m_1 + m_2$. A_1 este egal cu zero, dacă $\Omega^2 = k_2/m_2$. Astfel la o alegere adecvată a parametrilor m_2 și k_2 , m_1 rămâne în repaus [47].

Pentru o excitație periodică nearmonică în ecuația (1.72), $F(t)$ se dezvoltă într-o serie Fourier. Soluția ecuației (1.72) este suma soluțiilor corespunzătoare fiecărui membru separat al seriei Fourier. Pentru o excitație aperiodică se stabilesc mai întâi ecuațiile decuplate (1.43) pentru ecuația omogenă $M\ddot{q} + Kq = 0$. Pentru ecuația neomogenă (1.72) acestea au forma:

$$\ddot{x}_i + \omega_i^2 x_i = (1/b) (\Phi^T F)_i, \quad i = 1, \dots, n. \quad (1.74)$$

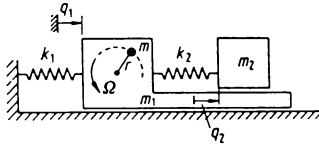


Fig. 1.19

Acestea se rezolvă fie în formă închisă sau cu ajutorul ecuației (1.70). Din soluții rezultă $q(t) = \Phi x(t)$.

În cazul vibrațiilor forțate cu amortizare în locul ecuației (1.72) avem ecuația diferențială $M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t)$ cu matricea simetrică de amortizare C . Pentru excitația armonică $F(t) = F_0 \cos \Omega t$ cu o singură frecvență de excitație Ω și cu $F_0 = \text{const}$, soluția staționară este $q(t) = A \cos \Omega t + B \sin \Omega t$. Matricele de tip coloană, constante, A și B sunt soluțiile sistemului de ecuații neomogene:

$$\begin{bmatrix} K - \Omega^2 M & \Omega C \\ -\Omega C & K - \Omega^2 M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.75)$$

Dacă $F(t)$ este o sumă de funcții periodice, se va utiliza principiul suprapunerii [47, 127, 195].

1.5.4. Vibrații parametrice

Caracteristica la vibrațiilor parametrice este că sistemul posedă parametri periodici în timp. Matricele sunt în general dependente de timp $M(t)$, $C(t)$ și $K(t)$. Ca urmare pot apărea vibrații amortizate, neamortizate și amplificate.

Rotoarele mașinilor electrice au adesea forme ale secțiunii transversale cu rigidități la încovoiere foarte diferite pe două direcții perpendiculare, una pe cealaltă (de exemplu rotorul cu doi poli ai mașinilor sincrone). La rotirea arborelui într-un sistem fix de coordonate în spațiu rigiditatea verticală a arborelui variază periodic în timp. Matricea constantelor de elasticitate K este de aceea variabilă în timp.

Vibrațiile liniare parametrice se exprimă prin ecuații diferențiale cu parametri variabili de timp. Ecuația diferențială pentru un oscilator liniar cu un grad de libertate și cu parametri dependenți de timp se poate scrie sub forma:

$$\ddot{x} + p_1(t)\dot{x} + p_2(t)x = 0. \quad (1.76)$$

Ea provine dintr-o ecuație diferențială de forma ecuației (1.31) (v. cap. 1.5.1.1.) pentru mărimea x și apoi divizată cu $m(t)$. Pentru simplificare se introduce următoarea variabilă:

$$x = y e^{-\frac{1}{2} \int p_1(t) dt} \quad (1.77)$$

în ecuația (1.76), care devine

$$\ddot{y} + P(t)y = 0 \quad (1.78)$$

unde

$$P(t) = p_2(t) - \frac{1}{2} \frac{d}{dt} [p_1(t)] - \frac{1}{4} p_1^2(t). \quad (1.79)$$

Dacă parametrii p_1 și p_2 sunt funcții periodice de timp cu perioada T_p , atunci aceasta este valabil și pentru $P(t)$:

$$P(t + T_p) = P(t). \quad (1.80)$$

Ecuatia (1.78) este așa zisa ecuație a lui Hill, care în cazurile practice, care interesează, are soluții de forma

$$y(t) = C_1 e^{\mu_1 t} y_1(t) + C_2 e^{\mu_2 t} y_2(t) \quad (1.81)$$

unde y_1 și y_2 sunt funcții periodice de timp, C_1 și C_2 - constante, μ_1 și μ_2 - așa ziiși exponenți caracteristici ai ecuației lui Hill. Exponenții caracteristici definesc comportarea la stabilitate a ecuației (1.78). Dacă unul dintre cei doi exponenți caracteristici are partea reală pozitivă, atunci soluția (1.81), pentru $t \rightarrow \infty$, crește nelimitat și devine instabilă. Dacă din contră părțile reale ai ambilor exponenți sunt negative, atunci pentru $t \rightarrow \infty$, y tinde asimptotic spre zero. Soluția este deci (asimptotic) stabilă. În caz limită, partea reală a unuia (sau a ambilor exponenți) poate dispărea. Atunci y rămâne limitat, fără să se apropie asimptotic de poziția nul. În teoria vibrațiilor interesează în deosebi exponenții reali μ . În acest caz domeniile soluțiilor stabile sunt separate de cele instabile prin limite, în care există numai soluții periodice pure.

Pentru câteva forme speciale ale funcției periodice $P(t)$ au fost studiate sistematic soluții, ca de exemplu, pentru:

$$P(t) = P_0 + \Delta P \cos \Omega t \quad (1.82)$$

$$P(t) = P_0 + \Delta P \operatorname{sgn} \cos \Omega t. \quad (1.83)$$

În primul caz menționat, parametrul variază după o lege armonică; în al doilea caz, schimbările urmează discontinuu, astfel că $P(t)$ formează o funcție Mäander. Cu (1.82) ecuația diferențială a lui Hill se transformă în ecuația diferențială a lui Mathieu, cu (1.83) - în așa numita ecuație diferențială a lui Meissner. Pentru ca aceste ecuații să fie aduse la formă normală uzuală, se introduce timpul fără dimensiuni

$$\tau = \Omega t \quad (1.84)$$

și împreună cu abreviațiile

$$\lambda = \frac{P_0}{\Omega^2}; \quad \gamma = \frac{\Delta P}{\Omega^2} \quad (1.85)$$

se ajunge la forma normală a ecuației diferențiale a lui Mathieu:

$$y'' + (\lambda + \gamma \cos \tau)y = 0 \quad (\text{Derivarea - în funcție de } \tau). \quad (1.86)$$

Cu aceleași abreviații (1.84) și (1.85) se transformă ecuația lui Meissner în:

$$y'' + [\lambda + \gamma \operatorname{sgn}(\cos \tau)]y = 0. \quad (1.87)$$

Aceasta este identică cu

$$y'' + (\lambda + \gamma)y = 0 \quad \text{pentru} \quad -\frac{\pi}{2} < \tau < +\frac{\pi}{2} \quad (1.88)$$

$$y'' + (\lambda - \gamma)y = 0 \quad \text{pentru} \quad \frac{\pi}{2} < \tau < \frac{3\pi}{2}$$

Comportarea la stabilitate a oscilatorilor - ecuația diferențială Mathieu. Exponenții caracteristici μ ai ecuației lui Mathieu, care sunt hotărâtori pentru comportarea la stabilitate, adică pentru limitarea respectiv nelimitarea soluțiilor, depind exclusiv de cele două mărimi λ și γ , dar nu de condițiile inițiale. Într-un plan $\lambda - \gamma$ pot fi trasate domeniile stabile și instabile ale soluțiilor. În fig. 1.20 este reprezentată o astfel de diagramă de stabilitate pentru ecuația diferențială a lui Mathieu, calculată de Ince și Strutt.

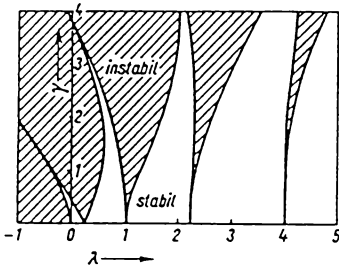


Fig. 1.20

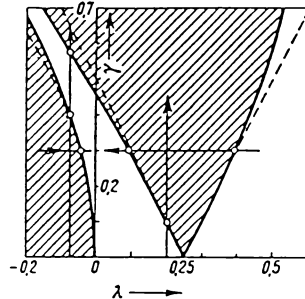


Fig. 1.21

Domeniile instabile sunt hașurate, iar cele stabile nehașurate. Diferitele domenii sunt separate între ele prin curbe limită, în care soluțiile sunt periodice. Diagrama de stabilitate este simetrică față de axa λ și de aceea este suficient să se reprezinte numai jumătatea superioară a acesteia.

Din diagrama de stabilitate din fig. 1.20 se pot face o serie de deducții, după cum urmează: Pentru $\gamma = 0$ ecuația (1.86) se transformă în următoarea ecuație de vibrații simplă:

$$y'' + \lambda y = 0 \quad (1.89)$$

Soluțiile acestei ecuații pentru $\lambda > 0$ sunt funcții sinus și cosinus, pur periodice, cu pulsația $\omega = \sqrt{\lambda}$. Aceste vibrații pot fi caracterizate ca stabile; acestora, în diagrama de stabilitate, le corespunde partea pozitivă a axei λ .

Pentru $\lambda < 0$ nu rezultă vibrații, ci funcții exponențiale cu exponentul real $\sqrt{|\lambda|}\tau$. Aceste soluții sunt instabile, după cum arată în diagrama de stabilitate ramificația stângă a axei λ .

Dacă se consideră un oscilator cu mărimea γ constantă, punctul de reprezentare al acestui oscilator, la variații ale mărimii λ , se mișcă în diagrama de stabilitate pe o paralelă la axa λ .

Deci pentru $\lambda > 0$ pot fi traversate domenii instabile. Aceasta înseamnă practic, că oscilatorul stabil la $\gamma = 0$, pentru $\gamma \neq 0$ la anumite valori ale lui λ poate deveni instabil. Pe de altă parte este însă posibil, că la $\lambda < 0$ - deci în domeniul în care pentru un oscilator cu parametrul invariabil rezultau soluții instabile - este existentă o comportare stabilă. În acest caz variația parametrului are un efect stabilizator.

Vârfulurile domeniilor instabile ating abscisa (axa λ) la valorile:

$$\lambda = \left(\frac{n}{2}\right)^2 \quad (n = 1, 2, \dots) \quad (1.90)$$

Lăţimea acestor domenii - şi cu aceasta şi importanţa lor practică - scade cu creşterea lui n . Aceasta se datoreşte influenţelor de amortizare, care nu au fost aici examinate, dar care la oscilatori reali sunt însă existente. Acestea conduc la o micşorare a domeniilor instabile [119].

În multe cazuri interesează numai imediata vecinătate a punctului nul a diagramei de stabilitate, $\lambda = \gamma = 0$. Aici se pot reprezenta limitele dintre domenii cu o exactitate suficientă cu ajutorul funcţiilor simple $\lambda = \lambda(\gamma)$. În continuare sunt date valorile calculate ale acestora pentru primele 5 curbe limită:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= -\frac{1}{2}\gamma^2 \\ \lambda_2 &= \frac{1}{4} - \frac{\gamma}{2} \\ \lambda_3 &= \frac{1}{4} + \frac{\gamma}{2} \\ \lambda_4 &= 1 - \frac{1}{12}\gamma^2 \\ \lambda_5 &= 1 + \frac{5}{12}\gamma^2 \end{aligned} \quad (1.91)$$

(Valorile calculate sunt valabile numai pentru $\gamma \ll 1$).

Fig. 1.21 reprezintă un sector mărit al diagramei de stabilitate a unui pendul, al cărui punct de suspendare este deplasabil. În această figură sunt desenate cu linie întreruptă primele curbe limită rezultate din aproximaţiile menţionate.

Metode aproximative de calcul. Dacă pentru ecuaţia diferenţială a lui Mathieu sau pentru câteva alte ecuaţii diferenţiale de tip Hill există diagrame de stabilitate, este de asemenea adesea necesar să se calculeze aproximativ domeniile de stabilitate ale sistemelor de ecuaţii, care nu au fost cercetate sistematic. În continuare se vor menţiona numai anumite indicaţii privitor la efectuarea acestor calcule, fără a se intra în amănunte.

Dacă variaţia parametrilor rămâne mică faţă de valoarea lor nominală, respectiv dacă, de exemplu, la ecuaţia lui Mathieu $\gamma \ll \lambda$, atunci un calcul de perturbare poate să fie oportun; în acest caz soluţia se dezvoltă ca o serie exponenţială a mărimilor variabile mici γ :

$$y = \sum_{n=0}^{\infty} \gamma^n y_n. \quad (1.92)$$

Această dezvoltare se introduce în ecuaţia diferenţială şi se ordonează după puterile lui γ . Funcţiile y_n pot fi determinate treptat, dacă factorii puterilor respective ale lui γ sunt egale cu zero. Sistemul pentru determinarea funcţiilor lui y_n se poate câteodată uşor rezolva, dacă ne limităm să determinăm soluţii periodice, adică limitele între domeniile stabile şi instabile.

Dacă mărimile variabile nu sunt mici, atunci limitele domeniilor stabile pot să fie determinate prin căutarea soluţiilor periodice cu ajutorul unei serii Fourier:

$$y = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t). \quad (1.93)$$

Frecvența ω în această expresie poate fi considerată ca dată în prealabil prin frecvența Ω a variației parametrilor. Ea este egală cu aceasta sau se situează într-un raport rațional cu aceasta. După introducerea expresiei (1.93) în ecuațiile inițiale, termenii fiecărei armonici pot fi ordonați după termenii în sinus și în cosinus. Ecuațiile inițiale sunt satisfăcute, dacă factorii tuturor acestor termenii dispar. Aceste condiții pentru determinarea factorilor de amplitudine a_n și b_n conduc la ecuații infinite de multe. Conform unor metode cunoscute în analiza practică, aceste sisteme de ecuații pot fi rezolvate iterativ.

1.6. Sisteme mecanice echivalente - ecuații de mișcare

Pentru aflarea soluțiilor matematice sau pentru explicitarea rezultatelor măsurărilor sunt necesare sisteme mecanice echivalente, care redau suficient de riguros comportarea dinamică a sistemului real. Procedeu pentru definirea sistemului echivalent este reprezentat în fig. 1.22.

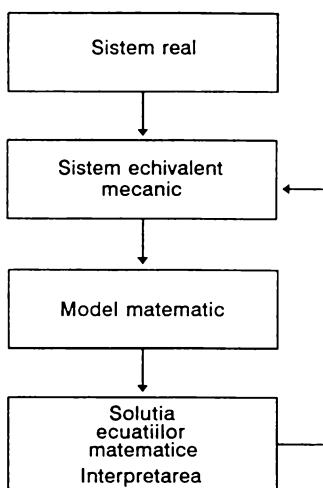


Fig. 1.22

Se începe cu studierea sistemului real (planuri și desene de construcție). Cu această ocazie se stabilește unde trebuie trasate limite între părțile sistemului, pentru ca să fie posibilă reproducerea sistemului real printr-un sistem echivalent. Se fac ipoteze simplificatoare, astfel ca sistemul echivalent să fie cât mai simplu posibil, dar să poată reda cât mai exact comportarea dinamică a sistemului real.

Ținând seamă de legile fundamentale ale mecanicii se caută modelul matematic corespunzător sistemului echivalent, care la sisteme vibrante este adesea un sistem liniar de ecuații diferențiale cu coeficienți constanți. Apoi aceste ecuații matematice pot fi rezolvate și rezultatele interpretate. Dacă se constată abateri importante față de comportarea reală, atunci sistemul echivalent trebuie modificat în consecință.

La constituirea unui sistem echivalent se stabilește mai întâi structura sistemului și apoi se definesc parametrii acestuia (v. fig. 1.1).

1.6.1. Stabilirea structurii sistemului echivalent

Stabilirea structurii sistemului echivalent este legată de răspunsurile, care pot fi date la diferite întrebări privind această structură. Astfel mai întâi trebuie să se clarifice dacă se va utiliza un sistem continuu sau discret. În primul caz se recurge la ecuații cu derivate parțiale, în al doilea caz - la ecuații diferențiale uzuale. De asemenea trebuie să se determine ce fel de

legături - liniare sau neliniare - sunt valabile între elemente, câte grade de libertate sunt necesare, din ce fel de elemente (mase, resortoare, amortizoare, bare, grinzi, plăci) trebuie constituit sistemul echivalent și ce condiții la limită sunt valabile.

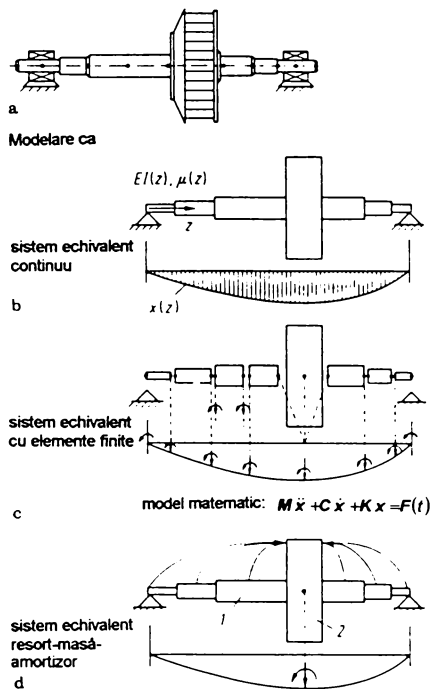


Fig. 1.23

Fig. 1.23 reprezintă diferite posibilități de stabilire a sistemului echivalent pentru un arbore cu rotor: a - sistem real; b - sistem echivalent continuu; c - sistem echivalent cu elemente finite; d - sistem echivalent: resort-masă-amortizor; 1 - resort spiral; 2 - masă.

Sistemul echivalent continuu cu extrem de multe grade de libertate reprezintă o reproducere foarte apropiată a sistemului real, deoarece sunt luate în considerare masele și rigiditățile respective cu variația lor continuă. Rezolvarea ecuațiilor cu derivate parțiale, mai ales pentru sisteme complicate, este posibilă numai cu mult efort și de aceea pentru cazuri practice acest tip de sisteme echivalente nu este recomandat.

Soluții cu o bună aproximație se obțin cu sisteme discrete, la care masele sunt considerate ca mase punctuale sau corpuri rigide, care se leagă între ele prin resorturi sau amortizoare, considerate fără masă (sistem resort-masă-amortizor). Astfel, ca la exemplul menționat, se oferă adesea posibilitatea ca anumite aglomerări de mase, de exemplu volanți, să fie reprezentați ca mase punctuale sau corpuri rigide, la care se adaugă o cota-parte din masa totală a arborelui, corespunzătoare elementului respectiv. Ca elemente elastice de legătură se folosesc, de exemplu, resorturi, bare de torsiune (fără masă), grinzi de încovoiere etc.

Discretizarea cu elemente finite a luat în ultimii ani o mare dezvoltare. Această metodă este aplicabilă multilateral și se pot trata ori ce tip de sisteme vibrante bi- sau tridimensionale. Fiecare element este tratat individual și comportarea dinamică este reprezentată sub formă de relații de mișcare, cu forțe și momente, respectiv tranzlații și rotații în puncte nodale (v. fig. 1.23, c). Proprietățile elementelor se constituie în matrice de inerție, matrice de amortizare și matrice de rigiditate. Aceasta exprimă clar, că într-un element finit sunt considerate împreună

toate proprietățile de inerție, de amortizare și de rigiditate, specifice elementului respectiv. Elementele sunt legate între ele în punctele nodale, cu respectarea condițiilor de trecere la limită și constituie o structură completă.

Modelele matematice ale acestora au ca și sistemele discrete aceeași formă și la comportare liniară conduc la un sistem de ecuații diferențiale obișnuite, așa cum s-a reprezentat prin ecuația (1.1).

1.6.2. Definirea parametrilor

Fiind stabilită structura sistemului echivalent și deci și forma ecuațiilor matematice, trebuie în următoarea etapă să fie definite valori pentru parametrii sistemului, respectiv elementele matricelor M , C și K . Pentru definirea parametrilor se culeg informații importante din desene de fabricație (dimensiuni, date caracteristice ale materialelor, mase, momente de inerție masice, rigiditate la încovoiere, rigiditate la torsiune etc.) și se aplică legi ale mecanicii. Pentru anumite elemente de mașini sau mecanisme (lagăre de alunecare, etanșări, cuplaje) lipsesc adesea chiar astăzi modele teoretice bine definite asupra comportării lor dinamice. În aceste cazuri sunt indispensabile cercetări experimentale, prin care se încearcă să se definească parametri necunoscuți ai fiecărei componente a sistemului, cu ajutorul metodei de identificare a parametrilor [74, 158].

1.6.3. Exemple de sisteme echivalente mecanice tip resort-masă-amortizor

Oscilator de torsiune liber cu două mase rotitoare. Comportarea la vibrații de torsiune a instalațiilor motrice poate fi reprezentată în multe cazuri cu o bună aproximare printr-un sistem echivalent mecanic liniar cu două mase rotitoare, cu un resort și o amortizare la torsiune între cele două mase, ca în fig. 1.24. În această figură a reprezintă sistemul real, format dintr-un electromotor 1 și un compresor 2, **b** - sistemul echivalent și **c** - ecuația de mișcare.

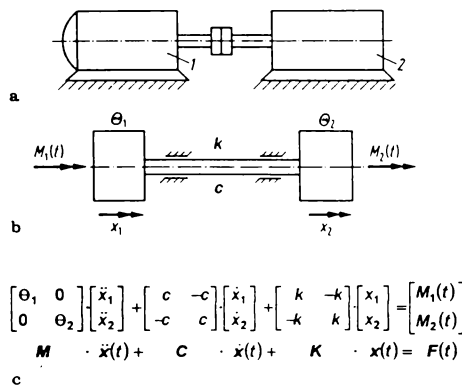


Fig. 1.24

Θ_1 și Θ_2 sunt momente de inerție masice ale celor două mașini (electromotor și compresor) în jurul axei de rotație și k , respectiv c , exprimă rigiditatea la torsiune, respectiv constanta de amortizare la torsiune a arborelui de transmisie sau a unui cuplaj elastic, care se află între cele două mașini. Momentul de inerție masic al unui oarecare corp la rotirea în jurul unei axe fixe este dat de relația $\Theta = \int r^2 dm$ și rigiditatea la torsiune a unei bare cilindrice este dată de relația $k = G I_T / l$ (G este modul de elasticitate la forfecare, I_T - momentul rezistent la torsiune, l - lungimea barei). Date tehnice privind caracteristicile de rigiditate și de amortizare ale cuplajelor

sunt puse în general la dispoziție de către fabricant. Aici se recomandă să se ia în considerare și neliniaritățile în cuplaj.

Notând cu x_1, x_2 cele două grade de libertate la rotație și cu $M_1(t), M_2(t)$ momentele de excitație, care acționează asupra maselor, se pot scrie ecuațiile de mișcare sub forma dată în fig. 1.24, c. Aceasta se utilizează, de exemplu, la calcularea valorilor de vârf ale momentului de rotație (cuplu) în arborele motor sau cuplaj, care apar la punerea în funcțiune a mașinei cu un motor electric asincron [169].

Sistem echivalent al unui arbore cu rotor (ventilator). Pentru calcularea frecvențelor joase ale unui sistem vibrant de tipul celui arătat în fig. 1.2 (v. pag. 3), acesta se poate reprezenta printr-un sistem echivalent simplu. Astfel se consideră că masa este concentrată în rotor și acesta cuprinde elasticitatea arborelui cu a lagărului împreună. Pentru rotor, pe lângă deplasările sale pe două axe, trebuie considerate și rotațiile în jurul acestor axe, pentru a se ține seamă de efectele de inerție la rotație (fig. 1.25).

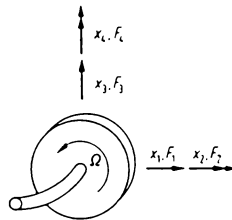


Fig. 1.25

La scrierea ecuațiilor de mișcare pentru acest sistem echivalent trebuie ca pentru arborele în rotație, pe lângă termenii de inerție și de rigiditate, să fie luate în considerare și elementele giroscopice. În consecință ecuația de mișcare completă are următoarea formă:

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Theta_e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Theta_e \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\Omega\Theta_p \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Omega\Theta_p & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} + \\
 & \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & 0 & 0 \\ k_{21} & k_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{11} & -k_{12} \\ 0 & 0 & -k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} \quad (1.94)
 \end{aligned}$$

Elementele matricei constantelor elastice se calculează din deformările unitare date anterior și din determinarea forțelor necesare respective. În matricea de amortizare C sunt exprimate efectele giroscopice, care sunt proporționale cu frecvența de rotație Ω și cu momentul de inerție polar Θ_p . Matricea de inerție este diagonală și are ca termeni masele m și momentele de inerție ecuatoriale Θ_e . Indicații precise privind stabilirea ecuațiilor de mișcare se găsesc în [89].

1.6.4. Exemple de sisteme echivalente mecanice cu elemente finite

Sistem echivalent mecanic cu elemente finite pentru un turbogenerator. La turbogene-

ratoare pentru producerea de energie electrică, puteri de 1 200 MW nu mai sunt astăzi rarități. Arborele unui astfel de turbogenerator are aproximativ 35 m lungime, cântărește circa 220 t și se rotește de 50 de ori pe secundă, ca să producă curent electric cu frecvența rețelei. Cele mai mari solicitări la torsiune în rotor se datoresc vibrațiilor de torsiune cauzate de perturbații electrice ale generatorului sau ale rețelei. Deoarece sistemul rotor al unui set turbină-generator constituie un sistem mecanic complex cu mai mulți arbori, este necesară o modelare fină pentru o reprezentare matematică exactă. Pentru aceasta este necesar ca arborele să fie subdivizat în circa 200 până la 300 de elemente. În acest caz modelarea cea mai indicată este aceea prin elemente finite [88, 186].

Fig. 1.26, a, arată sistemul real al unui turbogenerator, în care 1 este generatorul, HD - turbina de înaltă presiune, MD - turbina de presiune medie, ND1 și ND2 - turbinele de joasă presiune 1 și 2; b reprezintă sistemul echivalent al acestuia modelat prin elemente finite, cu (N-1) elemente de torsiune cilindrice, de tipul prezentat în c.

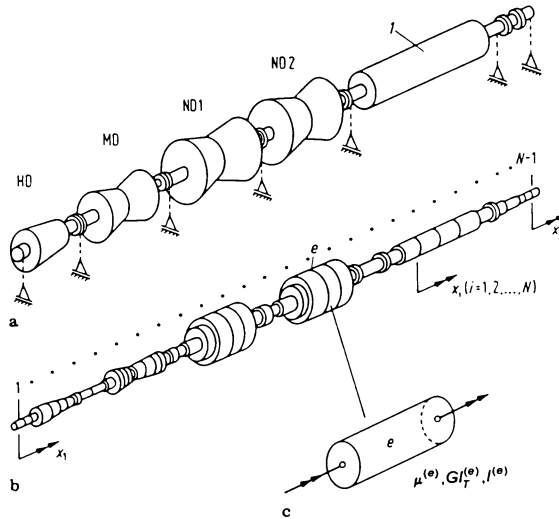


Fig. 1.26

Unui oarecare element "finit" e (v. fig. 1.30, c), cu o secțiune transversală constantă, îi aparțin următoarele mărimi constante: $\mu^{(e)}$ - masa de torsiune atribuită, $GI_T^{(e)}$ - rigiditatea la torsiune, $l^{(e)}$ - lungimea elementului.

Cu punerea în ecuații cu ajutorul funcțiilor locale, care se introduc în integrala de lucru (principiul lucrului virtual), se determină pentru fiecare element o *matrice elementară de rigiditate*

$$K^{(e)} = \frac{GI_T^{(e)}}{l^{(e)}} \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix} \quad (1.95)$$

și o *matrice elementară de masă*

$$M^{(e)} = \mu^{(e)} l^{(e)} \begin{pmatrix} 1/3 & 1/6 \\ 1/6 & 1/3 \end{pmatrix} \quad (1.96)$$

care, din cauza celor două grade de libertate locale (în fiecare nod al elementului și un unghi de rotație) sunt de ordinul 2. Vibrațiile de torsiune ale întregului sistem se exprimă global prin unghiul de rotație x_r , care este introdus la punctele nodale (punct de intersecție între două elemente). La un sistem cu $(N-1)$ elemente sunt N grade de libertate globale, care sunt exprimate în vectorul x .

Constituirea matricelor totale M și K urmează prin suprapunerea matricelor elementare. Pentru structura în formă de lanț, existentă în acest caz, rezultă o matrice bandă, care din punct de vedere al memorizării și al timpului de calcul este favorabilă. Amortizările la acest sistem sunt definite în general "modal" (v. cap. 1.2).

Sistem echivalent mecanic cu elemente finite pentru o pompă centrifugă cu mai multe etaje. La pompe centrifuge, ca de altfel și la celelalte mașini, se constată aceeași tendință în dezvoltare și anume spre turații tot mai înalte, de construcții din ce în ce mai ușoare și randamente cât mai ridicate. Din această cauză comportarea dinamică devine din ce în ce mai importantă și în primul rând vibrațiile de încovoire ale rotorilor pompei. La modelarea sistemului echivalent se utilizează astăzi cu preponderență metoda elementelor finite, la care pe lângă caracteristicile de inerție și rigiditate ale elementelor arborelui, trebuie luate în considerare forțele hidraulice asupra rotorului în lagărele de alunecare, în șpalturile de etanșare și pistoanele de reducere, precum și interacțiunea dintre rotor și carcasă.

În fig. 1.27 este reprezentat sistemul echivalent mecanic al unei pompe centrifuge cu mai multe etaje, modelat după metoda elementelor finite, unde 1 este lagăr axial, 2 - piston de reducere, 3 - rotor, 4 - șpalt de etanșare (interacțiuni dintre rotor și carcasă), 5 - arbore, 6 - lagăr de alunecare, 7 - cuplaj.

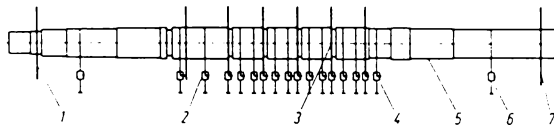


Fig. 1.27

Pentru elementele arborelui se consideră patru grade de libertate, ca pe lângă deplasări să se țină seamă și de torsiuni. De asemenea trebuie luate în considerare deformații de forfecare, efecte giroscopice și amortizarea materialului. Rotorii pompei sunt presupuși ca volanți rigizi.

Șpalturile de etanșare în pompe centrifuge servesc la etanșarea reciprocă între spații cu presiuni diferite. La aceste construcții trebuie luată în considerare întotdeauna o pierdere de lichid printre marginile șpaltului de circa 200 până la 300 μm , deoarece avantajele unor pierderi reduse prin frecare și o uzură redusă sunt mai importante. Comportarea la vibrații este influențată considerabil de către șpaltul de etanșare. Lichidul înconjurător exercită forțe asupra rotorului în mișcare (tranzlațiile radiale x_1, x_2 , vitezele \dot{x}_1, \dot{x}_2 și accelerațiile respective \ddot{x}_1, \ddot{x}_2), care ca și vibrațiile forțate de dezechilibrare determină considerabil comportarea la stabilitate a mașinei. Ținând seama de aceste forțe și de coeficienții de inerție, de amortizare și elastici se pot scrie ecuațiile liniare sub forma:

$$\begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} \quad (1.97)$$

Pentru determinarea coeficienților dinamici se pot utiliza diferite teorii de calcul, care încearcă, cu diferite moduri de punere în ecuații, să descrie curgerea fluidului prin șpalt [66, 67]. Toate teoriile reprezintă decierea acestei mișcări dintr-o poziție centrală spre exterior. Matricile respective sunt de tip antisimetric. Aceasta s-a confirmat prin măsurări. Într-un lagăr de alunecare hidrodinamic, arborele este susținut de un câmp de presiune, care se crează prin rotirea arborelui. Astfel rezultă între forțele și mișcările relative ale arborelui față de carcasă o relație neliniară pronunțată. La mișcări mici este permis ca aceasta să fie însă liniarizată:

$$\begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix}. \quad (1.98)$$

Coeficienții dinamici c_{ij} și k_{ij} rezultă din rezolvarea ecuației diferențiale a lui Reynolds, respectiv din cercetări experimentale. Aceștia sunt calculați, în mod normal ca mărimi fără dimensiuni, în funcție de numărul lui Sommerfeld So [90]. Încărcarea statică a lagărului F_L este funcție de suplețea lagărului. Ea mai depinde de forțele datorită greutateii și de forțele hidraulice ale rotorului pompei. Pentru stabilirea poziției staționare a arborelui în lagăr, la fiecare stare de funcționare, rezultă o problemă neliniară.

În mod asemănător pot fi definite interacțiunile dintre carcasă și rotor.

Luând în considerare toate efectele menționate, ecuația de mișcare a pompei centrifuge rezultă prin suprapunerea ecuațiilor elementare:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{F}. \quad (1.99)$$

Matricele \mathbf{M} , \mathbf{C} și \mathbf{K} sunt în general asimetrice. În afară de aceasta câteva elemente ale matricelor sunt dependente de turație.

2. MĂSURAREA, PRELUCRAREA, VALORIFICAREA ȘI ANALIZA SEMNALELOR DE DIAGNOZĂ

2.1. Bazele analizei de semnal

Semnalele de diagnoză (parametrii de diagnoză) sunt aplicabile pentru toate mărimile de măsurare ale obiectelor sau proceselor, care sunt tipice sau capabile să dea informații asupra stării tehnice respectiv stării de deteriorare.

Indiferent de felul mărimii fizice, semnalul de diagnoză este reprezentat întotdeauna printr-o mărime dependentă de timp $x(t)$ (fig. 2.1). Fluctuațiile mărimii de măsurat variază mult în

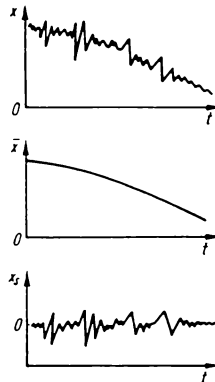


Fig. 2.1

peroada de timp respectivă în funcție de procesul tehnic și de sistemele de măsurare. Un astfel de semnal $x(t)$, numit și mărime totală, se compune dintr-o componentă continuă (nefluctuantă în timp), așa numita valoare medie momentană $\bar{x}(t)$ și componenta fluctuantă (dinamică) $x_s(t)$:

$$x(t) = \bar{x}(t) + x_s(t). \quad (2.1)$$

Componenta fluctuantă $x_s(t)$ se numește în acustică și zgomot. Rezultatele cercetărilor arată că, pentru tehnica de diagnoză atât valoarea medie momentană cât și componentele fluctuante pot conține informații asupra stării tehnice. Măsurarea și valorificarea componentelor fluctuante cere exigențe mai ridicate sistemului de măsurare decât determinarea convențională a unei valori medii.

Măsurarea și valorificarea conținutului de informații ale diferitelor mărimi necesită definirea unor mărimi caracteristice de semnal și a unor funcții caracteristice de semnal.

Analiza de semnal, cu ajutorul metodelor sale, pune în evidență informații importante, astfel ca acestea să fie receptibile de către capacitatea omenească de percepere. Această extracție de informații are ca urmare, în fiecare etapă de prelucrare o pierdere de informații [131]. Această pierdere de informații poate să fie astfel aleasă încât să conțină numai informații care nu sunt de interes pentru diagnoză.

Ca mărimi sau funcții caracteristice de analiză de semnal, care s-au confirmat pentru utilizare în tehnica de diagnoză, se menționează următoarele [9, 131, 202]:

- mărimi caracteristice de semnal;
- funcții caracteristice pentru descrierea semnalului;
- funcții caracteristice pentru descrierea asemănării între două semnale;
- funcții caracteristice pentru descrierea comportării grupei de semnale la propagare respectiv transmitere;
- funcții caracteristice specifice.

După cum se stabilește la care dintre informații se poate renunța, este posibilă reprezentarea semnalului în domeniul de:

- timp;
- frecvență;
- probabilitate.

2.1.1. Semnale de diagnoză, descriere

Un semnal măsurat se compune dintr-o sumă de semnale emise de obiect, captate împreună de un traductor, după cum se arată în fig. 2.2, unde A este accelerometru, c_i - factori de transmitere și x_i - semnale emise de obiect. Forma și intensitatea semnalului sunt determinate

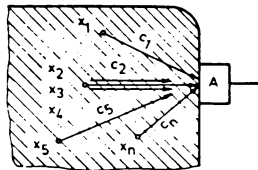


Fig. 2.2

de sursa semnalului și de drumul de propagare între sursă și traductor:

$$x(t) = \sum_{i=1}^n c_i \cdot x_i(t). \quad (2.2)$$

Două grupe de semnale, care cauzează influențe diferite asupra traductorului, după cum se va arăta în cursul lucrării, sunt de luat în considerare:

- mai multe semnale de la aceeași sursă de semnal (de exemplu prin excitația oscilantă a unei mișcări de rotație)
- semnale de la surse de semnal diferite.

Mărimile de vibrații reale pot fi constituite din 10 până la 100 vibrații de bază.

Marele număr de variații de semnale, care se întâlnesc în tehnică, semnale limitate în timp, de natură periodică și de natură aperiodică, pot fi reprezentate cu suficientă exactitate printr-o integrală Fourier, ca o sumă de vibrații discrete de diferite frecvențe, de forma [95, 96]:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} [a(f) \cdot \cos 2\pi f t + b(f) \cdot \sin 2\pi f t] df, \quad (2.3)$$

în care

$$a(f) = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot \cos 2\pi f t dt \quad (2.4)$$

$$b(f) = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot \sin 2\pi f t dt \quad (2.5)$$

Așa dar cele mai multe semnale dinamice pot fi considerate ca o suprapunere a unor vibrații armonice. Captarea semnalelor se realizează practic într-un timp limitat $0 \leq t \leq T$. De aceea, ca limite de integrare ale ecuațiilor (2.3) până la (2.5), se iau valori limitate $(0, T)$. Ca semnale staționare cu un T suficient de mare, erorile rezultate din această limitare vor fi menținute mici.

În practica de diagnoză, în afară de semnale periodice, apar și alte semnale, ca de exemplu cele aleatoare (v. fig. 1.6). În continuare se descriu acele tipuri de semnale, care în tehnica de diagnoză prezintă importanță.

Semnale deterministe sunt cele caracterizate prin aceea că variația lor poate fi reprezentată printr-o funcție matematică și valoarea lor momentană este calculabilă. Acestea pot fi grupate în semnale periodice și aperiodice.

Semnale periodice sunt semnale a căror variație în timp se repetă continuu:

$$f(t) = f(t + n \cdot T) \quad n = 0, 1, 2, \dots, \quad (2.6)$$

unde T este perioada repetiției. Cauza unui semnal periodic este o sursă oscilantă (de exemplu mișcarea de rotație cu dezechilibru).

Semnale sinusoidale sunt semnale armonice neperturbate, care se propagă printr-un mediu liniar, continuu, către traductor. Vibrația armonică (sinusoidală) este de forma:

$$x(t) = \hat{x} \cdot \sin(2\pi f t + c) \quad (2.7)$$

unde \hat{x} este amplitudinea și c - faza inițială.

Semnale periodice complexe. Semnalele reale depind de structura sursei de semnale și de comportarea la transmitere. Ele constau aproape întotdeauna din suprapunerea mai multor vibrații cu frecvențe, amplitudini și faze diferite. Dacă frecvențele acestor vibrații sunt multipli întregi ai unei vibrații fundamentale, atunci funcția globală este și ea periodică. Variațiile în timp ale vibrațiilor periodice complexe pot fi exprimate matematic sub formă complexă. Vibrațiile periodice complexe, deoarece frecvențele componentelor lor parțiale sunt multiple ale frecvenței componentei fundamentale, se pot descompune în componentele lor parțiale conform ecuațiilor (2.3) - (2.5). Integrala Fourier se poate scrie în acest caz sub formă de sumă, astfel:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cdot \cos 2\pi n f_1 t + b_n \cdot \sin 2\pi n f_1 t) \quad (2.8)$$

în care

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) dt \quad n = 0 \quad (2.9)$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cdot \cos 2\pi n f_1 t dt \quad n = 1, 2, \dots \quad (2.10)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cdot \sin 2\pi n f_1 t dt \quad n = 1, 2, \dots \quad (2.11)$$

Vibrația cu frecvența f_1 , respectiv pulsația ω_1 , se numește vibrație fundamentală sau prima armonică; vibrația cu frecvența $n \cdot f_1$ respectiv $n \cdot \omega_1$ se numește armonică de ordinul n :

$$n \cdot \omega_1 = 2\pi n f_1 \quad n = 1, 2, \dots \quad (2.12)$$

Dacă se utilizează reprezentarea sub formă complexă se pot scrie ecuațiile:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} X_n \cdot e^{j2\pi n f_1 t} \quad (2.13)$$

$$X_n = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot e^{-j2\pi n f_1 t} dt \quad n = 0, 1, 2, \dots, \quad (2.14)$$

unde t este timp, T - timp de analizare; $x(t)$ reprezintă variația în timp a semnalului și X_n - semnalul transformat în domeniul de frecvență.

La calcule numerice nu este posibil să se ia în considerare un interval de timp infinit de lung. De aceea se limitează la un interval de timp finit T și se eșantionează în intervalul de timp Δt câte o valoare de măsurare x_i (fig. 2.3), deci este valabil

$$N = \frac{T}{\Delta t} \quad (2.15)$$

unde N este numărul de eșantioane. Dacă se integrează după regula lui Euler

$$\int_{t_i}^{t_{i+\Delta t}} x(t) dt \approx x_i \cdot \Delta t, \quad (2.16)$$

se obține ecuația așa numită *transformata Fourier discretă* (în l. engleză DFT = Discrete Fourier Transform) [95, 96]:

$$x_k = \frac{1}{T} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} X_n \cdot e^{j2\pi \left(\frac{n \cdot k}{N}\right)} \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (2.17)$$

$$X_n = \frac{T}{N} \cdot \sum_{k=0}^{N-1} x_k \cdot e^{-j2\pi \left(\frac{n \cdot k}{N}\right)} \quad n = 0, 1, 2, \dots, (N-1). \quad (2.18)$$

În fig. 2.3 este reprezentată discretizarea de semnale de timp, unde T este timpul de analizare, Δt - intervalul de timp între două eșantioane succesive și x_i - valoarea $x(t)$ la timpul t_i , unde ($i = 1, 2, \dots$).

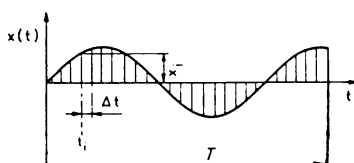


Fig. 2.3

Transformata Fourier discretă, datorită dezvoltării ei ca serie de timp într-o serie armonică, necesită un mare număr de funcții trigonometrice. Analizările de semnal pe baza tehnicii de microprocesoare pot să execute această analiză numai cu aproximație (mai ales cu ajutorul unui polinom) și cu un mare volum de calcul sau cu tabelare în memorie și necesitând un mare volum de memorizare. Cu ajutorul așa numitei *transformată Fourier rapidă* (în l. engleză FFT = Fast Fourier Transform) acest calcul voluminos se execută cu ajutorul unei formule de recurență, adică coeficienții Fourier ai componentelor următoare se calculează prin adunări și scăderi ai coeficienților precedenți. Economisirea de calcule multiple și mai ales faptul că operațiile elementare de adunare și scădere necesită timp redus de calcul pentru un calculator, face ca economisirea de timp de calcul prin utilizarea FFT să ajungă până la a mia parte din timpul de calcul necesitat la utilizarea DFT. Pentru realizarea practică a transformatei Fourier rapide există programe de calcul în diferite versiuni, care ne stau la dispoziție, ca de exemplu în [48, 95, 96, 131].

Aceasta permite reprezentarea vibrațiilor periodice în două moduri diferite: în domeniul de timp și în domeniul de frecvență (v. cap. 1.4.1. și 1.4.2.).

Semnale aperiodice. Sunt semnale, care provin de la diferite surse de semnale (v. cap. 2.1.1., fig. 2.2) și au componente cu frecvențe, care nu sunt multiplii întregi a unei frecvențe fundamentale comune. Acestea sunt considerate strict matematic aperiodice dacă:

$$f_1 \neq f_2 \neq \dots \neq n \cdot f_1 \quad (2.19)$$

$$\omega_1 \neq \omega_2 \neq \dots \neq n \cdot \omega_1. \quad (2.20)$$

Semnale "aproape" periodice. Semnale de la surse de semnale diferite pot fi așa de asemănătoare cu semnale periodice, că pot fi prelucrate cu aceleași algoritme ca și cele periodice. Aceste semnale sunt grupate sub denumirea de semnale "aproape" periodice.

Pentru tehnica de diagnoză, din această grupă de semnale "aproape" periodice sunt importante în special așa numitele semnale modulate în amplitudine. Ele se întâlnesc adesea la rezolvarea problemelor pentru definirea stării tehnice. Semnale modulate în amplitudine rezultă atunci când amplitudinea unei vibrații purtătoare de frecvență înaltă este modulată de o vibrație de frecvență joasă:

$$x(t) = (x_0 + x_m \cdot \cos \omega_m t) \cdot \sin \omega_0 t \quad (2.21)$$

unde x_0, ω_0 sunt parametrii vibrației fundamentale sau purtătoare și x_m, ω_m - parametrii vibrației de modulație. Fig. 2.4 reprezintă două modulații tipice pentru diagnoză: **a** - modulația vibrațiilor sinusoidale și **b** - modulația șocurilor cu amortizare, unde x este elongație, t - timp, ω - pulsație, indice 0 - pentru vibrație purtătoare și indice m - pentru vibrație de modulație.

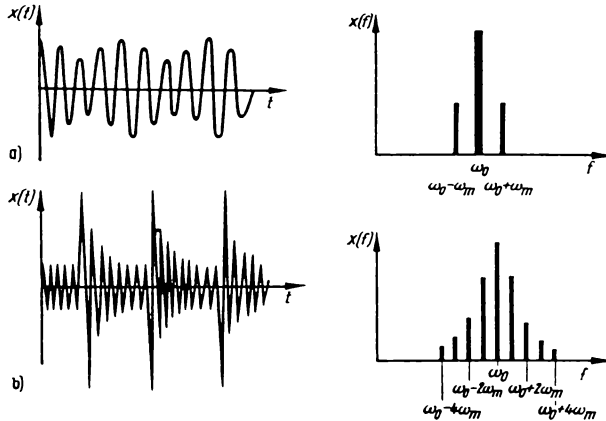


Fig. 2.4

Cu ajutorul teoremei de adunare a funcțiilor trigonometrice [9] ecuația (2.21) se poate scrie:

$$x(t) = x_0 \cdot \sin \omega_0 t + \frac{x_m}{2} \cdot \sin(\omega_0 - \omega_m)t + \frac{x_m}{2} \cdot \sin(\omega_0 + \omega_m)t. \quad (2.22)$$

Această ecuație conține frecvența fundamentală ω_0 și frecvențele $(\omega_0 + \omega_m)$ și $(\omega_0 - \omega_m)$. Frecvența $(\omega_0 + \omega_m)$ este bandă laterală situată în dreapta și frecvența $(\omega_0 - \omega_m)$ - bandă laterală situată în stânga frecvenței purtătoare ω_0 la o distanță egală cu frecvența de modulație ω_m . Acestea caracterizează aspectul tipic al semnalelor de modulație în spectrul de frecvență (fig. 2.4 a, partea dreaptă). Benzii laterale pot apărea și ca multiplii ai frecvenței de modulație, conform excitației respective. În cazul șocurilor cu amortizare, semnalele de modulație în spectrul de frecvență sunt reprezentate în fig. 2.4 b, partea dreaptă.

Semnalele tranzitorii sunt diferite de zero numai într-un anumit interval de timp. Forma semnalelor în acest interval de timp poate să fie foarte diferită (fig. 2.5). Trecerea spre semnale aleatoare este ușor de remarcat. *Semnalele tranzitorii deterministe* iau naștere datorită șocurilor sau procedurilor de anclanșare sau declanșare. *Semnalele tranzitorii aleatoare* iau naștere datorită emisiunilor de sunet sau reprezintă șocuri secundare la excitații prin șoc. În fig. 2.5 sunt reprezentate următoarele semnale tranzitorii: **a)** impuls în treaptă; **b)** impuls dreptunghiular; **c)** impuls Dirac (impuls unitar); **d)** șoc semisinusoidal; **e)** șoc în dinte de fierăstrău; **f)** curbă de amortizare; **g)** șoc secundar aleator; **h)** grupă de impulsuri a unei emisiuni de sunet; **i)** rafale de impulsuri ale ultrasunetului la sollicitarea materialului.

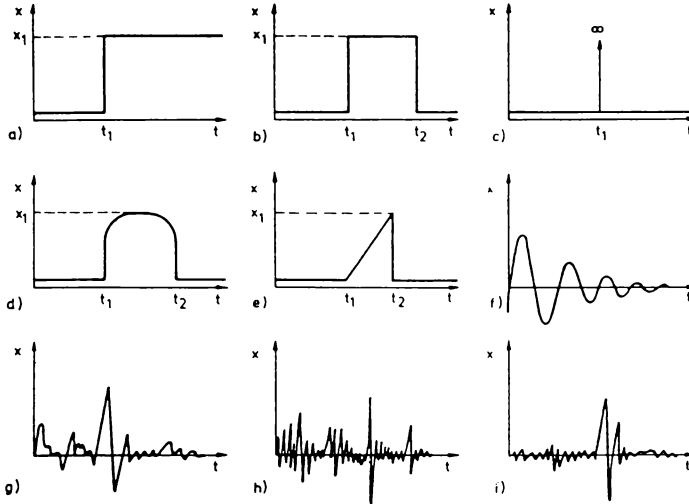


Fig. 2.5

Semnale aleatoare sunt semnale care nu pot fi descrise explicit printr-o relație matematică. Valoarea lor momentană nu este calculabilă sau la care din analiza rezultatelor măsurărilor nu se poate trage nici o concluzie general valabilă. *Semnalele aleatoare* sunt totuși conforme anumitor legi, și pot fi caracterizate numai prin concluzii probabilistice din statistica matematică. În practica tehnică o separare a acestora, ca componente ale fenomenelor vibratoare ale semnalelor care apar, în semnale staționare și nestaționare, este semnificativă. Staționaritatea este un criteriu important la evaluarea semnalelor de diagnostic și are o semnificație deosebită pentru toate formele de semnal. La variația semnalului staționar, valoarea medie momentană a semnalului este aceeași pentru toate intervalele de timp, pentru care s-a calculat această valoare medie (fig. 2.6):

$$\frac{1}{t_1 - t_0} \cdot \int_{t_0}^{t_1} x(t) dt = \frac{1}{t_3 - t_2} \cdot \int_{t_2}^{t_3} x(t) dt = \dots = \frac{1}{t_n - t_{n-1}} \cdot \int_{t_{n-1}}^{t_n} x(t) dt. \quad (2.23)$$

În fig. 2.6 este reprezentată grafic staționaritatea semnalelor, în care t_0, t_1, \dots, t_n sunt momente de timp alese arbitrar, $x_{i,j,k}$ - valori ale funcției discrete, T - timp de analizare [v. ec. (2.15)], x - valoarea funcției și t - timp.

Relația (2.23) se poate scrie sub formă discretă, astfel:

$$\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=0}^{N-1} x_i = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=0}^{N-1} x_j = \frac{1}{N} \cdot \sum_{k=0}^{N-1} x_k. \quad (2.24)$$

Semnale aleatoare tipice sunt zgomotul de fond de bandă îngustă (fig. 2.7) și zgomotul de fond de bandă largă (fig. 2.8). Zgomotul de fond de bandă îngustă poate fi explicat ca modulația unei vibrații aleatoare pe un purtător în mare măsură determinat; zgomotul de fond de bandă largă

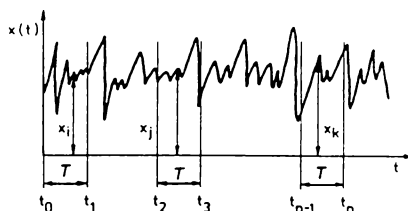


Fig. 2.6

este un fenomen neregulat. Zgomotul alb este un zgomot de fond cu spectrul de putere constant, independent de frecvență. El conține toate frecvențele audibile cu aceeași densitate de energie. Zgomotul alb nu este întotdeauna aleator.



Fig. 2.7

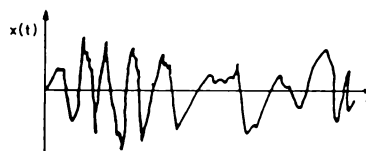


Fig. 2.8

Semnale aleatoare nestacionare sunt fenomene temporare variabile neregulate (fig. 2.9) cu valoare medie variabilă în timp și cu parte dinamică instabilă. Chiar și semnalele tranziției pot fi semnale aleatoare nestacionare (v. fig. 2.5 g).

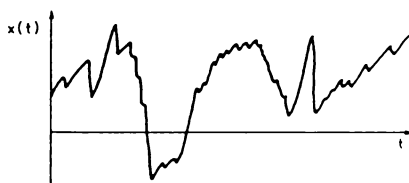


Fig. 2.9

În diagnoza practică semnalele descrise nu se întâlnesc întotdeauna într-o formă distinctă. Datorită influențelor în timpul funcționării apar suprapuneri ale diferitelor tipuri de semnale. Separarea formelor fundamentale, respectiv identificarea semnalelor combinate, necesită metode speciale ale analizei de semnal.

2.1.2. Mărimi caracteristice de semnal

Semnalele de diagnoză se caracterizează cel mai simplu prin mărimi caracteristice. Mărimile caracteristice de semnal sunt scalare. Ele sunt constituite la variația în timp a mărimii de măsurare. În fig. 2.10 sunt prezentate mărimile caracteristice ale unui semnal dinamic.

Valoarea medie aritmetică sau valoarea medie a funcției de timp \bar{x} este definită prin relația (1.24) (v. pag. 11) sau în funcție de numărul de valori măsurate:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (2.25)$$

unde x_i este valoarea funcției discrete la timpul t_i și N - numărul de valori măsurate în intervalul T . Valoarea medie a funcției de timp \bar{x} indică numai partea statică a mărimii dinamice. Ea este

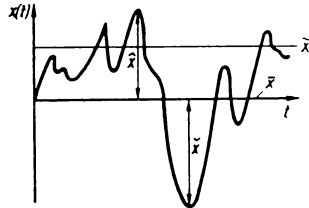


Fig. 2.10

nulă pentru semnale centrate.

Valoarea medie patritică $\overline{x^2}$ este dată de relația (1.25) (v. pag. 11) sau în funcție de numărul de valori măsurate:

$$\overline{x^2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2. \quad (2.26)$$

Valoarea medie patritică este notată de asemenea și cu \bar{x}^2 .

Valoarea eficace x_{ef} , notată de asemenea și cu \tilde{x} , este dată de relația (1.26) (v. pag. 11) sau în funcție de numărul de valori măsurate:

$$x_{ef} = \tilde{x} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2}. \quad (2.27)$$

Valoarea de vârf poate fi:

- pozitivă: $\hat{x} = \max x(t) \quad (2.28)$

- negativă: $\tilde{x} = \min x(t). \quad (2.29)$

În diagnoză se utilizează mai ales valoarea de vârf pozitivă. Valoarea de vârf indică amplitudinile extreme, fără luarea în considerare a conținutului de energie a semnalului. Ea poate da indicații asupra solicitărilor extreme, ca de exemplu șocuri și este utilizată ca indiciu de diagnoză.

Varianța sau dispersia σ^2 este dată de relațiile

$$\sigma^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \bar{x}]^2 dt \quad (2.30)$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \quad (2.31)$$

unde σ este abaterea medie patritică, care pentru $x(t) = \sin \omega t$ este $\sigma = \tilde{x}$, deoarece $\bar{x} = 0$.

Varianța indică abaterea medie a semnalului față de valoarea medie.

Mărimile caracteristice de semnal nu înlesnesc indicații asupra comportării frecvenței semnalului. Totuși valoarea eficace și valoarea de vârf sunt utilizate ca indici de diagnoză. Acestea sunt ușor de calculat din valorile de măsurare și au o mare putere de indicație la evaluarea amplitudinii vibrației. De asemenea sunt posibile indicații asupra conținutului de energie a semnalului (proporțional cu $\overline{x^2}$). Vârful vibrațiilor, care depășesc nivelul mediu al vibrației, pot fi evaluate.

2.1.3. Funcții caracteristice pentru descrierea semnalului

Mărimile caracteristice scalare pot defini într-adevăr proprietăți esențiale ale semnalului (componentă continuă, energie sau valori extreme). Ele nu pot furniza însă o informație completă asupra proprietăților semnalului (de exemplu frecvențe, faze).

Funcția de autocorelație. Funcția de autocorelație este o funcție caracteristică în domeniul de timp și reprezintă o dezvoltare a valorii medii patratice. Ea este o măsură a gradului de asemănare între valorile învecinate ale unui semnal, raportată la mărimea intervalului de timp τ , ce definește vecinătatea. Ecuația de definiție a funcției de autocorelație este

$$C_x(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot x(t + \tau) dt \quad (2.32)$$

$$C_x(\tau) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x(i \cdot \Delta t) \cdot x(i \cdot \Delta t + \tau) \quad (2.33)$$

unde N este numărul total al valorilor funcției de timp $x(t)$, măsurate succesiv în intervale de timp Δt , la fel de mari.

În fig 2.11 este reprezentată formarea funcției de autocorelație, unde τ este durata de timp între două comparații ale funcției.

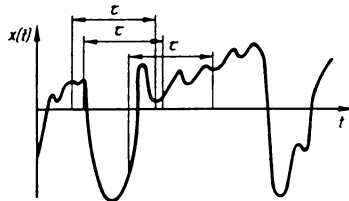


Fig. 2.11

Funcția de autocorelație este maximă pentru $\tau = 0$ și scade pentru $|\tau| > 0$ în funcție de cât de puternic variază semnalul. Normând funcția de autocorelație cu valoarea $C_x(0)$ se obține:

$$R_x(\tau) = \frac{1}{C_x(0)} \cdot C_x(\tau). \quad (2.34)$$

$C_x(0)$ reprezintă valoarea medie patratice a semnalului. Așa numita funcție de autocorelație normată $R_x(\tau)$ are la $\tau = 0$ valoarea ei maximă $R_x(0) = 1$. Valoarea +1 respectiv -1 reprezintă corelație completă respectiv corelație completă - dar în contrasens, iar valoarea 0 - totală necorelație.

În tabelul 2.1, coloana 4, sunt prezentate funcții de autocorelație pentru câteva tipuri de semnale. Funcția de autocorelație a unui semnal armonic este o funcție de cosinus de aceeași perioadă, informațiile privind faza fiind pierdute. Semnalele aleatoare de diferite lățimi de bandă au diferite funcții de autocorelație. Zgomotul alb și impulsul Dirac pentru $|\tau| \neq 0$ au valoarea 0.

Funcția de autocorelație înlesnește diferențierea semnalelor.

Densitatea spectrală de putere. Densitatea spectrală de putere reproduce puterea conținută de componentele spectrale ale semnalului. Ea poate fi definită ca raportul dintre puterea medie a unui semnal $x(t)$ la frecvența f și unitatea de lățime a benzii de frecvență, respectiv 1 Hz. Astfel densitatea spectrală de putere pune în evidență frecvența, amplitudinea și puterea componentelor semnalului.

Densitatea spectrală de putere poate fi calculată prin diferite moduri de calcul:

- din funcția de autocorelație adică prin medierea funcției de timp și apoi printr-o transformată în domeniul de frecvență;
- din transformata de frecvență cu medierea valorii măsurate.

Transformata în domeniul de frecvență este realizată prin transformata Fourier [v. ecuațiile (2.3) până la (2.5) și (2.8) până la (2.18)]. Ecuațiile densității spectrale de putere, calculate prin modurile de calcul menționate, sunt următoarele:

$$S_x(f) = \text{Four}\{R_x(\tau)\} \quad (2.35)$$

$$S_x(f) = \frac{2}{T} \int_0^T R_x(\tau) \cdot e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (2.36)$$

sau

$$S_x(f) = \left\langle |x(f)|^2 \right\rangle \quad (2.37)$$

$$S_x(f) = \left\langle \left| \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \right|^2 \right\rangle. \quad (2.38)$$

unde relațiile sunt exprimate sub formă complexă și $\langle \rangle$ exprimă medierea.

În practică funcțiile de timp sunt eșantionate pe un calculator. Pentru determinarea spectrului se utilizează apoi transformata Fourier discretă. Ea furnizează, conform ecuațiilor (2.17) și (2.18), pentru fiecare din valorile de eșantionare ale funcției, valorile respective ale transformatei Fourier în domeniul de frecvență. Pentru calculare rapidă se utilizează transformata Fourier rapidă (v. cap. 2.1.1.).

Puterea totală P a unui semnal, obținută prin integrarea cotelor-părți ale puterii componentelor spectrale, ne dă valoarea medie patritică \bar{x}^2 (notată și $\overline{x^2}$), putând fi calculată apoi și valoarea eficace \bar{x} (notată și x_{ef}):

$$P = \bar{x}^2 = \int_0^\infty S_x(f) df. \quad (2.39)$$

Spectrul amplitudinilor se calculează din

$$\bar{x}(f) = \sqrt{S_x(f)}. \quad (2.39a)$$

La descrierea unui fenomen vibratoriu, în multe cazuri, este indicată densitatea puterii spectrale cu evidențierea frecvențelor dominante. În tabelul 2.1, coloana 5, sunt reprezentate spectre ale densității spectrale de putere. La acestea funcția armonică prezintă o linie de frecvență (f_1),

Tabelul 2.1.

Semnal	Funcție de timp	Densitate de probabilitate	Funcție de autocorelație	Densitate spectrală de putere
Sinusoidal armonic				
Periodic complex				
Periodic complex (modulație)				
Tranzitoriu impuls Dirac				
Del. + aleal. (func. sin + zgomot fond)				
Aleator, zgomot de banda îng.				
Aleator, zgomot de banda largă				
Aleator, zgomot alb				

funcția periodică complexă - mai multe linii de frecvență, respectiv prima armonică (f_1) și armonicile ($n \cdot f_1$). De asemenea funcțiile aleatoare sunt bine caracterizate. Deoarece este descrisă numai puterea semnalului, s-a renunțat și în cazul densității spectrale de putere la informații privind faza. În practică însă se lucrează des cu densitatea spectrală de putere și mai ales cu spectrul amplitudinilor.

Distribuția de probabilitate și densitatea de probabilitate. Cu metodele analizei statistice se poate calcula frecvența apariției diferitelor amplitudini la variația în timp a unui semnal. În acest caz se pierd proprietățile de timp ale semnalului. Se obține însă distribuția de probabilitate, care este utilizată și pentru descrierea erorilor de măsurare sau a comportării la defectare. Trebuie precizat că nu este permis să se confunde distribuția de probabilitate a amplitudinilor unui semnal măsurat cu cea a erorii unei măsurări. Probabilitatea sau densitatea de probabilitate indică câte valori măsurate, raportate la numărul total de valori măsurate ale unui semnal, se află în intervalul de amplitudine definit. Pentru determinarea acestuia se divide întregul domeniu de amplitudine ale semnalului, de la valori negative până la valori pozitive de vârf, într-un număr convenabil de intervale de aceeași mărime, numite clase. Semnalul este eșantionat în intervale de timp la fel de depărtate și valorile momentane sunt atribuite clasei respective. Pentru calcularea distribuției de probabilitate și distribuției densității de probabilitate trebuie să se procedeze diferit. Astfel funcția de distribuție a probabilității $P(x')$ amplitudinile sunt cuprinse în intervalul $-\infty \leq x' \leq x'$ și funcția de distribuție a densității de probabilitate - în intervalul

$$x' - \frac{\Delta x'}{2} \leq x' \leq x' + \frac{\Delta x'}{2}.$$

În fig. 2.12 este ilustrat modul de calcul a distribuției de probabilitate a unui semnal dependent de timp.

Calculul distribuției de probabilitate $P(x')$ al amplitudinilor necesită următoarele etape de calcul (v. fig 2.12):

- stabilirea timpului T ce se ia în considerare pentru calcul;
- determinarea intervalului de timp Δt_i al funcției $x(t)$ astfel încât $x(t) \leq x'$;
- însumarea valorilor Δt_i pentru un x' definit în prealabil;
- varierea lui x' și repetarea etapelor de lucru menționate.

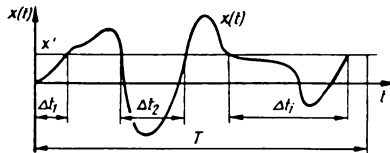


Fig.2.12

Ecuția de calcul pentru distribuția de probabilitate $P(x')$ este următoarea:

$$P(x') = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\sum_{i=1}^n \Delta t_i}{T}. \tag{2.40}$$

$P(x')$ este o funcție crescătoare monotonă, care pentru $x' \rightarrow \infty$ tinde spre valoarea limită 1.

În practica de diagnoză nu se utilizează aproape de loc distribuția de probabilitate, mult mai mult însă distribuția densității de probabilitate $p(x')$. Ea este probabilitatea cu care valorile funcției unui semnal dependent de timp $x(t)$ apar în intervalul $\Delta x'$ al amplitudinii x' . În fig 2.13 este ilustrat calculul distribuției densității de probabilitate a semnalelor dependente de timp. Etapele necesare pentru acest calcul sunt următoarele:

- stabilirea timpului T ce se ia în considerare pentru calcul ;

- stabilirea valorii x' a funcției de timp $x(t)$;
- determinarea intervalelor de timp Δt_j astfel încât $x(t) \in [x', x' + \Delta x']$;
- însumarea intervalelor de timp Δt_j pentru un x' stabilit în prealabil;
- varierea lui x' și repetarea etapelor de calcul menționate.

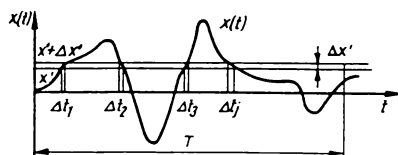


Fig. 2.13

Pentru un timp T suficient de îndelungat și cu simplificarea că $x(t)$ variază linear într-un interval $\Delta x'$ suficient de mic, distribuția densității de probabilitate $\rho(x')$ se obține cu ajutorul ecuației:

$$\rho(x') = \lim_{\Delta x' \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta x'} \cdot \frac{\sum_{j=1}^m \Delta t_j}{T} \quad (2.41)$$

Între distribuția de probabilitate și distribuția densității de probabilitate se pot scrie următoarele relații:

$$\rho(x') = \lim_{\Delta x' \rightarrow 0} \frac{P(x' + \Delta x') - P(x')}{\Delta x'} \quad (2.42)$$

respectiv

$$\rho(x') = \frac{dP(x')}{dx'} \quad (2.43)$$

și

$$P(x') = \int_{-\infty}^{x'} \rho(x') dx' \quad (2.44)$$

Formarea distribuției de probabilitate și a distribuției densității de probabilitate a amplitudinii unei funcții sinusoidale este ilustrată în fig. 2.14, unde **1** este semnalul reprezentat în domeniul de timp, **2** - distribuția de probabilitate $P(x')$ și **3** - distribuția densității de probabilitate $\rho(x')$. Între valorile amplitudinilor $-\infty$ și $-\bar{x}'$ nu apare nici o valoare și ca urmare probabilitatea apariției acesteia este egală cu 0. În zona valorii de vârf minime \bar{x}' densitatea de probabilitate este mare, deoarece la valoarea de vârf minimă sinusoida vibrației are un punct de întoarcere, la care viteza vibrației este nulă și timpul în punctul de oprire este relativ mare. Cu apropierea amplitudinii de intersecția cu axa de valoare zero densitatea de probabilitate scade, deoarece viteza vibrației crește, dar este mai mare ca zero. Deoarece funcția sinusoidală este simetrică cu axa t , rezultă în domeniul pozitiv valori echivalente.

Densitatea de probabilitate a unor semnale determinate și aleatoare tipice sunt reprezentate în tabelul 2.1, coloana 3, în comparație cu semnalul reprezentat în domeniul de timp, cu funcția de autocorelație și cu densitatea spectrală de putere. Densitatea de probabilitate este foarte adecvată pentru a distinge semnalele determinate de cele aleatoare.

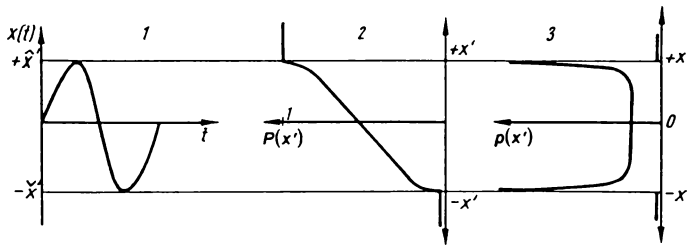


Fig. 2.14

Mărimile caracteristice statistice \bar{x} , \bar{x} , σ^2 (v. cap. 2.1.2.) pot fi determinate din densitatea de probabilitate $p(x')$. Toate mărimile caracteristice se pot reprezenta sub forma așa numitelor *momente ale densității de probabilitate* [9, 78, 131]:

$$m_\nu = \int_{-\infty}^{\infty} (x')^\nu \cdot p(x') dx' \quad (2.45)$$

unde ν indică ordinul momentului.

Momentul de ordinul 1 este valoarea medie \bar{x} a semnalului și anume

$$m_1 = \int_{-\infty}^{\infty} x' \cdot p(x') dx' \quad (2.46)$$

pentru x' , care variază continuu și

$$m_1 = \sum_{i=1}^N x'_i \cdot p_i \quad (2.47)$$

pentru x' cu valori discrete.

Momentul de ordinul 2 este valoarea medie patratică \bar{x}^2 a unui semnal și anume

$$m_2 = \int_{-\infty}^{\infty} (x')^2 \cdot p(x') dx' \quad (2.48)$$

pentru x' cu variație continuă și

$$m_2 = \sum_{i=1}^N (x'_i)^2 \cdot p_i \quad (2.49)$$

pentru x' cu valori discrete.

Momente, care depind în mod suplimentar și de momentul de ordinul 1, notat cu m_1 , sunt denumite *momente centrale* și sunt notate cu μ . Momentul central se calculează cu ecuația

$$\mu_r = \int_{-\infty}^{\infty} (x' - m_1)^r \cdot p(x') dx' \quad (2.50)$$

pentru variații continue ale lui $x(t)$ și

$$\mu_r = \sum_{i=1}^N (x'_i - m_1)^r \cdot p_i \quad (2.51)$$

pentru valori discrete ale lui x' .

Momentul central de ordinul 2 are de asemenea o importanță deosebită, deoarece exprimă *varianța* σ^2 și se calculează cu următoarea relație:

$$\mu_2 = \int_{-\infty}^{\infty} (x' - m_1)^2 \cdot p(x') dx' = m_2 - m_1^2. \quad (2.52)$$

Deci momentele centrale se determină din momente simple. Pentru procesul de prelucrare a datelor aceasta prezintă importanță când este nevoie simultan atât de valori medii (\bar{x} , \bar{x}) cât și de varianță (σ^2) sau de momente de ordin mai înalt. Relațiile de calcul pentru momente centrale de ordin mai înalt sunt următoarele:

$$\mu_3 = m_3 - 3 m_2 m_1 + 2 m_1^3 \quad (2.53)$$

$$\mu_4 = m_4 - 4 m_3 m_1 + 6 m_2 m_1^2 - 3 m_1^4. \quad (2.54)$$

O altă caracteristică pentru distribuția de probabilitate este *disimetria distribuției*

$$\gamma_1 = \frac{\mu_3}{\sigma^3} \quad (2.55)$$

ca măsură a asimetriei unei distribuții, unde μ_3 este momentul central de ordinul 3. În acest caz este valabil:

$\gamma_1 = 0$ pentru distribuția simetrică;

$\gamma_1 > 0$ pentru distribuția cu pantă mare pe dreapta (partea din dreapta a curbei fiind foarte înclinată, iar partea stângă a acesteia cu înclinare mică);

$\gamma_1 < 0$ pentru distribuția cu pantă mare pe stânga.

Asimetria unei distribuții poate să dea indicații asupra apariției de uzuri pronunțate ale obiectului de diagnosticat.

În fig. 2.15 sunt ilustrate abaterile de la curba clopot simetrică (distribuția normală), care se pot clasifica în două grupe:

- în funcție de asimetria distribuției;
- în funcție de poziția maximumului distribuției, mai ridicată sau mai joasă, decât cea a maximumului distribuției normale.

Excesul sau convexitatea unei distribuții, ca măsură a abaterii unei distribuții față de distribuția normală este dată de relația următoare:

$$\gamma_2 = \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 3 \quad (2.56)$$

unde μ_4 este momentul central de ordinul 4 și pentru care este valabil:

$\gamma_2 = 0$ pentru distribuția normală;

$\gamma_2 > 0$ pentru distribuția cu exces pozitiv (curba clopot ascuțită);

$\gamma_2 < 0$ pentru distribuția cu exces negativ (curba clopot aplatizată).

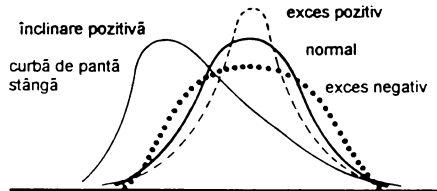


Fig. 2.15

Momente de ordin mai ridicat sunt mai rar folosite în tehnica de diagnoză. Ca exemplu poate fi menționat *algoritmul Kurtosis*, cu ajutorul căruia se calculează factorul Kurtosis β_2 , utilizat la diagnosticarea rulmenților [180]. Algoritmul pentru calcularea factorului Kurtosis β_2 este următorul:

$$\beta_2 = \frac{1}{\sigma^4} \int_{-\infty}^{\infty} (x' - \bar{x}')^4 \cdot p(x') dx' \quad (2.57)$$

Factorul Kurtosis este un moment de ordinul 4 și caracterizează curbura unei distribuții. Datorită puterii a patra în integrală le revine valorilor de vârf, în evaluare, o evidențiere mai accentuată. Pentru o distribuție normală gaussiană factorul Kurtosis are valoarea $\beta_2 = 3$ [v. ecuația (2.56)]. Abaterile de la distribuția normală gaussiană sunt interpretate ca deteriorări.

2.1.4. Funcții caracteristice pentru descrierea asemănării între semnale

În tehnica de diagnoză, în multe cazuri, sunt necesare mai multe semnale pentru determinarea exactă a stării tehnice respective. Pentru aceasta se pune problema corelației între semnale. În prezent tehnica se limitează la cercetarea asemănării între două semnale, deoarece dependența fizică a mai multor semnale este greu de determinat și necesită o tehnică de analiză și de calcul cu o capacitate și un randament foarte ridicat [48, 131, 202]. Funcțiile caracteristice de semnal pentru descrierea asemănării între două semnale pot fi de asemenea exprimate în domeniul de timp, de frecvență sau probabilitate. Definirea acestor funcții urmează ca o dezvoltare logică a funcțiilor caracteristice pentru descrierea semnalelor.

Funcția de intercorelație. Funcția de intercorelație (în l. engleză cross-correlation) $C_{xy}(\tau)$ exprimă gradul de asemănare între valorile învecinate a două semnale $x(t)$ și $y(t)$, raportate la mărimea intervalului de timp τ , ce definește vecinătatea. Ca dezvoltare din ecuația (2.32) a funcției de autocorelație se obține

$$C_{xy}(\tau) = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T x(t) \cdot y(t + \tau) dt \quad (2.58)$$

și pentru determinarea discretă

$$C_{xy}(\tau) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_i(i \cdot \Delta t) \cdot y_i(i \cdot \Delta t + \tau). \quad (2.59)$$

Și aici se poate proceda la o normare pentru $C_x(0)$ și $C_y(0)$, care se calculează conform ecuațiilor (2.32) și (2.33), obținându-se:

$$R_{xy}(\tau) = \frac{1}{\sqrt{C_x(0) \cdot C_y(0)}} \cdot \frac{1}{T} \cdot \int_0^T x(t) \cdot y(t + \tau) dt. \quad (2.60)$$

Valoarea -1 respectiv +1 indică corelația totală între cele două semnale și valoarea 0 - totală necorelație. Fig. 2.16 reprezintă diagrama funcției de intercorelație între două semnale (semnal de intrare și semnal de ieșire întârziat pentru un sistem), iar valoarea intercorelației este maximă la valoarea τ , egală cu întârzierea dintre cele două semnale.

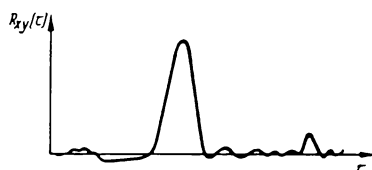


Fig. 2.16

Densitatea spectrală de putere de interacțiune și funcția de coerență. În domeniul de frecvență, densitatea spectrală de putere a unui semnal $x(t)$ [v. ecuațiile (2.35) și (2.36)] se poate exprima de asemenea asemănarea cu un semnal $y(t)$ printr-o funcție de legătură și anume prin densitatea spectrală de putere de interacțiune S_{xy} :

$$S_{xy}(f) = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T R_{xy}(\tau) \cdot e^{-j2\pi f \tau} d\tau \quad (2.61)$$

$$S_{xy}(f) = \langle |X(f) \cdot Y^*(f)| \rangle, \quad (2.62)$$

unde $Y^*(f)$ este complex-conjugata funcției $Y(f)$.

Funcția normată este definită ca funcție de coerență $\gamma_{xy}(f)$ astfel:

$$\gamma_{xy}(f) = \frac{|S_{xy}(f)|}{\sqrt{S_x(f) \cdot S_y(f)}}. \quad (2.63)$$

Funcția de coerență pentru valoarea $\gamma_{xy}(f) = 1$ indică o mare asemănare între semnale și pentru $\gamma_{xy}(f) = 0$ - nici o asemănare. În fig. 2.17 este reprezentată funcția de coerență γ_{xy} dintre

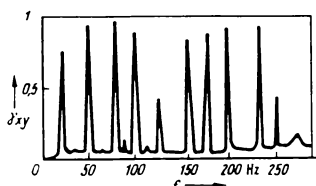


Fig. 2.17

componenta orizontală și cea verticală a vibrației unui arbore al unei mașini cu turația de 1500 min^{-1} .

Densitatea de probabilitate reciprocă. Densitatea de probabilitate reciprocă $p(x', y')$ indică probabilitatea cu care două mărimi $x(t)$ și $y(t)$ se află în domeniul de amplitudine $(x', x' + \Delta x')$, $(y', y' + \Delta y')$. Densitatea de probabilitate reciprocă nu este practic aproape deloc utilizată, deoarece măsurarea acesteia și reprezentarea multidimensională este costisitoare.

2.1.5. Funcții caracteristice pentru descrierea comportării la transfer

Semnalele pot fi emise din diferite părți ale obiectului de diagnosticat. De aceea comportarea semnalelor la trecerea prin sistem este importantă (v. cap. 2.1.1., fig 2.2). Ea poate fi de asemenea importantă pentru alegerea tehnicii de analizare. Admițând că sistemele au parametri constanți, comportarea la transfer poate fi aproximată în domeniul de timp, de frecvență și de probabilitate.

Răspunsul la impulsul Dirac. Acesta descrie comportarea unui semnal în domeniul de timp la trecerea prin sistem și se exprimă prin relația:

$$y(t) = \int_0^t h(\tau) \cdot x(t - \tau) d\tau \quad (2.64)$$

unde $h(\tau)$ poate fi determinat experimental.

Funcția de transfer. Aceasta descrie comportarea unui semnal în domeniul de frecvență la trecerea prin sistem și se exprimă prin relația:

$$H(f) = \frac{S_{xy}(f)}{S_x(f)}. \quad (2.65)$$

Funcția de transfer poate fi determinată și experimental. Deoarece această funcție este mai intuitivă, ea este mai des utilizată decât răspunsul în domeniul de timp conform ecuației (2.64).

Probabilitatea de tranziție. Probabilitatea de tranziție $p(y' \setminus x')$ indică cu ce probabilitate un semnal de ieșire $y(t)$ ia valoarea y' , dacă se presupune că semnalul de intrare $x(t)$ are valoarea x' ; aceasta se calculează astfel:

$$p(y' \setminus x') = \frac{p(x', y')}{p(x')}. \quad (2.66)$$

Acestei funcții nu i s-a găsit până în prezent utilizare în tehnica de diagnoză.

2.1.6. Metode de valorificare specifice

Diversitatea formelor semnalelor și a combinațiilor de semnale face ca adesea, pe lângă metodele de analiză de semnal menționate, să fie necesar să se utilizeze și alte metode de analiză de semnal potrivite problemei de diagnoză respective.

În continuare se prezintă câteva dintre astfel de metode de analiză, des întâlnite în practica de diagnoză.

Medierea (în l. engleză averaging). În cazul când procese deterministe sunt suprapunerii de componente de zgomot puternice, este posibil să se separe zgomotul și componenta continuă prin medierea pe un număr mare de perioade ale vibrației. Semnalul este eșantionat la un interval de timp (interval sau perioadă de eșantionare) egal cu o fracțiune din perioada vibrației T și se calculează valoarea medie a valorilor corespunzătoare din fiecare perioadă din domeniul analizat (fig. 2.18). Deoarece funcționarea mașinilor este în cele mai multe cazuri cuplată cu o mișcare de rotație, medierea se poate sincroniza prin intermediul mișcării de rotație [37]. Pe partea rotitoare a mașinii se pune un reper, care inițiază de fiecare dată medierea. Medierea sincronizată a unei funcții de timp se realizează foarte bine cu ajutorul calculatorului. Prin impulsul de sincronizare S (fig. 2.19) se stabilește un interval de eșantionare pentru o rotație.

Pentru mediere, amplitudinile x_{ij} se eșantionează la timpurile echidistante t_{ij} , se adună și se divid la numărul de rotații considerat. De exemplu pentru 3 rotații rezultă, conform fig. 2.19, o valoare medie

$$\bar{x}_1 = \frac{1}{3} [x(t_{11}) + x(t_{21}) + x(t_{31})]. \quad (2.67)$$

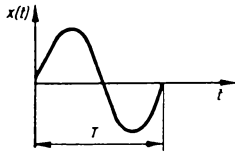
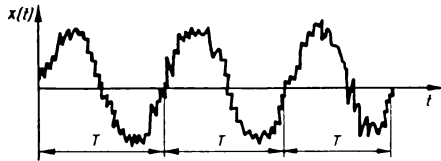


Fig. 2.18

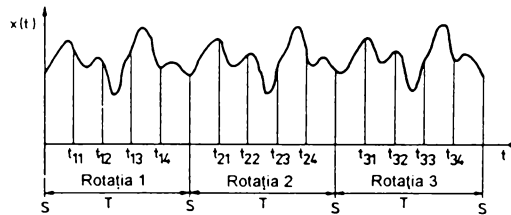


Fig. 2.19

Pentru un număr N de valori de eșantionare x_j în intervalul de mediere și M cicluri mediate rezultă următoarea valoare medie sincronă:

$$\bar{x}_j = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M x(t_{ij}) \quad j=1,2,\dots,N. \quad (2.68)$$

Prin această mediere sincronizată sunt reduse componentele de zgomot ale unui semnal cu factorul \sqrt{M} . Fluctuațiile de turație nu influențează valoarea medie.

Extragerea înfășurătoarei. Pentru semnalele modulate, extragerea de informații prin înfășurătoarea unui semnal de timp, prin demodulare cu ajutorul redresării și filtrării cu un filtru trece-jos, este avantajoasă. În fig. 2.20 este reprezentată extragerea înfășurătoarei, unde **a**) este semnal de timp, **b**) - spectrul, **1** - semnal modulat, **2** - redresare, **3** - filtrare cu filtrul trece-jos. Înfășurătoarea este linia racordată a amplitudinilor semnalului. Prin această metodă se poate ilustra direct spectrul de frecvență de modulație.

Din înfășurătoare se pot distinge următoarele caracteristici:

- periodicitatea la variația în timp (v. fig. 2.20 a);
- dimensiunea modulației prin mărimea amplitudinii (modificări ale amplitudinilor înfășurătoarei, v. fig. 2.20 a);
- liniile spectrale ale frecvenței de modulație în domeniul de frecvență (v. fig. 2.20 b).

Funcția cepstrum. Funcția cepstrum a fost dezvoltată ca componente de frecvențe și amplitudini, cuplate multiplicativ să poată fi separate [173]. Ecuația de definiție a funcției cepstrum este următoarea:

$$C_x(q) = \left| \text{Four}^{-1} \left\{ \lg[S_x(f)] \right\} \right|^2 \quad (2.69)$$

Variabila q este cvefrentă (în l. engleză quefrezy).

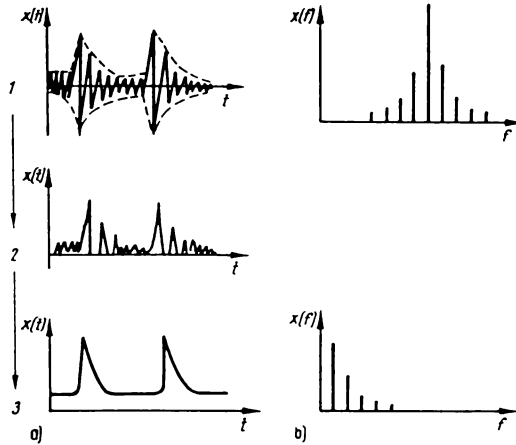


Fig. 2.20

Fig. 2.21 prezintă funcția cepstrum a unui semnal periodic complex; a) reprezintă semnalul de timp, b) - spectrul, c) - cepstrum, iar $q_n = 1/f_n$ este ramică (în l. engleză rahmonic), în care f_n este frecvența armonicilor.

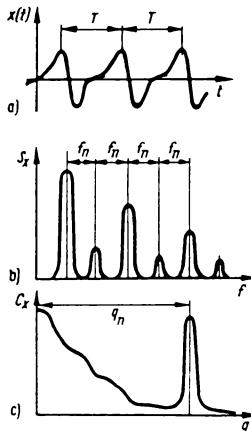


Fig. 2.21

Normare în funcție de starea inițială. Efecte provenind din execuție și montaj, din solicitări în funcționare, precum și datorită mediului înconjurător au o mare influență asupra rezultatelor diagnozei. De aceea raportul mărimilor de semnal față de starea lor inițială are evident un

caracter general valabil. Acesta este exprimat prin caracteristicile enumerate în continuare:

- valoare eficace normalată:

$$D_{\bar{x}} = \frac{\bar{x}(t)}{\bar{x}(0)}; \quad (2.70)$$

- valoare de vârf normalată:

$$D_{\hat{x}} = \frac{\hat{x}(t)}{\hat{x}(0)}. \quad (2.71)$$

Comparația dintre valoarea de vârf și valoarea efectivă este exprimată prin:

- factorul de formă sau de vârf:

$$D_{\bar{x}/\hat{x}} = \frac{\hat{x}(t)}{\bar{x}(t)}. \quad (2.72)$$

Caracteristicile menționate permit eliminarea influențelor mediului înconjurător. Această metodă poate fi aplicată în continuare și la alte caracteristici (de exemplu la densitatea de probabilitate).

2.2. Măsurarea și prelucrarea semnalelor

2.2.1. Scopul achiziționării datelor și a prelucrării lor

Semnalele pentru diagnoza vibrațiilor se obțin prin măsurări la obiectul de diagnosticat. Determinarea unui indicator de uzură $S(t)$ (mărime fizică a uzurii) se realizează prin măsurarea semnalului de diagnoză $x(t)$ respectiv (de exemplu: presiune, temperatură, vibrații). Printr-un proces de transformare corelată se creiază în traductor, de cele mai multe ori, un semnal electric, care prin prelucrare ulterioară, furnizează informațiile pentru diagnoză. Componentele fluctuante ale unei mărimi de măsurare constituie în general numai fracțiuni din întregul semnal. Deoarece aceste componente conțin informații importante pentru diagnoză, cerințele pentru achiziționarea rezultatelor măsurărilor și pentru prelucrarea acestora trebuie să fie foarte ridicate. Pentru rezolvarea unor probleme speciale de tehnică de măsurare, stă la dispoziția tehnicianului însărcinat cu efectuarea măsurărilor o literatură foarte bogată [9] [37] [40] [106] [111] [234]. În acest capitol se prezintă numai cerințele și posibilitățile de rezolvare principale, necesare pentru înțelegerea tehnicii de diagnoză.

Obținerea informațiilor necesare pentru diagnoză se efectuează în mai multe etape succesive, așa cum se arată în fig. 2.22. Fiecărei etape i se impun exigențe foarte ridicate privind precizia și se cere ca aparatura ce se utilizează să posede o siguranță în funcționare foarte ridicată. În cadrul acestor etape trebuie să fie efectuate mai multe operații, care sunt menționate în continuare.

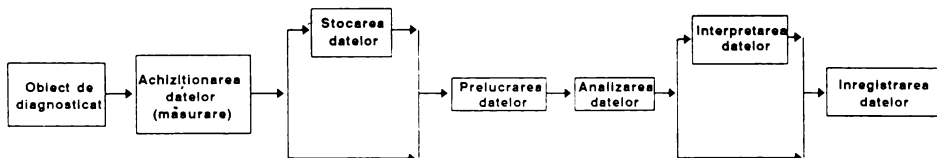


Fig. 2.22

Achiziționarea valorilor de măsurat. Această etapă constă din crearea unui semnal, de cele mai multe ori electric, din mărimile fizicale, care sunt de măsurat. Aici este necesar să fie efectuate următoarele operații:

- transmiterea mărimilor fizicale ale obiectului de diagnosticat în traductor;

- transformarea mărimilor fizicale într-un semnal electric;
- amplificarea semnalelor electrice;
- transmiterea semnalelor electrice.

Stocarea valorilor măsurate. După cum se arată în fig 2.22 poate să urmeze direct o prelucrare a datelor sau când condițiile de lucru impun o întrerupere a măsurărilor din motive de loc sau de timp, se execută o stocare temporară a datelor măsurate. Pentru aceasta este necesară o memorizare temporară lizibilă pe calculator. Aici se disting următoarele operații, care trebuie să fie efectuate:

- înregistrarea semnalelor electrice pe un purtător de date lizibile pe calculator;
- redarea semnalelor la apel (rechemare).

Condiționarea valorilor măsurate. Pentru prelucrarea în continuare a semnalului, acesta trebuie astfel transformat, încât să fie adaptat pentru procesele și aparatele care urmează. De aceea este necesară efectuarea următoarelor operații:

- preevaluarea semnalului referitor la erorile de măsurare;
- calibrarea valorilor măsurate;
- convertirea analog-digitală;
- conexiunea la unitățile de analizare (interfață standard).

Analizarea valorilor măsurate. Prin formarea de mărimi caracteristice și funcții caracteristice adecvate sunt extrase informații pentru diagnoză, care pot conduce apoi la interpretarea datelor. În cadrul acestei etape trebuie efectuate următoarele operații:

- formarea de mărimi caracteristice și funcții caracteristice ale semnalului;
- asamblarea adecvată a mai multor semnale;
- transmiterea datelor la aparate de interpretare și înregistrare.

Înregistrarea valorilor măsurate. Pentru diagnoză respectiv pentru depozitarea informațiilor de diagnoză este necesară înregistrarea rezultatelor măsurărilor într-o formă lizibilă și inteligibilă pentru diagnostician. Această etapă constă din următoarele operații:

- transformarea semnalului electric într-un semnal mecanic al aparatului de înregistrare;
- vizualizarea semnalului;
- conservarea semnalului.

2.2.2. Exigențe la prelucrarea semnalului

Proprietățile subsistemelor pentru prelucrarea datelor pot fi estimate prin criterii de evaluare speciale. Cunoașterea acestora este necesară pentru excluderea cât mai completă a erorilor de diagnoză și pentru evaluarea cât mai corectă a calității aparatelor. Pentru aprecierea subsistemelor menționate sunt importante însușirile de sistem descrise în continuare.

Sensibilitatea și dinamica. Sensibilitatea (respectiv factorul de amplificare) este relația dintre mărimea semnalului de ieșire $x_2(t)$ și mărimea semnalului de intrare $x_1(t)$:

$$x_2(t) = k \cdot x_1(t). \quad (2.73)$$

Sensibilitatea k poate fi utilizată și pentru traductori. În acest caz sensibilitatea este relația dintre mărimea fizică de măsurat (de exemplu vibrația) și semnalul de ieșire electric (de exemplu sarcina electrică). În cazul unor valori mari ale mărimei de intrare fiecare sistem trece în domeniul de saturare, așa că cu toată creșterea mărimei de intrare nu se ajunge la o amplificare a mărimei de ieșire. Un component al lanțului de măsurare, ca de exemplu traductorul sau amplificatorul, este numai atunci adecvat când există o dependență definită, cât mai liniară posibil, între mărimea de intrare și mărimea de ieșire. Domeniul cu caracteristică proporțională între $x_1(t)$ și $x_2(t)$ este denumită dinamică. Sensibilitatea și dinamica sunt invers proporționale. În fig. 2.23 este reprezentată, pentru un exemplu de măsurarea vibrației, sensibilitatea și dinamica, pentru două sensibilități diferite ($k_1 > k_2$). În această figură **a**) reprezintă comportare la transmitere liniară, **b**) - neliniarități în comportarea la transmitere, **c**) - comportare cu histerzis, $x_1(t)$ - vibrația în μm , $x_2(t)$ - sarcina electrică în pC, **1** - dinamica pentru k_1 și **2** - dinamica pentru k_2 .

Liniaritatea. Liniaritatea reprezintă cazul ideal de comportare la transmitere, către care se tinde (v. fig. 2.23 a). În practică sunt utilizate dependente logaritmice sau de alte tipuri. La transmitere pot apare ondulații (v. fig. 2.23 b), care reprezintă neliniarități.

Histerezis. Când la punerea la punct a valori de intrare din sens diferit apar ca valoare de ieșire valori diferite, este vorba despre comportare cu histerezis. Această însușire este cauzată de inerția sistemului de măsurare. Aceasta este admisă numai sub o formă foarte redusă, ca să se evite erori de măsurare (fig. 2.23 c).

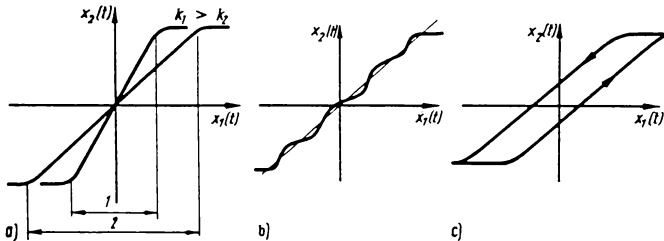


Fig. 2.23

Domeniul de frecvență. Componentele lanțurilor de măsurare sunt în general sisteme capabile să vibreze (circuite oscilante, filtre) și au o comportare tipică la tranzitul semnalului. O caracteristică importantă a acestor componente este dependența de frecvență a semnalului de intrare și a semnalului de ieșire, așa numitul răspuns în frecvență, reprezentat în fig. 2.24, unde f este frecvența și a - tranzit. Răspunsul în frecvență caracterizează comportarea sistemului prin trei domenii tipice:

- domeniul de frecvență liniar;
- domeniul amplificării de rezonanță;
- domeniul cu amortizare de tranzit.

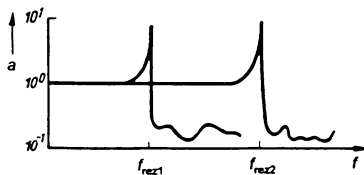


Fig. 2.24

O măsurare fără erori este posibilă în domeniul liniar respectiv $f \ll f_{rez}$. Domeniul amplificării de rezonanță f_{rez} nu este în general adecvat pentru măsurarea și analizarea semnalelor. În cazul utilizărilor speciale, ca de exemplu la măsurarea semnalelor ultrasunetelor, domeniul amplificării de rezonanță poate fi utilizat și este eficient ca amplificare a semnalului. În acest caz valori absolute nu pot fi măsurate, însă decalări relative ale mărimilor măsurate și numărarea impulsurilor pot fi realizate cu suficientă exactitate. Măsurarea în domeniul de rezonanță cauzează o deplasare a fazei cu 90° ; ea trebuie să fie luată în considerare, dacă relația fazelor este importantă pentru interpretarea rezultatelor măsurărilor. Domeniul $f > f_{rez}$ are în general o amortizare de tranzit așa de mare, încât nu poate fi utilizat pentru măsurări practice.

Reproductibilitatea. Componentele unui sistem de măsurare sunt numai atunci adecvate în practică, dacă proprietățile lor în timpul unui mare număr de măsurări nu se modifică. Reproductibilitatea se reduce în timp din cauza îmbătrânirii tehnicii aparatelor, din cauza funcționării îndelungate precum și a influenței mediului înconjurător.

2.2.3. Măsurarea semnalelor

Din procesul de achiziționare a datelor de măsurat fac parte măsurarea, amplificarea și transmiterea acestora.

Traductoare. Traductoarele transformă mărimea fizicală într-un semnal electric. Cu ajutorul traductoarelor se poate măsura deplasarea, viteza și accelerația vibrațiilor mecanice. În continuare sunt prezentate principiile de funcționare ale traductoarelor, utilizate în practică. Date tehnice complete pentru alegerea acestora pot fi obținute din cataloage sau din prospecte ale firmelor producătoare.

Traductoare rezistive de deplasare (potențiometre de măsurare). Principiul de funcționare al traductoarelor rezistive de deplasare este prezentat schematic în fig. 2.25 a. Acestea se bazează pe un cursor, care se deplasează sub acțiunea unui palpator pe o rezistență ohmică sub forma unei fir calibrat întins sau a unei bobine de măsurare. Conform legilor lui Kirchoff tensiune de măsurare U_M se obține din ecuația:

$$U_M = U_0 \left[\frac{s/s_{\max}}{1 + \frac{R_0}{R_B} \cdot \frac{s}{s_{\max}} \left(1 - \frac{s}{s_{\max}} \right)} \right] \quad (2.74)$$

unde U_0 este tensiunea sursei, R_B - rezistență de sarcină, s - deplasare de măsurare.

În cazul fără sarcină ($R_B \rightarrow \infty$) tensiunea de măsurare U_M este proporțională cu deplasarea de măsurat s :

$$U_M = \frac{U_0}{s_{\max}} \cdot s. \quad (2.75)$$

Pentru $R_0/R_B < 1/200$ eroarea liniară relativă a unui potențiomtru de măsurare este mai mică decât 0,1%.

Traductoare capacitive de deplasare (fig. 2.25 b). Dependența geometrică a capacității C a unui condensator cu plăci este dată de relația:

$$C = \epsilon \epsilon_0 \frac{A}{s} \quad (2.76)$$

și ϵ_0 fiind constante dielectrice a mediului și a vacuumului, poate fi utilizată - prin variația suprafeței A a condensatorului sau a distanței s - la măsurarea deplasării:

$$\Delta C = -C \frac{\Delta s}{s + \Delta s}. \quad (2.77)$$

Traductoarele capacitive de măsurare, din cauza curbei lor caracteristice hiperbolice neliniare și a perturbărilor de capacitate la joncțiunea cablurilor, necesită circuite de măsurare speciale (de exemplu punți de măsurare capacitive).

Traductoare inductive de deplasare (fig. 2.25 c). Principiul de funcționare al acestor tipuri de traductoare se bazează pe influențarea inducției sistemelor de bobine, alimentate cu curent alternativ, la deplasarea miezului de fier; la aceste traductoare inducția bobinelor variază proporțional cu deplasarea. Rezoluția de deplasare obținută poate fi mai bună decât 0,1 μm .

La **traductorul transformator diferențial cu miez mobil (fig. 2.25 c1)**, miezul de fier are o poziție simetrică față de bobina principală P și față de cele două bobine secundare S_1 și S_2 ; la montarea bobinelor secundare în opoziție tensiunea de măsurare U_M este dată de relația:

$$U_M = \text{const.} \cdot U_0 \cdot \Delta s \quad (2.78)$$

La **traductorul inductor diferențial conectat în punte (fig. 2.25 c2)** inductivitățile L_1 și L_2 (determinate de poziția miezului de fier) sunt conectate într-un circuit punte cu rezistențele de comparare R_V . Tensiunea de măsurare U_M se obține apoi prin amplificare și redresare sensibilă la fază.

Traductoarele inductive de deplasare pot fi de asemenea utilizate și la măsurarea vitezei. Conform definiției vitezei v , ca derivată a deplasării s în funcție de timp, respectiv $v = ds/dt = \dot{s}$, viteza vibrațiilor poate fi măsurată cu ajutorul măsurărilor deplasării, la care semnalele măsurate ale deplasării (de exemplu cu un traductor inductiv) sunt diferențiate electronic. In fig. 2.25 c3

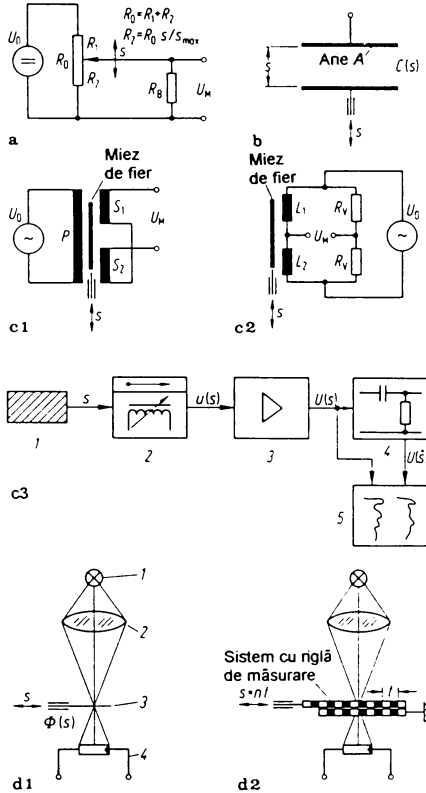


Fig. 2.25

este prezentat schematic un lanț de măsurarea vitezei vibrațiilor cu ajutorul unui traductor inductiv de deplasare cu componentă de diferențiere electronică, unde 1 este palpator deplasabil, 2 - traductor inductiv de deplasare, 3 - amplificator, 4 - diferențiator, 5 - înregistrator cu două canale. Semnalele perturbatoare, care sunt de asemenea diferențiate, trebuie eliminate printr-o ecranare eficientă sau filtrare.

Traductoare optoelectronice (fig. 2.25 d). Cu ajutorul opticii și a fluxului luminos se obțin semnale de măsurarea deplasării, prin utilizarea de diafragme de măsurare (fante) sau sisteme cu riglă de măsurare cu suprafețe transparente codate sau incrementale (echidistante), precum și a rastiunilor analogice, conectate cu componente digitale de măsurare sau evaluare. In fig. 2.25 d1 se prezintă principiul unui astfel de traductor analog, iar în fig. 2.25 d2 - al unui traductor digital, unde 1 reprezintă sursă luminoasă, 2 - sistem optic, 3 - diafragmă de măsurare, 4 - fotoelement. La traductoare incrementale (v. fig. 2.25 d2) deplasarea de măsurat s rezultă ca multiplu n al diviziunilor l ale sistemului cu riglă de măsurare; rezoluția, care se poate obține cu astfel de traductoare este de $\Delta s = 1 \mu\text{m}$.

Traductoare cu curent turbionar. Aceste traductoare fără contact sunt utilizate pentru măsurarea deplasării vibrațiilor obiectelor în rotație (de exemplu arbori). Cu ajutorul acestor traductoare se măsoară variația distanței dintre traductor și suprafața metalică a obiectului de analizat, care constituie deplasarea vibrației, traductorul fiind montat la o distanță fixă de suprafața metalică (circa 1 mm, funcție de mărimea obiectului respectiv a vibrațiilor). Traductorul cu curenti turbionari creează un câmp electromagnetic de frecvență înaltă, care induce într-un obiect feromagnetic un câmp electromagnetic opus, care reacționează asupra câmpului inițial, proporțional cu distanța la obiect. Schema traductorului cu curent turbionar este prezentată în fig. 2.26.

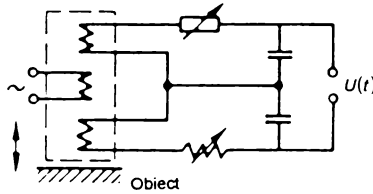


Fig. 2.26

Traductoare seismice. Acestea reprezintă sisteme vibrante tip masă-resort cu amortizare, care constă dintr-o masă (inertă) m , un resort a cărei forță elastică F_{el} este proporțională cu deplasarea s , $F_{el} = k \cdot s$, unde k este constanta elastică a resortului, și o forță de amortizare F_a proporțională cu viteza \dot{s} , $F_a = c \cdot \dot{s}$, unde c este coeficientul de amortizare, într-o carcasă (de masă neglijabilă). Fig. 2.27 prezintă principiul de construcție al unui traductor seismic, în care 1 este carcasă, 2 - captor de deplasare, m - masă seismică, k - constantă elastică și c - coeficient de amortizare.

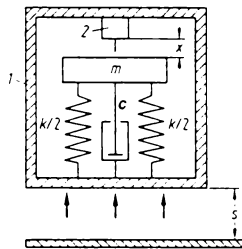


Fig. 2.27

Mărimile de măsurare (deplasare s , viteză \dot{s} sau accelerație \ddot{s}) cauzează asupra sistemului vibrant o deplasare a masei seismice relativ la carcasă (mărimea x), care este determinată de un captor adecvat. Comportarea dinamică a unui traductor seismic, la acționarea unei mărimi de măsurare unidimensionale, este exprimată prin următoarea ecuație diferențială, rezultată din condițiile de echilibru dinamic:

$$m\ddot{x}^2 + c\dot{x} + kx = -m\ddot{s}. \tag{2.79}$$

Pulsția proprie a vibrațiilor libere fără amortizare este $\omega_0 = \sqrt{k/m}$, iar factorul de amortizare al lui Lehr $D = c/2m\omega_0$.

În funcție de dimensionarea sistemului vibrant, ca de exemplu cu caracteristica resortului nerigidă (k mic) sau rigidă (k mare) și cu caracteristica de amortizare pentru amortizare slabă (c mic) sau cu amortizare puternică (c mare), rezultă o comportare la măsurare diferită a

traductorului seismic, care poate fi caracterizată - într-un mod foarte simplificat - după cum urmează:

$m \gg c, k \Rightarrow x \approx -s$: sensibil la deplasare,

$c \gg m, k \Rightarrow x \approx (-1/2D\omega_0)\dot{s}$: sensibil la viteză,

$k \gg m, c \Rightarrow x \approx (-1/\omega_0)\dot{s}$: sensibil la accelerație.

Astfel sistemele vibrante ale traductoarelor seismice pentru măsurarea accelerației trebuie să fie acordate pe cât posibil "sus" (masă și amortizare mici, resort rigid), pentru ca variațiile rapide ale semnalelor să se succedă pe cât posibil fără întârziere. Analiza caracteristicilor de amplitudine și de fază ale traductoarelor seismice arată că pentru măsurarea accelerației sunt favorabile următoarele date caracteristice: factor de amortizare $D \approx 0,65$, pulsație de lucru $\omega < 0,2\omega_0$.

Traductoare piezoelectrice (accelerometre). Sunt bazate pe efectul piezoelectric. La aplicarea unor forțe asupra materialele piezoelectrice, ca de exemplu cristale piezoelectrice de cuarț (SiO_2) sau plăci ceramice feroelastice polarizate artificial cu diferite combinații, ca de exemplu titanat de bariu (BaTiO_3) sau zirconat, acestea produc apariția unor sarcini electrice. Fig. 2.28 ilustrează efectul piezoelectric. La acționarea unor forțe proportionale cu accelerația vibrației asupra elementelor piezoelectrice, acestea produc sarcini electrice elementare q , care sunt colectate prin contacte la suprafețele elementelor respective. Elementele piezoelectrice pot fi deformate la compresiune (fig. 2.28 a) și la forfecare (fig. 2.28 b). În ambele cazuri se produc sarcini electrice de-a lungul suprafețelor acestora. Între sarcina electrică $Q(t)$ produsă și forța aplicată $F(t)$ există relația următoare:

$$Q(t) = \delta \cdot F(t) \tag{2.80}$$

unde δ este modul piezoelectric.

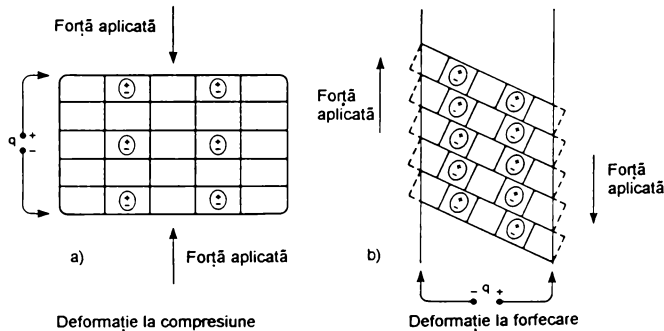


Fig. 2.28

La traductoarele piezoelectrice tensiune electrică de măsurare $U(t)$ este direct proporțională cu sarcina electrică $Q(t)$:

$$Q(t) = C \cdot U(t) \tag{2.81}$$

unde C este capacitatea traductorului.

Accelerometrul piezoelectric acționează ca un condensator de capacitate C_a în paralel cu o rezistență R_a (cu pierdere mare internă), care din motive practice poate fi ignorată. Acesta poate fi considerat fie ca o sursă ideală de sarcină Q_a în paralel cu capacitate C_a și cu capacitatea

cablului C_c , fie ca sursă de tensiune U_a în serie cu C_a și în paralel cu C_c . În fig. 2.29, a și b, sunt prezentate schematic ambele circuite echivalente.

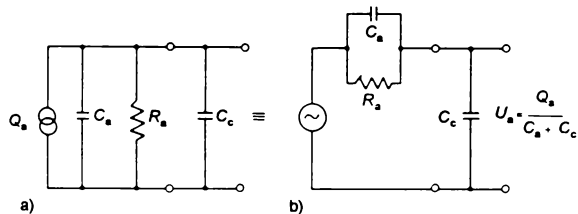


Fig. 2.29

Traductoarele piezoelectrice pentru forțe. În fig. 2.30 se prezintă schematic principiul de construcție al unui traductor piezoelectric de măsurarea forțelor cu amplificator, în care F este forța aplicată asupra plăcilor piezoelectrice, R_a - rezistență, C - capacitate, $U_0(t)$ - tensiune de măsurare, A - amplificator, $i(t)$ - intensitate.

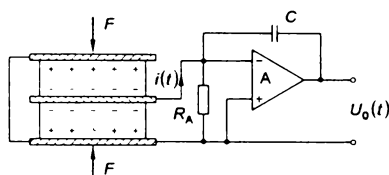


Fig. 2.30

Relația dintre forța aplicată și tensiunea de măsurare este dată de expresia:

$$U_0(t) = \frac{1}{C} \int_0^t i(t) dt = \frac{\delta}{C} F \quad (2.82)$$

unde δ este modul piezoelectric.

Traductoarele piezoelectrice pentru forțe sunt mecanic foarte rigide și necesită amplificator pentru transmiterea în bune condițiuni a semnalelor măsurate în vederea prelucrării lor. Aceste traductoare sunt adecvate mai ales pentru măsurări dinamice ($f > 1 \text{ Hz}$).

Criterii pentru alegerea traductoarelor. Pentru realizarea de diagnoze ale vibrațiilor, în practica de întreprindere, la alegerea traductoarelor trebuie să se țină seamă și de condițiile de mediu, unde vor fi montate, precum și de posibilitățile de montaj locale. În continuare sunt menționate câteva reguli de bază, care dacă nu sunt respectate, pot conduce inevitabil la erori de măsurare.

1. Masa traductorului cu contact nu este permis să fie mai mare decât o zecime din masa obiectului de diagnosticat, pentru ca să se evite influențarea vibrațiilor obiectului.
2. Montarea traductorului cu contact la obiectul de diagnosticat trebuie să fie cât posibil mai rigid efectuată, deoarece comportarea la transfer, în special la frecvențe înalte depinde foarte mult de aceasta. Montarea traductorului prin șuruburi pe o suprafață plană șlefuită este cea mai adecvată. În cazul unei fixări provizorii a traductorului cu ceață specială de lipit (de exemplu, pe bază de epoxid și cianocrilat) se obțin de asemenea rezultate bune. O metodă curentă de fixare provizorie a traductorului este aceea cu ajutorul unui magnet. În acest caz se pot măsura corect vibrații până la o frecvență de circa 2 kHz. O altă metodă

de fixare provizorie, utilizată în supravegherea vibrațiilor pentru măsurări rapide și în locuri greu accesibile, este aceea prin care traductorul (de exemplu accelerometrul) este înzestrat cu un palpator cu vârf. În acest caz traductorul, ținut în mână, se apasă cu vârful palpatorului pe suprafața obiectului de măsurat. Cu această metodă pot fi măsurate corect vibrații până la o frecvență de circa 800 Hz.

3. Toate componentele lanțului de măsurare trebuie să aibă un potențial electric comun. Componentele lanțului de măsurare trebuie să aibă o punere la pământ comună prin legătură electrică, de exemplu, cu carcasa obiectului de măsurat. La lanțurile de măsurare fixe, la care punerea la pământ se face direct la faza nulă a curentului, suprafața traductorului se izolează de potențialul pământ al obiectului.
4. Traductoarele (în special piezoelectrice) au un domeniu anumit de temperatură în care funcționează corect, care pentru utilizare în cazuri speciale (centrale electrice, industrie chimică, industrie metalurgică) nu este suficient. Pentru asemenea cazuri trebuie să se prevadă o răcire a traductorului (de exemplu cu circuit de apă).
5. Calibrarea unui traductor asigură respectarea condițiilor de funcționare și garantează informații cantitative ale măsurării de vibrații.

Amplificarea. Traductoarele produc semnale electrice sub formă de tensiune (termoelement), sarcină electrică (traductor piezoelectric), rezistivitate (benzi de măsurarea lunginii), inductivitate (traductor pentru deplasări). Amplificatoarele amplifică semnalele de mică intensitate (de exemplu în pC, μA sau μW), care provin de la traductor, fără ca să reducă conținutul de informații ale semnalelor. Pentru parametri de semnal ale diferitelor moduri de măsurare se utilizează amplificatoare de diferite tipuri, ca de exemplu:

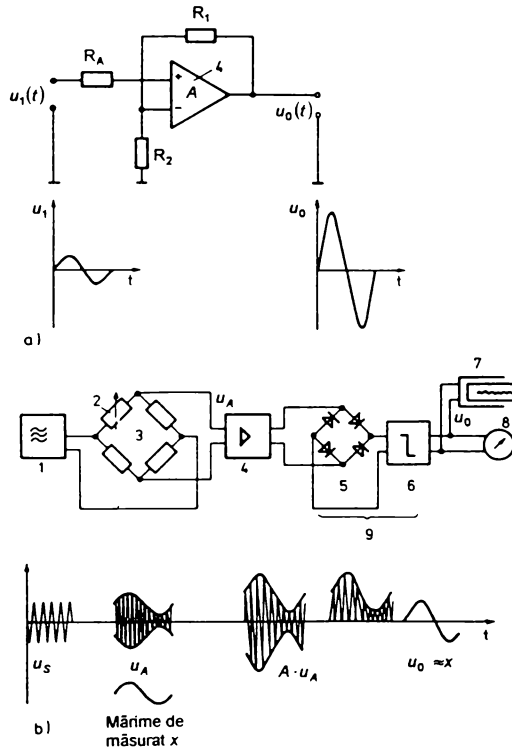


Fig. 2.31

- amplificatoare de tensiune;

- amplificatoare de curent;
- amplificatoare de sarcină electrică;
- amplificatoare de frecvență purtătoare.

Amplificatoarele trebuie să îndeplinească cerințele traductoarelor active și pasive. În funcție de traseul de transmitere al semnalelor se pot utiliza preamplificatoare, care în general pot fi cuplate direct cu traductorul. În fig. 2.31 sunt ilustrate, ca exemplu, principiile de bază a două tipuri de amplificatoare de măsură: **a)** activ și **b)** pasiv (amplificator de frecvență purtătoare); în această figură **1** reprezintă sursa de tensiune purtătoare, **2** - traductor, **3** - punte de măsură, **4** - amplificator, **5** - redresor, **6** - filtru trece-jos cuplat capacitiv, **7** - înregistrator, **8** - indicator și **9** - demodulator. În fig. 2.31 se folosesc următoarele notații: $u_1(t)$ - tensiune de intrare, $u_o(t)$ - tensiune de ieșire, u_A - tensiune de intrare în amplificator, u_S - tensiunea sursei, A - amplificare, R_A - rezistență de intrare în amplificator, R_1 și R_2 - rezistențe, x - mărime de măsurare.

Transmiterea semnalului. Semnalele de măsurare trebuie să fie transmise de la traductor la amplificator, la un colector de date sau direct la analizorul de semnale. Transmiterea semnalelor de la traductor poate să decurgă, fără amplificare, numai dacă energia semnalului este destul de mare și atunci numai pe distanțe mici (câțiva metri). Această transmitere trebuie să garanteze ca semnalele cu energie extrem de redusă să nu fie falsificate inadmisibil prin perturbații sau pierderi de transmitere. Pentru asigurarea unei corecte transmisii a semnalelor este necesar să se monteze în lanțul de măsurare, în apropierea traductoarelor, preamplificatoare de semnal.

Lanțul de măsurare pentru supraveghere continuă a vibrațiilor, montat fix, este constituit în general din traductor - preamplificator - amplificator cu condiționarea semnalelor - analizor. Semnalele de circa 1 V și cu o putere de mai multi mW pot fi transmise de amplificator prin cabluri coaxiale de impedanță mică pe distanțe de câteva sute de metri până la 1 km, fără să se producă o cădere de tensiune inadmisibilă.

Utilizarea de ghiduri de unde luminoase va garanta în viitor transmiterea neperturbată a semnalelor.

2.2.4. Prelucrarea și analizarea datelor. Tehnica analogică

Analizarea datelor cuprinde calcularea mărimilor caracteristice de semnal și a funcțiilor caracteristice de semnal, descrise în capitolele precedente, precum și pregătirea indicilor de diagnoză. Pentru efectuarea acestor calcule, care pot fi executate fie cu ajutorul tehnicii analogice sau digitale, se procedează în prealabil la o prelucrare (condiționare) a datelor.

Prelucrarea datelor. Prin prelucrarea datelor, semnalul de măsurare, amplificat, este condiționat pentru operațiile de valorificare, care succed. Astfel pot fi enumerate următoarele operații:

- formarea unui semnal unitar;
- calibrarea raportului dintre mărimea de măsurare fizică și semnalul electric;
- separarea semnalului de perturbații suprapuse (de exemplu prin filtrare);
- digitalizarea semnalului de măsurare.

Analizarea analogică a datelor. Analizarea analogică, în comparație cu cea digitală, este relativ mai simplă, dar nici pe departe nu este așa de diversă și de exactă ca cea digitală. Baza pentru aparatura analogică o constituie ecuațiile de calcul ale mărimilor caracteristice de semnal și a funcțiilor caracteristice de semnal, ca de exemplu ecuațiile (1.24), (1.26), (2.30), (2.32) și (2.36).

Rezolvarea ecuațiilor de calcul se realizează cu ajutorul unor circuite electronice adecvate. Fig. 2.32 prezintă o vedere de ansamblu, sub forma unor scheme-bloc, pentru câteva algoritme de prelucrare.

Valoarea medie patratică se obține printr-un element de ridicare la patrat, un element de integrare și apoi dividerea la un timp T (fig. 2.32 a). Pentru obținerea funcțiilor de autocorelație și intercorelație se prevede un element de întârziere cu timpul de decalare τ (fig. 2.32 b). La determinarea densității de putere spectrală prin măsurare (fig. 2.32 c), semnalul $x(t)$ este filtrat pe durata de timp T , cu ajutorul unui filtru trece-bandă cu lățimea de bandă B și frecvența centrală f_0 (fig. 2.33); apoi rezultatul este ridicat la patrat și prin integrare se obține valoarea medie, care se divide la timpul T și la lățimea de bandă B . Selecționarea frecvenței se face prin filtru. Filtrele se împart după banda de frecvență, în:

- *filtre trece-sus*, când banda de frecvență transmisă este cuprinsă între o frecvență limită

inferioară f_{t-e} și o frecvență tinzând spre infinit;

- **filtre trece-jos**, când banda de frecvență transmisă este cuprinsă între zero și o frecvență limită superioară f_{t-j} ;
- **filtre trece-bandă**, când banda de frecvență transmisă este cuprinsă între două frecvențe limită: una superioară și una inferioară;
- **filtre oprește-bandă**, când componentele de frecvență cuprinse între o limită inferioară și o limită superioară sunt atenuate, iar restul componentelor sunt transmise.

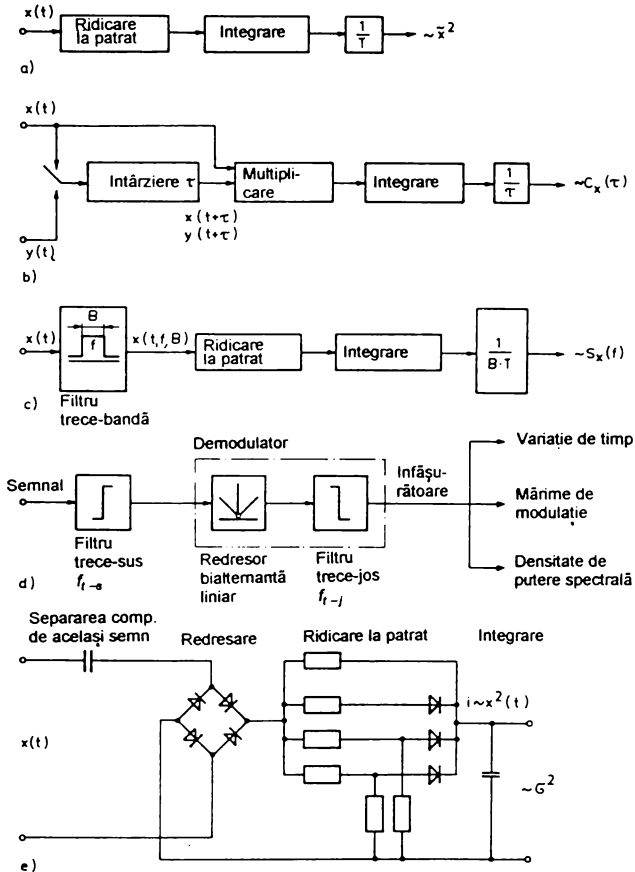


Fig. 2.32

Filtrul trece-bandă prezintă o mare importanță în analiza de frecvență. În fig. 2.33 este prezentată caracteristica unui filtru trece-bandă, în care 1 reprezintă filtrul ideal, 2 - filtrul real, f_1 și f_2 - frecvența limită inferioară și frecvența limită superioară, W - variația curbei în banda de trecere, S - panta flancului. În funcție de lățimea benzii de frecvență B se deosebesc:

- filtru de octavă ($B = 0,701 \cdot f_0$);
- filtru de terță ($B = 0,231 \cdot f_0$);
- filtru de bandă îngustă ($B \leq 0,1 \cdot f_0$).

Cu micșorarea lățimii de bandă se mărește capacitatea de răspuns. Aceasta necesită însă o creștere a timpului de mediere. Timpul de mediere rezultă din teorema eșantionării:

$$T \geq \frac{1}{f_0 \cdot b} \quad (2.83)$$

unde b este lățimea benzii relative și T - cel mai mic timp de mediere.

Realizarea unei modulații este reprezentată în fig. 2.32 d. După o filtrare trece-sus și o demodulare printr-o redresare liniară și apoi după o filtrare trece-jos se obține curba înfășurătoare. În funcție de cerințe pot urma etape de prelucrare pentru determinarea variației în timp, a mărimii modulației sau a densității de putere spectrale.

Fig. 2.32 e ilustrează, printr-un exemplu, determinarea varianței (dispersiei), cu ajutorul unor elemente de circuite electronice, conform schemei-bloc din figură.

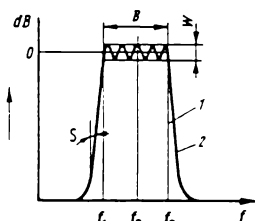


Fig. 2.33

2.2.5. Prelucrarea și analizarea digitală a datelor

Tehnica digitală oferă mult mai mare variabilitate și exactitate la prelucrarea semnalului decât tehnica analogă. Prelucrarea și analizarea digitală a datelor constă din următoarele operații:

- digitalizarea semnalului;
- prelucrarea în paralel a mai multor semnale;
- transmiterea semnalelor de măsurare digitalizate de la o unitate funcțională la o altă astfel de unitate (interfacing);
- calculul mărimilor caracteristice și a funcțiilor caracteristice de semnal;
- redarea rezultatelor (output).

Digitalizarea. Prelucrarea semnalelor cu ajutorul tehnicii digitale necesită transformarea semnalului electric analog în semnal electric digital. Astfel este necesară o digitalizare atât a amplitudinilor cât și a timpului.

Pentru digitalizarea scării amplitudinii, domeniul de măsurare este împărțit într-un număr mare de intervale de aceeași lățime (cuantizare). Toate valorile de măsurare x , care se află într-un interval

$$z - \frac{\Delta z}{2} \leq x \leq z + \frac{\Delta z}{2}$$

sunt atribuite literii z ; Δz este rezoluție. Din motive tehnice de calcul pentru numărul de intervale este utilizat un număr binar (bit). O cuantizare a 10 biți însumează un număr de $2^{10} = 1024$ intervale cu o rezoluție și ca urmare o eroare de digitalizare de 1 ‰.

În fig. 2.34 este reprezentată digitalizarea scării amplitudinii și a timpului, în care x este mărirea de măsurare, z - șir numeric, h - interval de eșantionare.

Digitalizarea scării timpului (eșantionare) rezultă prin baleierea periodică a curbei de variație a semnalului într-un interval de timp constant h , care trebuie ales - în funcție de periodicitatea semnalului - cât mai mic posibil, astfel ca să poată fi înregistrate și componentele de înaltă frecvență ale semnalului. Perioada unei componente poate fi identificată, dacă din fiecare perioadă au fost colectate cel puțin două eșantioane. Relația dintre frecvența limită superioară f_2

(frecvența componentei de semnal cu cea mai înaltă frecvență) și frecvența de eșantionare f_s , dată de expresia

$$f_s = \frac{1}{h}, \quad (2.84)$$

rezultă din

$$f_s \geq 2f_2. \quad (2.85)$$

Această relație este denumită teorema eșantionării a lui Shannon sau Nyquist.

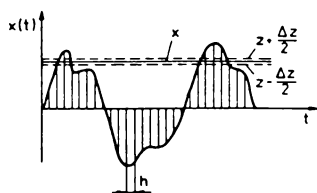


Fig. 2.34

Prelucrarea paralelă a mai multor semnale. În cazul în care trebuie transmise mai multe semnale analogice la calculator, pot fi utilizate mai multe variante pentru eșantionarea semnalelor. Ca exemplu în fig. 2.35 sunt ilustrate schematic câteva variante pentru prelucrarea semnalelor, cu sau fără multiplexor M, după cum urmează:

- variantă cu eșantionare succesivă, cu un sistem de eșantionare AS și un convertor analog-numeric ADC (fig. 2.35 a);
- variantă cu eșantionare simultană, cu mai multe sisteme de eșantionare și un convertor analog-numeric (fig. 2.35 b);
- variantă cu eșantionare și conversie simultană (fig. 2.35 c).

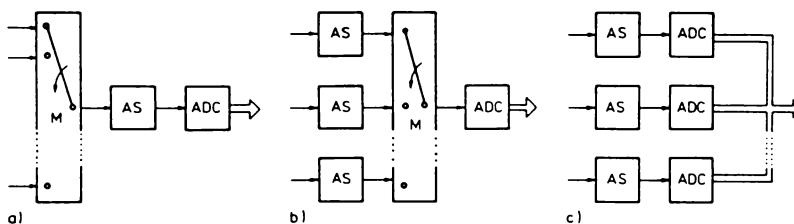


Fig. 2.35

Cea mai puțin costisitoare soluție este aceea la care multiplexorul este utilizat pentru tensiunea de intrare (v. fig. 2.35 a). Dezavantaje sunt renunțarea la eșantionare simultană și micșorarea frecvenței de eșantionare pentru fiecare canal în funcție de timpul necesar de conversie analog numerică:

$$f_s = \frac{1}{n(t_{AS} + t_{ADC})} \quad (2.86)$$

în care n este număr de canale, t_{AS} - timp de comutare al întreruptorului sistemului de eșantionare, t_{ADC} - timp de conversie analog numerică. În expresia (2.86) nu s-a luat în considerare timpul necesar pentru stocarea datelor în memoria calculatorului.

La eșantionare simultană a celor n canale de măsurare se mărește frecvența de eșantionare maximă posibilă (v. fig. 2.35 b):

$$f_s = \frac{1}{t_{AS} + n \cdot t_{ADS}} \quad (2.87)$$

Obținerea acestei frecvențe de eșantionare maxime mai mari este posibilă numai prin costuri mai ridicate pentru un număr de sisteme de eșantionare egal cu numărul de canale de măsurare.

În cazul când fiecare canal de măsurare are câte un sistem de eșantionare și un convertor analogic-numeric se obține cea mai ridicată frecvență de eșantionare (v. fig. 2.35 c):

$$f_s = \frac{1}{t_{AS} + t_{ADS}} \quad (2.88)$$

Această variantă este cea mai costisitoare, dar și cea mai rapidă. Pentru variante de conversie rapide este necesar să se ia în considerare și timpul de stocarea datelor în memoria calculatorului.

O altă variantă și mai rapidă este aceea la care sunt utilizate simultan mai multe calculatoare. Astfel de sisteme sunt instalate pentru metode de analizare speciale sau pentru mărirea vitezei de prelucrarea datelor.

Interfacing. Transmiterea datelor măsurate de la o unitate funcțională la alta se realizează prin interfață (interfacing). După cum s-a arătat mai înainte, anumite etape de prelucrare necesită un timp de execuție. În acest timp intrarea, ieșirea sau transmiterea datelor este întreruptă. Pe lângă comanda de transmiterea datelor, sunt de reglementat unitar condițiile de conexiune, ca de exemplu puterea de semnal, rezistența de conexiune și transferul semnalului, astfel ca unități funcționale de diferite tipuri și diferite fabricații să poată fi conectate între ele. În funcție de ierarhia unităților funcționale, interfața-standard (SI) este dimensionată ca interfață-lanț, interfață-stea sau interfață-linie. Cele mai utilizate tipuri de interfață sunt următoarele:

- Centronik (paralel, standard IEEE);
- V 24 (serial, tensiune 24 V);
- IFSS (serial, cu circuit închis de curent).

Prelucrarea digitală. Determinarea mărimilor caracteristice și a funcțiilor caracteristice prin tehnica digitală se realizează prin evaluarea ecuațiilor sub formă discretă. Întotdeauna sunt prelucrate sume ale valorilor momentane discrete, ca de exemplu cu ajutorul ecuațiilor (2.18), (2.27), (2.31) și (2.33).

Realizarea operațiilor de prelucrare se poate executa prin analizoare speciale (hardware), dar și cu ajutorul unor calculatoare, care pot fi programate pe bază de programe (software). Baza acestor programe o constituie transformata Fourier rapidă (FFT), cu ajutorul căreia se pot determina funcțiile de corelație.

Analizoare FFT. Noile tipuri de analizoare de vibrații execută prelucrarea digitală a semnalelor de măsurare și calcularea caracteristicilor în timp real, și pot furniza aproape instantaneu - pe un ecran încorporat - o reprezentare grafică a unei funcții caracteristice, care este continuu reactualizată. În fig. 2.36 este prezentată schema-bloc a unui analizor în timp real, bazat pe algoritmul transformatei Fourier rapide (FFT). Semnalul analog este amplificat sau atenuat după necesitate, conform reglării inițiale a analizorului, efectuate în prealabil. Pentru reducerea erorilor cauzate de efectul de suprapunere (aliasing), care poate apare la eșantionare, semnalul este mai întâi transmis printr-un filtru trece-jos. În unitatea funcțională AD se execută eșantionarea și apoi conversia analog numerică a semnalului. Datele respective sunt stocate temporar în memorie. Calculatorul central CPU (control processing unit) are rolul de a stoca pe timp nelimitat, atât datele prelucrate transmise de la memoria temporară, cât și rezultatele determinării mărimilor caracteristice de semnal și a funcțiilor caracteristice de semnal, necesare pentru analiză, efectuate de calculatorul digital de semnal DSP (digital signal processor). Rezultatele obținute pot fi transmise la un ecran (display) sau la un înregistrator, pentru efectuarea diagnozei.

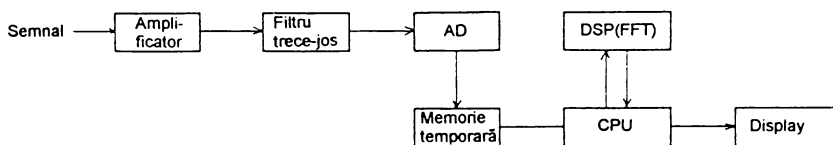


Fig. 2.36

O atenție deosebită trebuie acordată erorilor, care pot apare la efectuarea prelucrării digitale a semnalelor, bazată pe algoritmul FFT, și care pot conduce la analize respectiv diagnoze false. Sursele acestor erori pot fi următoarele: efectul de suprapunere (aliasing), efectul de fereastră (leakage error), efectul de zăbrele (picket fence effect), apariția unor componente de curent continuu (DC components).

Efectul de suprapunere (aliasing) apare atunci când frecvența de eșantionare nu este de două ori mai mare decât frecvența componentei celei mai înalte a semnalului de intrare, așa cum stabilește teorema de eșantionare, v. ecuația (2.85). În acest caz frecvențele înalte se pot manifesta eronat și în domeniul frecvențelor joase. Pentru evitarea acestei erori, un filtru trece-jos se montează înaintea unității funcționale, care execută eșantionarea (v. fig. 2.36). Frecvența de tăiere a filtrului este reglată automat, de către analizor, la valoarea frecvenței maxime a domeniului de frecvență, o dată cu selecționarea acestui domeniu pentru analiză.

Efectul de fereastră, denumit și leakage (scurgere) apare la prelucrarea semnalelor continue cu algoritmul FFT. La analizarea cu ajutorul transformatei Fourier, analizorul preia o secvență de puncte eșantionate, de exemplu 1 024 puncte, operație cunoscută sub numele de funcție fereastră la semnal. În timpul analizării, dacă lungimea secvenței datelor de analizat, respectiv a lungimii ferestrei, este un multiplu al perioadelor componentelor prelevate în fereastră, atunci urmarea periodică reconstruiește exact semnalul de intrare și de exemplu o sinusoidă rezultă în spectru sub forma unei linii. Dacă însă fereastra nu este un multiplu al perioadei semnalelor eșantionate, atunci apar discontinuități în zona capetelor ferestrelor, când acestea tind să se unească una cu alta. Aceasta rezultă într-o lărgire, respectiv o răspândire a energiei liniei menționate din spectru, în alte linii. Acest fenomen este cunoscut sub numele de leakage (scurgere). Pentru prevenirea acestei erori, în locul ferestrei dreptunghiulare se utilizează funcții fereastră, la care semnalele să fie analizate numai în centrul ferestrei și la capetele acestea valorile să tindă spre zero. Cea mai utilizată astfel de funcție fereastră este fereastra Hanning, a cărei funcție este de forma \cos^2 . La analizarea componentei sinusoidale cu fereastra Hanning va rezulta de asemenea o linie în spectru. Tipul ferestrei este ales în funcție de forma semnalului. Astfel pentru semnalul tranzitoriu, ca de exemplu impuls, se recomandă fereastra dreptunghiulară, pentru semnale continue - fereastra Hanning, pentru frecvențe foarte înalte - fereastra plată (flat-top window). În analiza semnalelor se întâlnesc și alte tipuri de funcție fereastră, ca de exemplu: fereastră forță (force window), fereastră exponențială etc.

În concluzie, cele mai importante proprietăți ale primelor două tipuri de ferestre, care sunt cele mai des întâlnite, sunt următoarele:

- fereastra dreptunghiulară:
 - se obțin rezultate corecte, dacă în fereastră sunt cuprinse un număr întreg de perioade complete (semnal sincron);
 - dă rezultate corecte pentru semnale tranzitorii, care se află integral în centrul ferestrei;
 - produce discontinuități la capetele ferestrei pentru semnale asincrone și aleatoare;
- fereastra Hanning:
 - generează o ponderare variabilă de-lungul ferestrei; ceva mai puțin corectă pentru semnale periodice sincrone;
 - dă rezultate complet eronate pentru semnale tranzitorii, când componente semnificante ale semnalului se află în domeniile marginale ale ferestrei;
 - aduce o îmbunătățire esențială pentru semnale aleatoare și care nu sunt periodice sincrone cu lungimea ferestrei.

Efectul de zăbrele (picket fence effect) apare la analiza digitală de frecvență, care execută de fapt o aproximare a spectrului definit de transformata Fourier. Această aproximare este de forma

unei curbe determinate prin puncte, corespunzătoare curbei originale. În mod figurat, se poate considera că se observă funcția continuă spectrală printre golurile unor zăbrele (picket fence se traduce în l. română prin leațuri - șipci - de gard). Din această cauză maximele pronunțate privind frecvența și amplitudinea nu pot fi determinate exact. Pentru componente cu frecvențe discrete și la evaluări de timp cunoscute există totuși posibilități de corecție, prin algoritme respectiv curbe de corecție.

Componente de curent continuu (DC components) apar la operațiile de mediere în calculul digital și constituie de asemenea o sursă de erori în domeniul de joasă frecvență, deoarece integrarea în funcție de timp începe cu integrarea acestor componente. Majoritatea analizatoarelor moderne utilizează o funcție (depinzând de construcția procesorului digital), care în momentul când se constată că spectrul conține astfel de erori, poate fi activată.

Calculatoare pentru prelucrarea digitală a semnalului. Lanțurile de măsurare ale sistemelor fixe de supraveghere continuă a vibrațiilor sunt înzestrate cu un calculator de mare eficiență pentru prelucrarea digitală a semnalelor. În fig. 2.37 este ilustrată schema-bloc a unui astfel de calculator, la care sunt reprezentate numai două canale de intrare a semnalelor de măsurare. Numărul canalelor de intrare la astfel de sisteme poate ajunge în general până la 62.

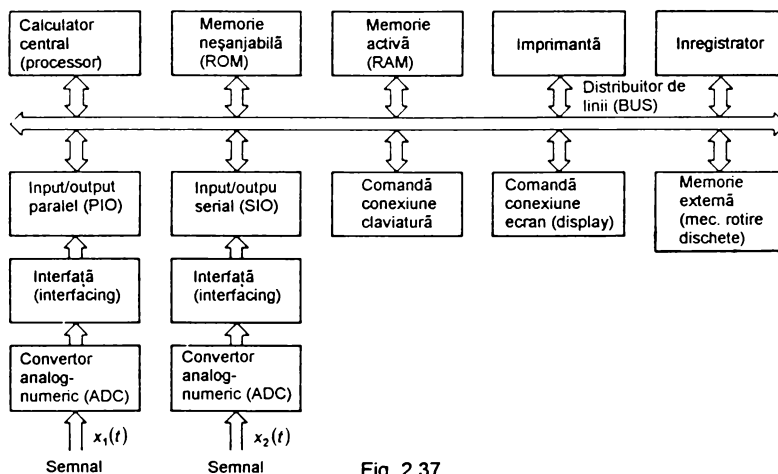


Fig. 2.37

Stocarea datelor măsurate. Valorile măsurate pot fi stocate prin două metode diferite:

1. Stocarea datelor de măsurare într-o formă lisibilă pentru organismul omenesc, ca rezultate intermediare sau finale (prin imprimare sau înregistrare).
2. Stocarea datelor de măsurare într-o formă lisibilă de calculator, ca stocare intermediară în cazul unei separări de loc și de timp, de operațiile de prelucrare și analizare, care pot fi rechemate - prin manipularea clapelor calculatorului - pentru diagnoză sau ca rezultate finale, de asemenea rechemabile la apel.

Aparate indicatoare, ecrane. Acestea fac posibilă vizualizarea valorilor măsurate, dar nu pot stoca date. Există mai multe tipuri de astfel de aparate, ca de exemplu:

- aparate indicatoare analogice pe baza măsurărilor de tensiune, intensitate sau putere;
- aparate indicatoare digitale (tuburi cu afișaj numeric, diode electro-luminescente cu afișaj luminescent sau prin cristale lichide);
- ecrane (display) cu vizualizare pentru redarea informațiilor alfanumerice sau a variațiilor funcțiilor grafice.

Aparate de înregistrare. Imprimantele pentru informațiile alfanumerice (printer) și înregistratoarele pentru funcții grafice (plotter) imprimă rezultatele, lisibil pentru organismul omenesc, pe un purtător lisibil. Astfel, ca exemplu, se menționează următoarele tipuri:

- înregistrator analog (înregistrator rapid electromecanic, compensator înregistrator cu bandă, pentru x, y, sau înregistrator pentru 2 componente) pentru redarea variațiilor funcțiilor fluctuante;

- imprimantă digitală (imprimantă în serie sau în paralel, calculator de birou - PC) pentru imprimarea alfanumerică a valorilor măsurate;
- înregistrator pe bază analogică cu comandă digitală (plotter x, y) pentru imprimarea funcțiilor grafice.

Imprimantele și înregistratoarele sunt aparatele din lanțul de prelucrare a datelor, care în general au cea mai mică viteză de funcționare.

Stocarea lizibilă de calculator. Stocarea și rechemarea informațiilor la stocarea lizibilă de calculator se execută fără intermediul organelor de simț omeneste. În tehnica de diagnoză s-au comportat pozitiv următoarele variante:

- stocarea pe purtătoare magnetice de date (benzi magnetice, discuri magnetice, dischete magnetice) pentru memorizare analogă sau numerică, având ca avantaj stocare de lungă durată, chiar și pe perioadele când unitățile funcționale de prelucrare nu sunt sub stare de tensiune; semnale de înaltă frecvență pot fi stocate pe benzi magnetice până la frecvențe de câțiva MHz;
- cartele perforate și benzi perforate pentru date de măsurare de joasă frecvență;
- stocarea, sub formă numerică, pe circuite integrate microelectronice cu memorie activă (RAM - random access memory).

În practica de întreprindere cel mai potrivit aparat de stocare este magnetofonul pentru date de măsurare cu memorie pe bandă magnetică. Există însă și colectoare de date de măsurare, care pot fi utilizate pentru stocare temporară, dar și pentru prelucrare a datelor și analizarea lor la locul de măsurare. Aceste date pot fi apoi transmise la calculatoare de birou (PC) pentru stocare temporară sau definitivă, ca bancă de date. Pe acestea pot fi executate, cu ajutorul unor programe speciale, analize complexe, necesare pentru diagnoză.

2.3. Metodele și aparatura de achiziționarea și prelucrarea semnalelor utilizate de autor pentru analizarea și efectuarea diagnozelor vibrațiilor

Semnalele vibrațiilor prezentate în lucrarea de față au fost achiziționate, prelucrate și analizate de autor cu una dintre cele trei căi enumerate în continuare:

- 1) cu ajutorul unor sisteme de monitorizarea și analizarea continuă a vibrațiilor;
- 2) prin achiziționarea datelor vibrațiilor cu un colector de date echipat cu accelerometru, stocarea acestora în calculator și analizarea datelor cu un program adecvat;
- 3) achiziționarea datelor vibrațiilor direct cu un analizor FFT, echipat cu accelerometru, cu sursă proprie de energie electrică (baterie) și apoi analizarea semnalelor cu acest aparat.

Ca sisteme de monitorizare continuă a vibrațiilor utilizate de autor pentru analizarea vibrațiilor turbogeneratoarelor se menționează sistemul Vibro-View ABB (Asea Brown Boveri), Baden (Elvetia), cu care autorul lucrează și în prezent, și sistemul Bentley Nevada, Minden (SUA), din activitatea sa anterioară. În continuare se descrie numai sistemul Vibro-View.

Sistemul Vibro-View, cu care sunt monitorizate vibrațiile turbogeneratorului Centralei nucleare Leibstadt, cu o putere electrică de 1100 MW, este un sistem modern, care efectuează analiza vibrațiilor în timp real. Acesta constă din următoarele componente, care comunică între ele prin intermediul rețelei de comunicații Ethernet (fig. 2.38):

- lanțuri de măsurarea vibrațiilor lagărelor (traductoare piezoelectrice, preamplificatoare etc);
- lanțuri de măsurarea vibrațiilor arborelui (traductoare cu curent turbionar, unități de prelucrare semnalului etc);
- calculator pentru prelucrarea datelor (Front End);
- stație calculator pentru coordonarea întregului sistem (Workstation);
- calculatoare periferice (X-Terminal);
- server;
- imprimantă pentru alarme;
- imprimantă pentru date și diagrame;
- înregistrator cu bandă pentru date (DAT-Tape).

Calculatorul pentru prelucrarea datelor (Front End) execută stocarea temporară a datelor în timp real, amplificarea, filtrarea (filtru anti-aliasing), digitalizarea, calculul armonicilor 1-4, spectrelor de frecvență, nivelului global și a alarmării.

Stația calculator (Workstation) execută configurarea întregului sistem, comandă operațiile calculatorului pentru prelucrarea datelor, organizează prezentarea datelor, calculează valori pentru alarme, pentru diagrame care trasează tendințe în timp pentru valori ale vibrațiilor și execută stocarea definitivă a datelor prelucrate. Ca exemple de diagrame, ce pot fi vizualizate pe ecranul acestui calculator sau pot fi reproduse de imprimanta de date, pot fi menționate următoarele:

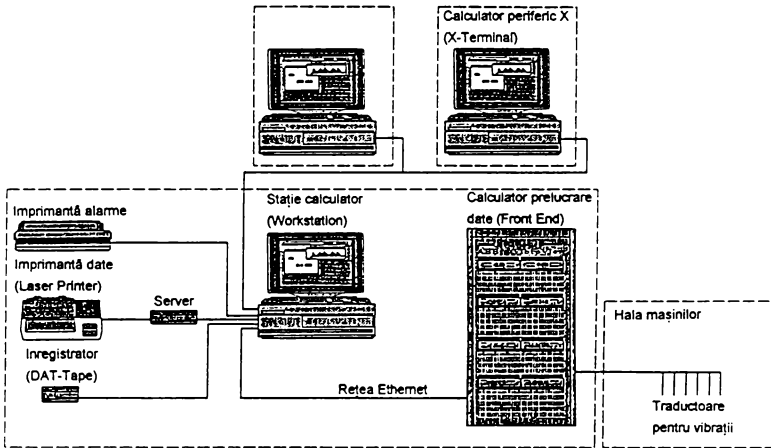


Fig. 2.38

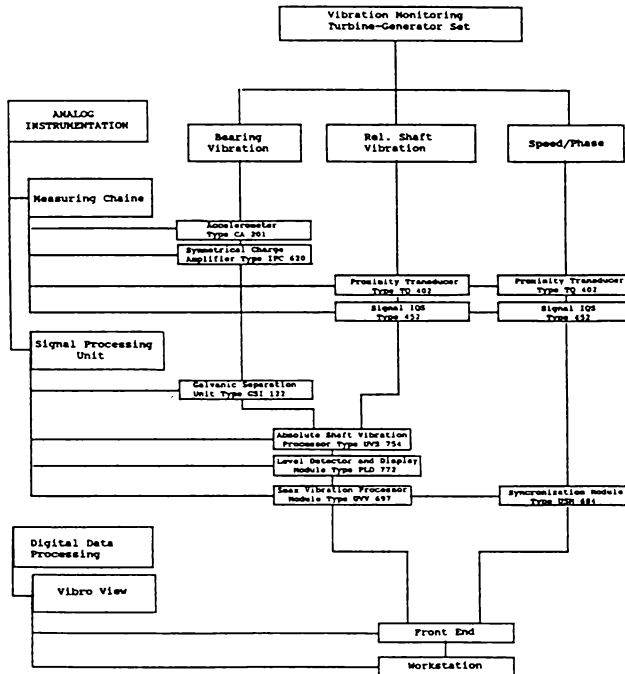


Fig. 2.39

- diagrame ale analizei în timp a elongației vibrației sau a fazei vibrației;
- spectre de frecvență (FFT);
- diagrame polare;
- diagrame orbită;
- diagrame bidimensionale ale analizei în timp și de frecvență sau în funcție de turație și de frecvență a elongației vibrației.

Programul (Software) sistemului Vibro-View este scris în limba de programare ANSI-C și se bazează pe următoarele standarde:

- UNIX - pentru stația calculator (Workstation);
- VxWorks - pentru calculatorul de prelucrarea datelor (Front End);
- TCP/IP - ca protocol de comunicații;
- sistem X-Windows cu interfață-utilizator OSF/MOTIF;
- bancă de date SQL (Ingres);

Structura inclusiv aparatura sistemului de monitorizarea vibrațiilor Vibro-View este prezentată schematic, conform specificațiilor tehnice originale (în l. engleză), în fig. 2.39.

Pozițiile punctelor de măsurare sunt prezentate în schema din fig. 2.40, unde (S) este prescurtarea pentru stânga, iar (D) - pentru dreapta. În planurile de măsurare 1, 2A, 2B, 3A, 3B, 4A, 4B, 5, 6, 7, sunt montate câte două traductoare piezoelectrice (cu contact) pentru măsurarea vibrațiilor absolute ale lagărelor și câte două traductoare cu curent turbionar (fără contact) pentru măsurarea vibrațiilor relative ale arborelui turbogeneratorului. Ambele perechi de traductoare sunt poziționate la +/- 45° față de axa verticală. Pentru măsurarea vibrațiilor axiale ale turbogeneratorului este montat un traductor piezoelectric. Semnalul de referință este captat de un sensor.

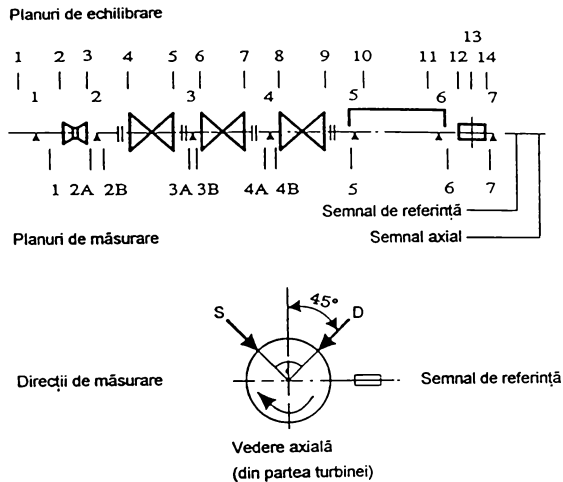


Fig. 2.40

Pentru achiziționarea datelor vibrațiilor cu ajutorul unui colector de date, autorul a utilizat următorul lanț de măsurare:

- colector și analizor de date IRD tip Fast Track (768 kB), cu următoarele caracteristici principale:
 - parametri de măsurare (SI): g, mm/s, μm , dB, grade (fază);
 - perioade de analizare de timp, selectabile: de la 5,6 ms până la 128 s;
 - domenii de frecvență: 24 domenii selectabile între 0 și 25 Hz, 0-50 Hz, ..., 0-25 kHz;
 - sursă de energie electrică: 2 baterii reincărcabile de 6 V, 2,4 A;
- accelerometru IRD tip 970, cu următoarele caracteristici principale:
 - sensibilitate: 50 mV/g;

- rezonanță >27 kHz;
 - domeniu de frecvență, Hz: 5 ... 10 000;
 - domeniu de temperaturi, ° F: -40 ... +250;
 - valoare maximă utilizabilă pentru accelerație (fără distorsiuni): până la 70 g (valoare de vârf) la 10 kHz;
 - valoare maximă a accelerației (fără defectare): 1000 g (valoare de vârf) la vibrație sinusoidală;
 - valoare maximă a șocului (fără defectare): 2000 g (valoare de vârf) (semisinusoidal 10 ms);
 - energie electrică necesară: între ± 8 V dc și ± 15 V dc;
- magnet pentru accelerometru IRD tip P/N 24809.

Analizarea datelor achiziționate cu lanțul de măsurare menționat, s-a executat pe un calculator (PC) cu programul (Software) IRD tip PMPower. Cu ajutorul acestui program se execută prelucrarea și analiza datelor, precum și vizualizarea pe ecranul calculatorului respectiv reproducerea de imprimanta de date și diagrame ale analizei în timp a parametrilor vibrației, spectre de frecvență (FFT), diagrame polare și diagrame bidimensionale.

Pentru achiziționarea datelor vibrațiilor direct cu ajutorul unui analizor FFT, autorul a utilizat următorul lanț de măsurare:

- analizor portabil FFT cu 2 canale Ono Sokki tip CF-350, cu următoarele caracteristici principale:
 - funcții de prelucrarea semnalului în domeniul de timp: variația vibrației în timp, funcția de autocorelație, funcția de intercorelație, răspuns impuls, transformarea Hilbert, cepstrum, transformată Fourier inversă etc;
 - funcții de prelucrarea semnalului în domeniul de frecvență: spectrul Fourier, spectrul de putere, spectrul de intercorelație, spectrul de fază, funcția de transfer, funcția de coerentă, analiza în octave, terțe (1/1, 1/3) etc;
 - diferite valori calculabile, ca de exemplu: valoare medie, valoare medie absolută, valoare eficace, abatere medie patrică, factorul kurtosis, valoare maximă, valoare minimă, valoare de vârf etc;
 - domenii de frecvență: 15 domenii selectabile între 0 și 1 Hz, 0-2 Hz, 0-5 Hz, 0-10 Hz, ..., 0-40 kHz;
 - frecvență de esanționare: 2,56 x frecvența maximă a domeniului de frecvență ales pentru analiză;
 - filtru anti-aliasing;
 - funcții window: dreptunghiulare, Hanning, flattop, de forță, exponențiale etc;
 - input: impedanță $1 \text{ M}\Omega \pm 1\%$; dc și ac; domeniu: $\pm 1 \text{ mV}$, $\pm 2 \text{ mV}$, $\pm 5 \text{ mV}$, $\pm 10 \text{ mV}$, ..., $\pm 100 \text{ mV}$, $\pm 200 \text{ mV}$, ..., $\pm 1 \text{ V}$, $\pm 2 \text{ V}$, ..., $\pm 20 \text{ V}$, $\pm 50 \text{ V}$;
 - diferite funcții de vizualizare pe ecran și grafice;
 - memorie de 640 kB, extensibilă până la 1 MB; stocare pe dischete de 3,5";
 - output: interfață GPIB pentru imprimanta pentru date și diagrame;
 - sursă de energie electrică: 100 ... 125 V ac sau 150 ... 264 V ac;
- accelerometru PCB tip 307A, cu următoarele caracteristici principale:
 - sensibilitate: 102,5 mV/g;
 - rezonanță >40 kHz;
 - domeniu de frecvență, Hz: 2 ... 10 000;
 - domeniu de temperaturi, ° F: -100 ... +250;
 - valoare maximă a accelerației: 500 g;
 - valoare maximă a șocului: 5000 g;
 - energie electrică necesară: între ± 18 V dc și ± 28 V dc;
- sursă de energie electrică pentru accelerometru PCB tip 480D06 cu 3 baterii de 9 V, total 27 V;
- magnet pentru accelerometru PCB tip 080A27.

Poziționarea punctelor de măsurarea vibrațiilor s-a efectuat astfel ca acestea să fie situate cât mai aproape de lagărele motorului de acționare sau ale agregatului respectiv.

Numerotarea punctelor de măsurarea vibrațiilor s-a efectuat conform ordinii de acționare respectiv a transmițerii puterii de acționare. Astfel la o pompă centrifugală acționată, prin cuplaj rigid, de un motor electric, poziționarea punctelor de măsurare s-a efectuat așa cum se prezintă în schema din fig. 2.41 a, după cum urmează: 1 - în dreptul lagărului cu rulment al motorului electric, situat pe partea fără cuplaj de acționare; 2 - în dreptul lagărului cu rulment al motorului

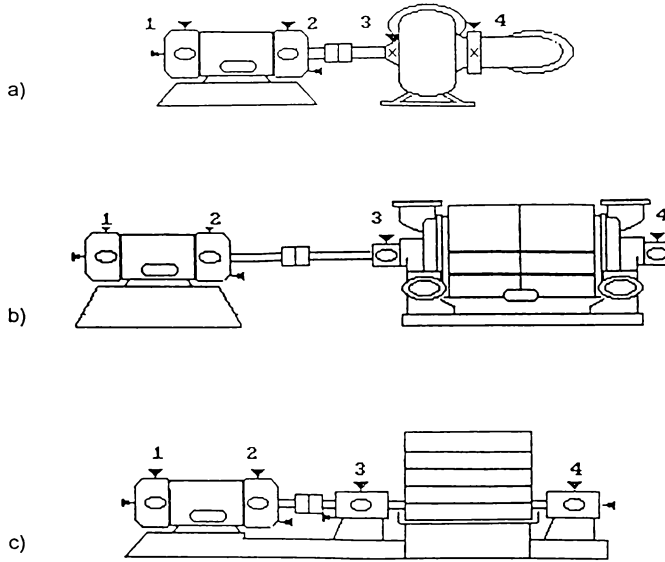


Fig. 2.41

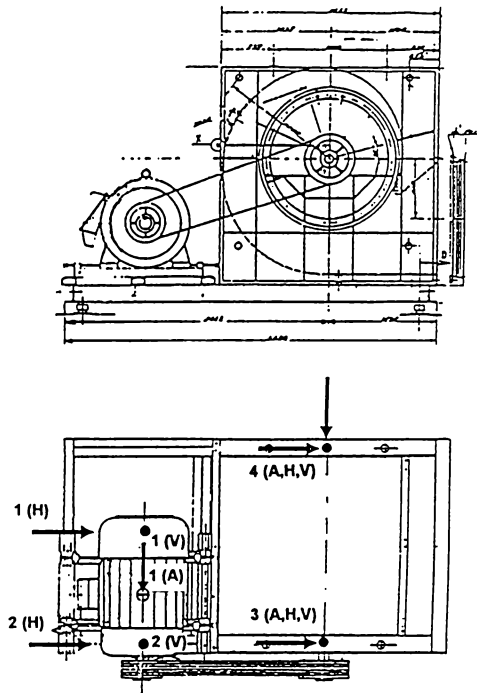


Fig. 2.42

electric, situat pe aceeași parte cu cuplajul; **3** - pe lagărul cu rulment al pompei, situat pe partea de acționare; **4** - pe lagărul cu rulment al pompei, situat pe partea opusă a pompei.

Pozițiile punctelor de măsurarea vibrațiilor ale altor agregate acționate de asemenea, printr-un cuplaj rigid, de un motor electric, sunt prezentate schematic în fig. 2.41 b - la un compresor centrifugal și în fig. 2.41 c - la un ventilator.

Ventilatoarele sunt acționate în general prin curele trapezoidale. Deoarece în această lucrare vor fi prezentate mai multe diagnoze ale vibrațiilor unor astfel de ventilatoare, în continuare se prezintă pozițiile punctelor de măsurarea vibrațiilor la câteva tipuri de ventilatoare acționate, prin curele trapezoidale, de un motor electric.

În fig. 2.42 se prezintă pozițiile punctelor de măsurarea vibrațiilor la un ventilator radial acționat, prin curele trapezoidale, de un motor electric asincron cu o putere de 150 - 180 kW, în fig. 2.43 - la un ventilator radial acționat de un motor electric asincron de putere mijlocie, între 15 și 75 kW, iar în fig. 2.44 - la un ventilator radial acționat de un motor electric asincron cu o putere mai mică de 5 kW.

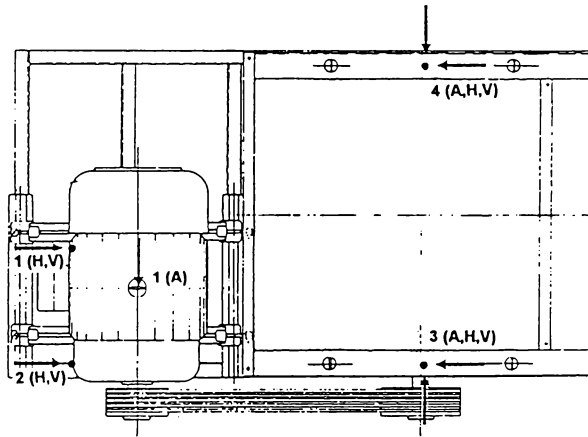


Fig. 2.43

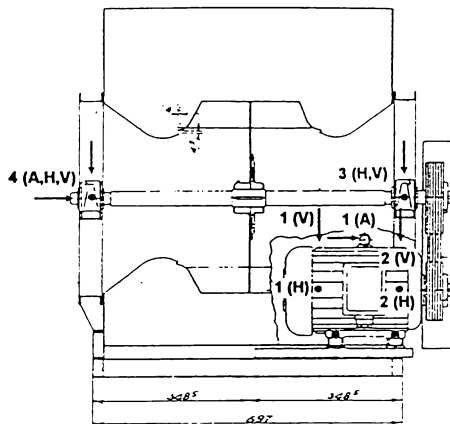


Fig. 2.44

Poziționarea și numerotarea punctelor de măsurarea vibrațiilor la o pompă hidraulică de turație mare, acționată de un motor electric prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate, se prezintă în fig. 2.45. Astfel punctele 1 și 2 sunt poziționate în dreptul lagărelor motorului electric de acționare, punctele 3, 4, 5 și 6 - pe lagărele arborilor roților dințate, punctele 7 și 8 - la nivelul lagărelor pompei.

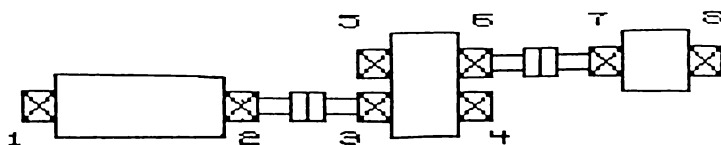


Fig. 2.45

Diagnozele vibrațiilor au fost efectuate de autorul lucrării prezente, în majoritatea cazurilor, prin identificarea frecvențelor caracteristice unor anumite defecțiuni în spectrele de frecvență ale vibrațiilor măsurate ale mașinilor și agregatelor respective. Pentru diagnoze complexe s-au analizat de asemenea semnalele vibrațiilor în domeniul de timp, precum și fazele vibrațiilor.

3. DETERMINAREA PRIN DIAGNOZĂ A CAUZELOR PRINCIPALE ALE VIBRAȚIILOR MAȘINILOR

3.1. Surse de vibrații, funcții de acționare și tehnica de diagnoză

Vibrațiile mașinilor se datoresc unor imperfecțiuni de proiectare, de fabricație, de montaj, precum și datorită unor defecte rezultate în timpul exploatarei. Deci imperfecțiunile și defectele constituie cauze de vibrații. O mașină perfectă, atunci când funcționează, nu generează vibrații. Perfectiunea însă nu este realizabilă cu nici un preț și chiar o perfecțiune aproximativă se obține numai cu costuri mult prea mari. Deci este necesar să coexistăm cu defecte. Problema care se pune este cât de sever suntem de acord să tolerăm un defect. Răspunsul la această întrebare este determinat de considerente legate de percepția umană, de considerente tehnice și economice privind precizia necesară de fabricație cu costuri cât mai reduse și perspectiva în longevitatea mașinii. Criterii de severitate sunt cuprinse în recomandări ISO (International Standard Organisation) și standarde naționale.

În cazul apariției unei probleme de vibrații (și zgomot) este necesară identificarea și localizarea sursei, precum și înlăturarea cauzei, respectiv remediarea defectului. Pentru identificarea sursei se efectuează o analiză de frecvență, pentru a marca frecvențele importante; localizarea surselor constă din determinarea cauzelor producerii fiecărei frecvențe marcate. Amplitudinea este măsurată numai pentru aprecierea severității vibrației.

Frecvențele vibrațiilor mașinilor pot fi clasificate în trei grupe:

- a) frecvențe de excitație;
- b) frecvențe proprii;
- c) frecvențe cauzate de fenomene electronice.

Frecvențele de excitație, denumite și frecvențe generate, sunt acele frecvențe, care sunt produse de componentele mașinii sau de alte perturbații externe. Ca exemple se menționează dezechilibrul, frecvența paletelor unui ventilator, frecvența de angrenare, frecvențele generate de componentele rulmentului (frecvența proprie a inelului exterior, a inelului interior, frecvența corpului de rulare, frecvența coliviei) etc. Frecvențele de excitație sunt ușor de identificat, deoarece ele pot fi calculate în prealabil, dacă se cunosc geometria, respectiv dimensiunile și turația mașinii analizate.

Frecvențe proprii, denumite și frecvențe excitate, constituie o caracteristică a sistemului (v. cap. 1.1 pag. 3). Când o frecvență de excitație este acordată cu o frecvență proprie, se produce fenomenul denumit rezonanță. În acest caz vibrațiile sunt amplificate foarte mult și pot să conducă la deteriorarea prematură a mașinii. Astfel, frecvența proprie respectivă poate fi cea a rotorului, dar adesea poate fi și cea a cadrului suport, a fundației, a carcasei cutiei de viteza sau chiar a curelelor de transmisie. În cazul în care frecvența de rotație a rotorului este egală cu frecvența proprie a acestuia, viteza de rotație se numește viteză critică. În acest caz frecvența proprie nu este acceptabilă. Dacă frecvența proprie nu poate fi modificată, frecvența de rotație a mașinii trebuie să fie astfel stabilită, încât să se afle în afara benzii de frecvență a frecvenței proprii, pentru evitarea rezonanței.

Frecvențe cauzate de fenomene electronice apar atunci când există semnale false, semnale incorect transmise sau perturbatoare. Ca exemplu se menționează cazul în care o sinusoidă este decupată; acest fenomen are loc atunci când voltajul semnalului electric de intrare în analizorul FFT are o valoare mai mare decât voltajul stabilit în prealabil la analizor; în acest caz se pot produce o serie de armonici, de amplitudine mică. De asemenea dacă un semnal este distorsionat și duratele fiecărei jumătăți de ciclu nu sunt egale între ele, se pot produce armonici. Astfel frecvențele cauzate de fenomene electronice trebuie din timp identificate și înlăturate, pentru a nu îngreuna identificarea frecvențelor generate de defecte ale mașinilor și efectuarea de diagnoze corecte.

În cazul depășirii nivelului de vibrații, măsurate în timpul funcționării normale a unei mașini, trebuie determinată cauza creșterii vibrațiilor. Cauza vibrațiilor corespunde unui mod de acționare denumit *funcție de acționare*. Un număr de cauze de vibrații posibile și ori ce fel de combinații ale acestora pot cauza vibrația mașinii. Amplitudinea în cazul fiecărei probleme de vibrații poate fi foarte puternică sau foarte slabă, depinzând de funcția de tranfer, de rezonanță, de amortizare, de însumarea sau scăderea frecvențelor. Astfel, amplitudini mici pot constitui în anumite cazuri probleme grave și amplitudini mari - în alte cazuri - probleme minore. Măsurarea frecvențelor și analizarea acestora constituie munca de identificarea și determinarea cauzelor vibrațiilor.

Fiecare funcție de acționare este caracterizată prin frecvența ei; ca funcții de acționare pot fi menționate următoarele: dezechilibru, arbore încovoiat, aliniere necorespunzătoare, slăbiri ale îmbinărilor mecanice, rulmenți defecti, angrenaje defectuoase, frecări (fricțiuni), frecvențe ale

paletelor sau palelor, fenomene electronice. Dacă una din cauzele de vibrații există, apare și frecvența respectivă în spectru. Frecvența respectivă poate să apară sub formă discretă, să fie determinată de o sumă sau diferență de frecvențe. Acest fapt explică de ce analiza de frecvență constituie o operație exactă, pe când măsurarea amplitudinilor nivelului global al vibrațiilor și a tendinței de creștere acestora nu sunt suficiente pentru identificarea cauzelor de vibrații și efectuarea diagnozei vibrațiilor mașinilor.

Defectele mașinilor se datoresc cauzelor următoare: uzură anormală, lubrifiere insuficientă sau necorespunzătoare, supraîncărcare, instalație improprie, fabricație sau material necorespunzător etc. Analiza vibrațiilor identifică problemele respective sau domeniul acestora. Inginerii și tehnicienii trebuie să determine din timp cauzele problemelor de vibrații ivite, să găsească soluțiile pentru rezolvarea problemelor menționate, să stabilească măsuri de remedieri sau de reparații și să controleze executarea corectă a acestora.

Analiza vibrațiilor mașinilor cuprinde calcularea în prealabil a frecvențelor proprii pe care mașina le poate genera ea însăși și măsurarea frecvențelor pe care mașina le generează în realitate. Apoi, comparând frecvențele măsurate cu cele calculate, raportate la componentele mașinii, se pot identifica cauzele de vibrații, respectiv defectele existente. Dacă funcția de acționare este un șoc sau un impact, acesta nu trebuie măsurat, deoarece numai răspunsul mașinii la impact este important pentru diagnoză și acest răspuns poate fi măsurat.

Tehnica de diagnoză se bazează pe următoarele patru considerate:

- 1) fiecare cauză de vibrații este caracterizată prin frecvențe sau benzi de frecvență bine determinate;
- 2) cauze de vibrații, respectiv defecte specifice referitoare la dezechilibru, aliniere necorespunzătoare, rulmenți defecti, angrenaje defectuoase etc., sunt identificabile pe baza benzilor de frecvențe respective;
- 3) defecte multiple constituie un caz curent;
- 4) operația de diagnosticare se începe cu identificarea frecvenței celei mai importante, care este generată în general de cea mai serioasă cauză de vibrații, respectiv de cel mai important defect; după identificarea sursei și a cauzei problemei de vibrații menționate se continuă diagnosticarea în mod similar.

Majoritatea măsurărilor vibrațiilor, ale căror rezultate sunt prezentate în acest capitol, au fost executate cu un lanț de măsurare IRD și analizate de asemenea cu un software IRD (v. cap. 2.3., pag. 78-79). În caz că acestea au fost executate cu un alt lanț de măsurare respectiv analizate cu un alt software, se va specifica în text.

În continuare se descriu cauzele principale de vibrații ale mașinilor și determinarea acestora prin diagnoză.

3.2. Cauzele și identificarea vibrațiilor la dezechilibru

Cauza cea mai frecventă de vibrații ale mașinilor cu piese în mișcare de rotație o constituie dezechilibrul.

Sursele de dezechilibru ale mașinilor rotative pot fi clasificate după cum urmează:

- a) proiectarea defectuoasă (distribuția asimetrică a maselor, a golurilor și a alezajelor, perturbarea simetriei de distribuție datorită unor șplinturi, pene etc.);
- b) neomogenitatea materialului (prin sufluri, porozități, incluziuni sau densități diferite);
- c) erori sau defecte de execuție (abatere de la toleranțele de prelucrare, deformații produse în timpul prelucrării datorită eforturilor termice interne etc.);
- d) defecte de montaj (distribuția asimetrică a maselor datorită îmbinărilor bulonate ale corpurilor compuse în mișcare de rotație, bătaie radială datorită calării prin pene, alinierea incorectă a lagărelor etc.);
- e) defecte produse în timpul exploatarei (deformații cauzate de neuniformitatea câmpurilor de temperatură și de diferențe dintre coeficienții de dilatație termică a pieselor componente, deplasarea sau ruperea unor piese componente datorită forțelor centrifuge, ca de exemplu palete, pale etc., coroziune neuniformă, uzură, defecte sub acțiunea unor factori exteriori);
- f) fenomene hidraulice sau aerodinamice, ca de exemplu turbulența sau cavitația.

După cum se știe corpul în mișcare de rotație nu are nici un fel de acțiune perturbatoare asupra reazemelor lagărelor când axul de rotație coincide riguros cu una din axele principale de inerție ale corpului. În practică însă, nu este posibilă fabricarea pieselor mașinilor rotative cu respectarea riguroasă a acestei condiții.

Fig. 3.1 reprezintă cazul cel mai simplu de dezechilibru și anume când centrul de greutate al discului de masă M nu coincide cu centrul de rotație, situat pe axa de rotație. Acest gen de

dezechilibrul se numește dezechilibru static. Distanța neînsemnată e a centrului de greutate în raport cu axa de rotație condiționează apariția unei forțe centrifuge de dezechilibru F , a cărei valoare este determinată din relația:

$$F = Me\omega^2 \quad (3.1)$$

în care ω este viteza unghiulară de rotație.

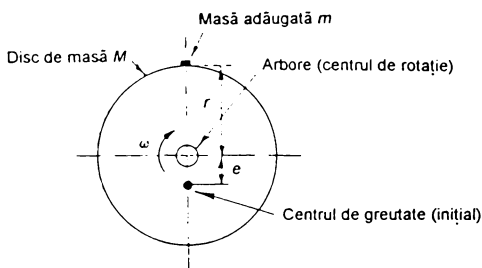


Fig. 3.1

Eliminarea vibrațiilor provocate de acțiunea acestor forțe se realizează prin echilibrarea adică prin îmbunătățirea distribuției maselor corpului în rotație prin adăugarea sau reducerea parțială a masei în anumite locuri.

În cazul reprezentat în fig. 3.1 echilibrarea poate fi realizată prin adăugarea masei compensatoare m la distanța r de axa de rotație. Valoarea masei compensatoare trebuie să satisfacă condiția de echilibru a forțelor centrifuge în raport cu axa de rotație:

$$Me\omega^2 = mr\omega^2 \quad (3.2)$$

sau

$$m = \frac{e}{r}M \quad (3.3)$$

Operația de echilibrare menționată se numește echilibrare statică. Această echilibrare este eficientă numai când poate fi executată prin adăugarea sau eliminarea unei mase în același plan cu masa de echilibrat (discuri, volanți, roți etc.).

În practică, de cele mai multe ori, lățimea rotorului este mai mare decât diametrul său și în aceste cazuri pe lângă forțe centrifuge apare, în majoritatea cazurilor, și un cuplu de dezechilibru, care face ca axa principală de inerție să nu coincidă cu axa de rotație. În aceste cazuri este necesară o echilibrare dinamică. Echilibrarea dinamică se execută uzual în două planuri, dar dacă lățimea și forma rotorului o impun, echilibrarea dinamică poate fi executată și în mai multe planuri.

Prin echilibrare dinamică este asigurată și echilibrarea statică, reciproca nu este valabilă.

Operația de echilibrare dinamică se poate executa - în atelier - pe mașini de echilibrat, sau - la locul de funcționare al mașinii (al cărui rotor necesită echilibrare) - cu ajutorul unui aparat de măsurarea vibrațiilor, dotat cu o celulă fotoelectrică pentru măsurarea fazelor.

Pentru realizarea unei echilibrări eficiente trebuie să fie îndeplinite următoarele condiții:

- 1) rotorii să fie suficient de rigizi ca să nu apară vreo frecvență de rezonanță cuprinsă în domeniul de funcționare normală a mașinii;
- 2) deformațiile de încovoierie ale rotorului, la turații diferite de turația de rezonanță, să fie suficient de mici, în așa fel ca echilibrarea să nu fie influențată sau ca să nu se introducă forțe mari, de ordin superior (cum ar fi reacțiunile rotor-stator la pompe și reacțiunile din poli ce apar la mașinile electrice rotative);
- 3) dezechilibrul rezidual al rotorului să aibă valori minime, pentru a se ușura problema ridicată de echilibrare;

4) ovalizarea să fie de asemenea mici, pentru a se micșora forțele de excitație.

Atât echilibrarea statică cât și echilibrarea dinamică nu pot fi realizate perfect. În general cu cât masa rotorului este mai mare, cu atât valoarea dezechilibrului rezidual admisibil este mai mare. Standardul ISO 1940/1 descrie metode de calcularea dezechilibrului rezidual și indică valori maxime admisibile ale dezechilibrului rezidual specific pentru diferite grade de calitate de echilibrare și diferite grupe reprezentative de rotorii rigizi.

Pentru identificarea prin diagnoză a unui dezechilibru se descriu în continuare unele caracteristici ale semnalului, care în urma analizării unui număr mare de cazuri similare, constituie criterii originale specifice de identificarea unui astfel de defect.

Dezechilibrul constituie o problemă liniară. Dacă rotorul este dezechilibrat, dezechilibrul se manifestă în cursul fiecărei rotații complete de 360° , în aceeași poziție, respectiv la aceeași valoare în grade. Semnalul de timp trebuie să fie sinusoidal. Dezechilibrul se evidențiază în spectrul de frecvență printr-o frecvență egală cu frecvența de rotație (1xfrecvența de rotație, notat prescurtat cu 1x). Valoarea amplitudinii este proporțională cu mărimea dezechilibrului.

Există o forță de dezechilibru atunci când vibrațiile în ambele lagăre, de o parte și de cealaltă parte a mașinii, sunt radiale și în același sens, respectiv în fază, au un semnal de timp sinusoidal și de frecvență egală cu 1x. Vibrațiile sunt radiale atunci când apar numai în spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe direcție radială și sunt în fază atunci când, la măsurarea fazelor, se constată că valoarea acestora este aproximativ egală în ambele lagăre. În acest caz dezechilibrul este static și se poate remedia printr-o echilibrare statică.

Există un cuplu de dezechilibru în cazul în care vibrațiile în ambele lagăre, de o parte și de cealaltă parte a mașinii, sunt radiale și în sens contrar, au semnalul de timp sinusoidal și de frecvență 1x. La măsurarea fazelor vibrațiilor radiale în cele două lagăre, se constată că fazele acestora sunt defazate între ele cu circa 180° . Deci acesta este un caz de dezechilibru dinamic și este necesară o echilibrare dinamică.

La rotorii dezechilibrați cu lagăre în consolă (ambele lagăre situate de aceeași parte a rotorului) apar pe lângă vibrații radiale și vibrații axiale la frecvența de rotație.

În practică, dacă după măsurarea vibrațiilor și analizarea spectrului de frecvență, se recunoaște un dezechilibru, nu se mai procedează la măsurarea fazelor, deoarece aceasta necesită opriri repetate ale mașinii și aparatură suplimentară. Astfel înainte de măsurarea fazelor, este necesară oprirea mașinii, demontarea carcasei sau a apărătoarei, marcarea unui punct pe marginea exterioară a rotorului, considerat ca având 0° , montarea, cu ajutorul unui dispozitiv cu magnet, a unei celule fotoelectrice la o distanță de cel mult 1 cm de marcaj, care transmite semnalul electric de referință la aparatul de măsurarea vibrațiilor. Apoi se pune în funcțiune mașina respectivă și se procedează la măsurarea vibrațiilor și a fazelor în fiecare lagăr. După aceasta se oprește din nou mașina pentru demontarea dispozitivului cu celulă fotoelectrică și montarea piesei demontate anterior, după care se pune mașina din nou în funcțiune, până la oprirea ei pentru remedierea defectului.

Renunțarea la operația de măsurarea fazelor și deci la scoaterea repetată din funcțiune a mașinii este posibilă, deoarece în caz de dezechilibru, fără să se mai cerceteze dacă este dezechilibru static sau dinamic, se execută echilibrarea într-un plan, dacă lățimea rotorului este mai mică decât raza rotorului și turatia acestuia este $<1000 \text{ min}^{-1}$ (aceasta, deoarece la astfel de rotorii de lungime mică, echilibrarea într-un plan se poate realiza suficient de corect); în celelalte cazuri echilibrarea se execută în două planuri sau în atâtea planuri, după cât de complicată este forma rotorului.

În fig. 3.2 este reprezentat semnalul de timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor unui rotor de ventilator, având o turatie de 1200 min^{-1} . Semnalul de timp are aceeași amplitudine și este sinusoidal. În spectrul de frecvență apare numai o componentă la o frecvență egală cu frecvența de rotație (20 Hz). În acest caz singura cauză a vibrațiilor este dezechilibrul.

Fig. 3.3 reprezintă semnalul de timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor unui rotor de ventilator cu o turatie de 1770 min^{-1} . În acest caz, în spectrul de frecvență apar, pe lângă o componentă la frecvența de rotație de 29,50 Hz, armonici ale acesteia, precum și componente la frecvențe diferite. În acest caz rotorul în afară de dezechilibru, are și alte cauze de vibrații. Pentru astfel de cazuri complexe, înainte de executarea operației de echilibrare, este necesară identificarea celorlalte cauze de vibrații și remedierea defectelor respective.

Dacă, după trei încercări succesive nu se realizează echilibrarea, înseamnă, fie că s-a făcut o eroare la executarea echilibrării, fie că problema care se încearcă să se rezolve nu este o problemă de dezechilibru. Rotorii la care se constată cauze de vibrații, nu înseamnă că au în mod automat și o problemă de dezechilibru.

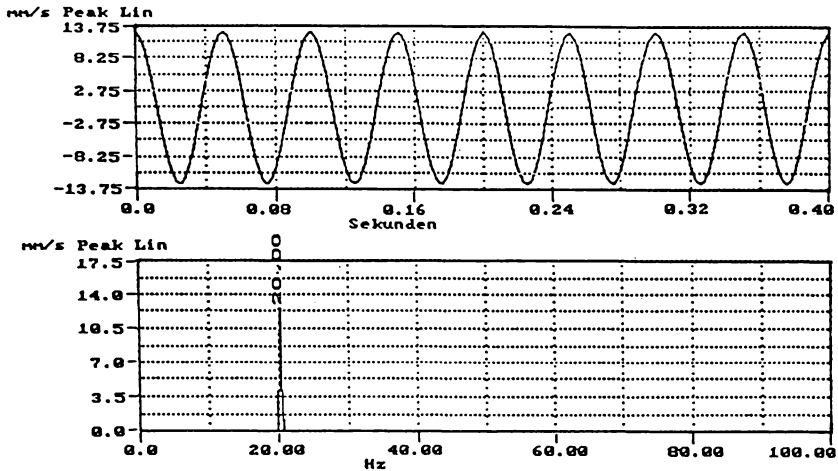


Fig. 3.2

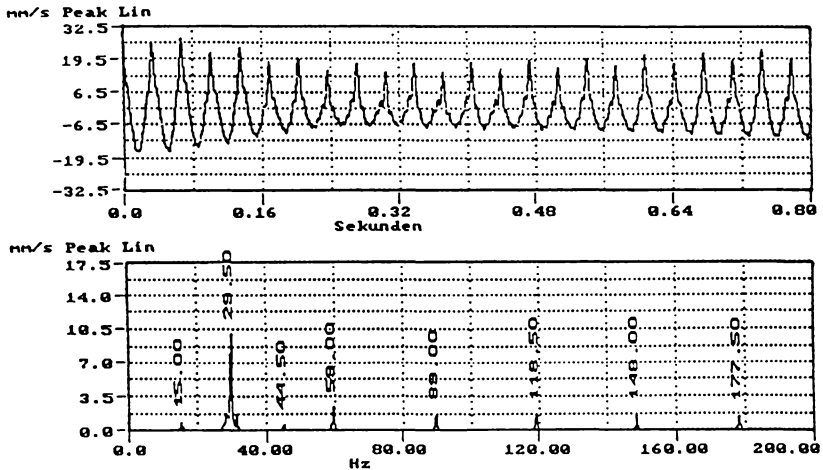


Fig. 3.3

Arborele încovoiat constituie de asemenea o problemă de dezechilibru. Prin echilibrarea unui rotor, al cărui arbore este încovoiat, se poate reduce într-o oarecare măsură dezechilibrul, dar echilibrarea nu poate să îndrepte arborele. Arborele încovoiat împiedică în unele cazuri alinierea adecvată, iar în alte cazuri cauzează probleme de joc între piese, depinzând de poziția în care se află încovoierea.

Din analiza vibrațiilor unui număr mare de cazuri de arbori încovoiati se menționează că, caracteristic la spectrul de frecvență al acestor vibrații este apariția distinctă a celei de a doua

armonici a frecvenței de rotație. În fig. 3.4 este reprezentat semnalul de timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale unui rotor de ventilator, al cărui arbore prezintă o încovoiere, situată la aproximativ egală distanță de cele două lagăre de o parte și de cealaltă parte a rotorului. Dacă arborele este suficient de încovoiat ca să cauzeze o nealiniere, atunci și spectrul de frecvență trebuie să conțină una din indicațiile pentru nealiniere, respectiv componenta de frecvență $2x$. La arborele încovoiat în mișcare de rotație, capătul acestuia se mișcă după o orbită. Prin măsurarea abaterii capătului arborelui față de axa de rotație a acestuia se identifică ușor, dacă arborele este încovoiat.

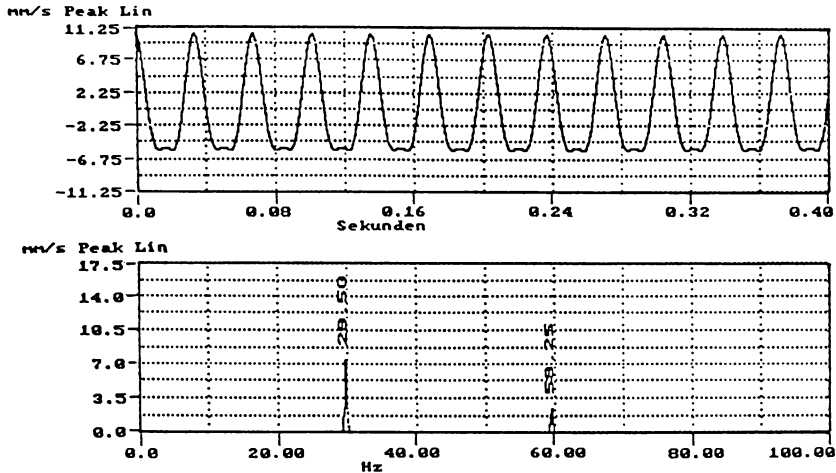


Fig. 3.4

Semnalul de timp al arborelui încovoiat este sinusoidal (v. fig. 3.4). Aceasta se explică prin faptul că în cursul unei rotații de 360° încovoierea se evidențiază în aceeași poziție.

Analizarea vibrațiilor unui număr mare de cazuri de arbori încovoiati a condus la elaborarea de criterii originale specifice pentru identificarea unui astfel de defect, care se menționează în continuare. La arborele la care încovoierea este situată la mijloc, respectiv la o distanță egală de cele două lagăre, vibrația dominantă este cea de frecvență $1x$ în direcție radială. Dacă încovoierea se află aproape de unul din capetele arborelui, vibrația dominantă este de frecvență $2x$, de asemenea în direcție radială. Caracteristic la arborele încovoiat este și apariția unor vibrații puternice axiale cu componente de frecvență $1x$ și $2x$, datorită curbării respective. În alte cazuri, în afară de componentele menționate, apar în spectru și armonici superioare. Prin măsurarea fazelor vibrațiilor radiale și axiale în cele două lagăre, de o parte și de cealaltă parte a arborelui (cu sau fără rotor), se confirmă cu precizie dacă acesta este încovoiat sau avem de a face cu un caz de dezechilibru tipic. La arborele încovoiat vibrațiile radiale sunt în fază, iar cele axiale sunt defazate cu 180° .

3.3. Identificarea vibrațiilor la alinierea incorectă

Alinierea incorectă constituie o cauză importantă a avariei pieselor. De exemplu, dacă la cuplarea arborelui unui motor electric de acționare cu arborele pompei sau ventilatorului acționat nu s-a executat în prealabil o aliniere conform abaterilor de aliniere prescrise, lagărele cu cuzineți sau rulmenții celor două mașini cuplate se uzează cu atât mai repede cu cât abaterile arborilor sunt mai mari, respectiv alinierea este mai incorectă. Astfel, din cauza unei alinieri incorecte ciclul de funcționare în bune condiții al rulmenților mașinilor menționate se poate micșora de la 35 000 - 40 000 ore de funcționare, în cazul unei alinieri corecte, chiar până la câteva mii de ore de funcționare, în cazul unei alinieri incorecte sau chiar la o durată de funcționare mai redusă, în funcție de gravitatea nealinierei.

Aliniere incorectă poate să existe între diferite piese ale mașinilor cu mișcare de rotație. Ca exemple se menționează alinierea incorectă a rulmenților sau a roților dintate pe arbore sau

alinierea incorectă a arborilor în cutia de viteze. Alinierea incorectă apare însă mult mai frecvent la cuplarea rigidă a doi arbori.

O cuplare se consideră că este aliniată incorect atunci când arborele conducător (motor) al mașinii de acționare nu este coaxial cu arborele condus al mașinii acționate. Există trei tipuri posibile de cuplare cu aliniere incorectă:

- 1) *nealiniertate prin paralelism*, la care cei doi arbori nu sunt coaxiali, dar sunt paraleli între ei; astfel prin cuplare se creiază o solicitare suplimentară în cuplaj;
- 2) *nealiniertate unghiulară*, la care axele celor doi arbori se întâlnesc sub un unghi; prin cuplare se creiază și în acest caz o solicitare suplimentară în cuplaj;
- 3) *nealiniertate combinată*, la care axele celor doi arbori sunt deplasate una față de cealaltă și formează în același timp și un unghi între ele; aici prin cuplare apar de asemenea solicitări suplimentare în cuplaj.

Tipurile de aliniere incorectă menționate se întâlnesc la cuplaje rigide. La asamblarea a doi arbori prin cuplare flexibilă sunt eliminate consecințele nedorite ale unei alinieri incorecte, dar din considerente tehnice și economice o astfel de cuplare nu este posibilă în toate cazurile. Cuplajele flexibile permit transmiterea cuplului motor, dar nu întotdeauna fără vibrații nedorite. La cuplarea rigidă cu cât alinierea dintre arborele conducător și arborele condus este mai imperfectă, cu atât solicitarea în cuplaj este mai mare. Această solicitare este cauza nivelului ridicat al vibrațiilor.

Din analiza unui număr mare de cazuri de aliniere incorectă s-a constatat că atunci când există o aliniere incorectă, în spectrul de frecvență al vibrațiilor se disting primele trei armonici ale frecvenței de rotație (1x, 2x și 3x). În cazul unei echilibrări perfecte (cu dezechilibrul rezidual aproape inexistent) amplitudinea corespunzătoare frecvenței de rotație în spectru este foarte redusă. În cazuri severe de aliniere incorectă pot apărea în spectrul de frecvență al vibrațiilor de asemenea și armonici superioare ale frecvenței de rotație.

Pentru a identifica tipul existent de aliniere incorectă se măsoară vibrațiile în direcție orizontală, verticală și axială, în ambele lagăre ale mașinii de acționare și ale mașinii acționate. Apoi se analizează spectrele de frecvență ale vibrațiilor măsurate în cele trei direcții. Primele trei armonici ale frecvenței de rotație pot apărea în spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe o anumită direcție, după cum urmează:

- a) pe direcție orizontală; în acest caz există o aliniere incorectă de tip nealiniertate prin paralelism vertical: arborele conducător este deplasat paralel și vertical față de arborele condus;
- b) pe direcție verticală: aliniere incorectă de tip nealiniertate prin paralelism orizontal;
- c) pe direcție axială; în acest caz există o aliniere incorectă de tip nealiniertate unghiulară;
- d) pe toate cele trei direcții; aici alinierea incorectă este de tip combinat, deci în acest caz există toate cele trei tipuri de aliniere incorectă (v. alinierea menționate a, b, c).

Dacă primele trei armonici ale frecvenței de rotație sunt distincte în spectrul de frecvență al vibrațiilor, există o aliniere incorectă, indiferent dacă amplitudinile vibrațiilor sunt reduse. În general se consideră că amplitudini reduse ale vibrațiilor indică mașini în bună stare de funcționare. Aceasta se confirmă în majoritatea cazurilor. Totuși există și cazuri în care chiar la amplitudini mici ale vibrațiilor pot apărea în timp probleme serioase de vibrații. Astfel chiar dacă se constată un caz de aliniere incorectă cu amplitudini mici ale vibrațiilor, acest defect conduce la o uzură mult mai rapidă a lagărelor sau a rulmenților respectivi, decât în cazul unei alinieri corespunzătoare. Atunci când valorile amplitudinilor vibrațiilor au ajuns destul de ridicate pentru a putea fi remarcate și în consecință analizate și se constată o aliniere incorectă, uzura cuzinetelor lagărelor sau a rulmenților este deja avansată. În aceste cazuri, înainte de efectuarea alinierii, trebuie înlocuite piesele uzate.

În multe cazuri defecte de aliniere incorectă rămân nedetectate și neremediate până la oprirea agregatului pentru înlocuirea pieselor deteriorate. De aceea pentru evitarea unei uzuri premature, se recomandă ca după efectuarea alinierii și punerea în funcțiune a agregatului, să se măsoare vibrațiile. În caz că se constată defecțiuni, acestea trebuie remediate imediat, pentru a nu se ajunge la o uzură prematură a pieselor în mișcare de rotație și la o scurtare nedorită a ciclului de funcționare al agregatelor.

Există multe tipuri, combinații și grade de aliniere incorectă. Semnalele obținute pot să varieze în funcție de tipul cuplajului, dimensiunile și diametrul arborelui, viteza de rotație. Pentru identificarea acestui defect, autorul lucrării de față, pe baza observațiilor sale, prezintă în continuare criterii originale specifice de identificarea unei alinieri incorecte.

Fig 3.5 reprezintă semnalul de timp și spectrul de frecvență al unui caz de aliniere incorectă. Se constată următoarele, care fiind remarcate la mai multe cazuri similare, constituie în același timp și criterii originale specifice de identificare pentru alinierea incorectă:

1. Primele trei armonici ale frecvenței de rotație ($1x$, $2x$ și $3x$) se disting clar în spectrul de frecvență. Relația dintre amplitudini poate fi semnificativă. Dacă amplitudinea celei de a doua armonici este mai mare decât prima și a treia armonică, arborele poate fi încovoiat.
2. Semnalul de timp conține o creștere rapidă a amplitudinii pe o parte și două vârfuri în direcție pozitivă pe cealaltă parte a fiecărei perioade. În timpul rotației, cuplajul se încovoie și apoi revine în poziția neîncovoiată, o dată în timpul fiecărei rotații complete. Când cuplajul se încovoie sunt generate trei vârfuri. Când cuplajul revine în poziția neîncovoiată este generată creșterea bruscă a amplitudinii, menționată mai înainte.
3. Semnalul de timp este trunchiat și este în fază, dar poate fi și defazat.
4. Duratele fiecărei jumătăți de rotație nu pot fi egale între ele. Aceasta se explică prin faptul că viteza de rotație a mașinii scade când cuplajul se încovoie și crește când cuplajul revine în poziția neîncovoiată.

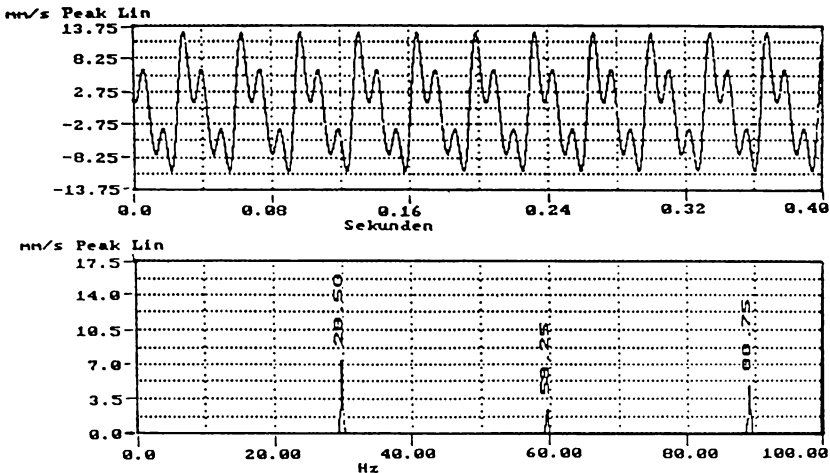


Fig. 3.5

3.4. Identificarea vibrațiilor la insuficiență strângere sau slăbire a îmbinărilor mecanice

Insuficiența strângere sau slăbire a îmbinărilor mecanice ale mașinilor poate să aibă loc sub diferite forme în funcție de tipul slăbirii, mărimea jocului, precum și cauzele de vibrații care se suprapun, ca de exemplu dezechilibrul, alinierea incorectă, rulmenți defecți etc.

În continuare se descrie un prim caz, care nu prezintă în spectrul de frecvență indicații tipice unei insuficiențe strângeri sau slăbirii a îmbinărilor mecanice, dar totuși prezintă o astfel de defecțiune.

Majoritatea agregatelor, compuse dintr-o mașină de acționare (motor) și o mașină acționată (pompa, ventilator etc.), sunt montate pe fundament prin intermediul unei plăci metalice sau unui cadru executat din profile metalice. Între placa metalică sau cadrul metalic și fundament sunt montate în cele mai multe cazuri și amortizoare tampon. Pe fundație este montată placa sau cadrul metalic cu ajutorul unor buloane, iar pe placă sau pe cadru se fixează cu șuruburi cele două mașini ale agregatului. La deteriorarea fundației sau insuficiența strângere sau slăbirea buloanelor dintre fundație și construcția intermediară apar în spectrul de frecvență al vibrațiilor mașinilor agregatului o amplitudine ridicată la frecvența de rotație ($1x$). Deoarece aceasta ar indica un dezechilibru, înainte de a se executa o echilibrare, este necesar mai întâi să se compare valorile vibrațiilor radiale verticale cu cele ale vibrațiilor radiale orizontale și apoi să se compare fazele acestor vibrații. În cazul insuficienței strângeri a buloanelor de fundație valorile vibrațiilor radiale verticale sunt vizibil mai mari decât valorile vibrațiilor radiale orizontale, măsurate în același punct. Prin analizarea fazelor vibrațiilor verticale, măsurate pe aceeași parte a agregatului (din stânga sau dreapta), pe fundament, pe placa intermediară sau pe cadrul intermediar și pe piciorul mașinii de pe partea respectivă, se poate determina mai exact dacă

creșterea amplitudinii se datorește unui dezechilibru sau unei strângeri insuficiente a buloanelor fundației. Dacă valorile măsurate ale fazelor, în pozițiile menționate, sunt defazate între ele cu aproximativ 180° , înseamnă că creșterea amplitudinii la frecvența $1x$ este cauzată de strângerea insuficientă a buloanelor fundației, deoarece din cauza acestui defect vibrațiile nu se pot reproduce identic la fiecare rotație. Insuficienta strângere a buloanelor de fundație nu constituie un caz des întâlnit în practică și nu constituie un caz tipic de strângerea insuficientă sau slăbirea îmbinărilor mecanice.

Cazuri tipice de insuficienta strângere sau slăbirea îmbinărilor mecanice se întâlnesc des în practică la șuruburile de fixare a picioarelor mașinilor, la șuruburile de fixare a carcaselor lagărelor pe suporturi etc. În toate aceste cazuri se constată, în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale, creșterea amplitudinii corespunzătoare frecvenței de rotație și a amonicilor ei, ca în fig. 3.6. În această figură este reprezentat semnalul de timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor verticale, măsurate pe carcasa lagărului unui ventilator cu o turație de 1780 min^{-1} , la care, prin funcționare, s-a slăbit un șurub de fixare a carcasei lagărului de suport. Prezența în spectrul de frecvență a unei amplitudini ridicate la frecvența de rotație de $29,67 \text{ Hz}$ ne-ar tenta să încercăm să reducem vibrațiile prin echilibrare. În acest caz o astfel de operație nu poate conduce la succes. Cu cât slăbirea, respectiv jocul îmbinării, este mai mare, cu atât amplitudinile amonicilor cresc, iar amplitudinea corespunzătoare frecvenței de rotație și valoarea nivelului global efectiv (RMS) al vibrațiilor pot să scadă.

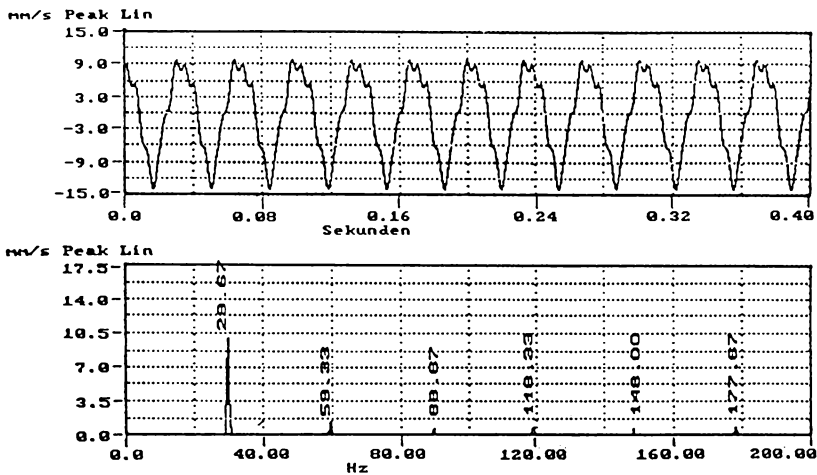


Fig. 3.6

Un stadiu mai avansat de slăbirea îmbinărilor mecanice se constată prin apariția în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale mașinii a unor linii spectrale (amplitudini) la valori fracționale ale frecvenței de rotație. Deci pot apărea linii spectrale la valori egale cu $1/2$, $1/3$, $1/4$ din frecvența de rotație, depinzând de tipul și gradul de slăbire al îmbinării. Frecvența fracțională este generată atunci când rotorul se mișcă neuniform la fiecare rotație x . Un astfel de exemplu este ilustrat în fig. 3.7. În acest caz șurubul de fixare al carcasei lagărului aceluiași ventilator cu turația de 1780 min^{-1} , prezentat în paragraful anterior, a fost slăbit cu circa $1/12-2$ rotații. Datorită acestei slăbiri, efectuate în continuare, la fiecare a doua rotație apare o deplasare unghiulară suplimentară mică, ca un fel de impuls, care determină apariția în spectrul de frecvență a unei amplitudini la frecvența de $1/2$ din frecvența de rotație, ca în fig. 3.7. Acest fenomen este ilustrat și la semnalul de timp din fig. 3.7, unde se observă că, la fiecare a doua rotație, valoarea amplitudinii este mai mare decât la rotația anterioară.

La slăbirea fixării inelului interior al unui rulment pe arbore, tipul de semnal generat depinde de tipul transmisiei cuplului motor de la motorul electric la mașina acționată. Dacă inelul interior

al rulmentului nu este fix pe arborele motorului electric de acționare, iar acesta transmite cuplul motor la mașina acționată (de ex. ventilator) prin curele trapezoidale, în spectrele de frecvență ale vibrațiilor radiale ale celor două mașini, măsurate pe carcasa lagărelor cu rulmenți ale acestora, apare o amplitudine mare la frecvența de rotație a arborelui, ca în cazul unui dezechilibru (v. fig. 3.2). Totuși semnalul de timp este distorsionat într-un anumit fel și nu arată ca cel

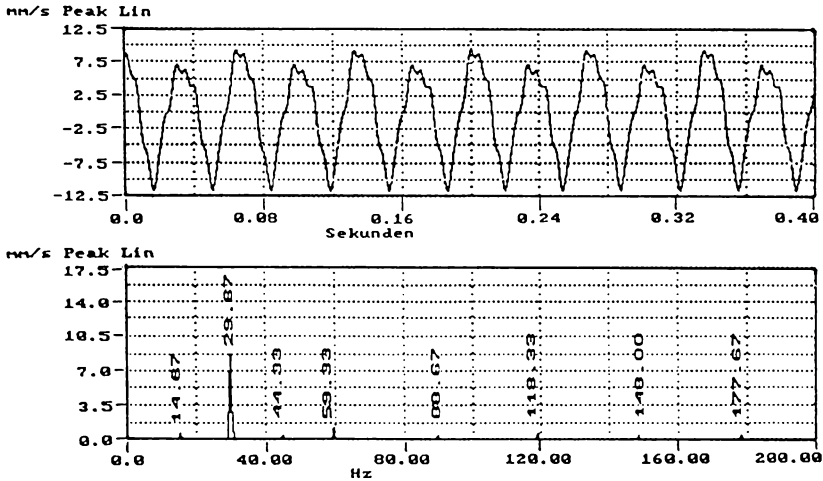


Fig. 3.7

din fig. 3.2. Astfel amplitudinea semnalului de timp poate să varieze, să fie trunchiată, să conțină armonici, să conțină bătăi sau durata să difere la fiecare jumătate de perioadă.

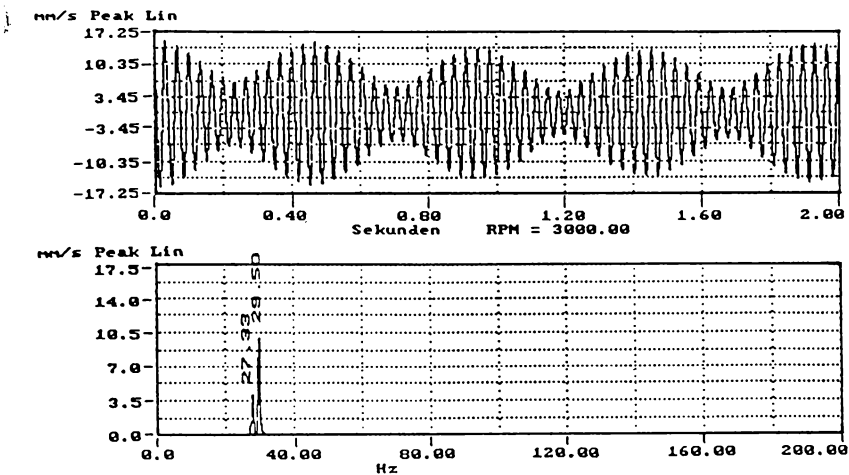


Fig. 3.8

La cuplarea directă a celor două mașini, dacă inelul interior al rulmentului, nefiind perfect fix pe arbore se rotește pe acesta ori cât de puțin, spectrele de frecvență ale vibrațiilor radiale, măsurate pe carcasa lagărelor mașinilor, pot conține o linie spectrală la frecvența de rotație a arborelui și o altă linie spectrală de amplitudine puțin mai redusă. Frecvența la care apare linia spectrală mai redusă este chiar frecvența de rotație a inelului interior al rulmentului. Diferența dintre valorile frecvențelor celor două linii spectrale menționate indică frecvența de rotație relativă a inelului interior al rulmentului față de arbore, ca în fig. 3.8, pentru cazul unui motor electric de 115 kW, cuplat direct cu o pompă centrifugă pentru apă de răcire. Semnalul de timp conține bătăi, cauzate de cele două frecvențe, care sunt pe rând în fază apoi defazate, una față de cealaltă.

Din analiza unui mare număr de cazuri de slăbirea fixării inelului exterior al rulmentului în carcasa lagărului, s-a constatat că în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale, măsurate pe carcasa lagărelor celor două mașini cuplate, apare distinct și armonică a patra (4x) a frecvenței de rotație. În fig. 3.9 este prezentat semnalul de timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale unui motor electric de 5 kW cu frecvența de rotație de 29,6 Hz, în funcțiune, necuplat, la care inelul exterior al unui rulment nu era fix în carcasa lagărului respectiv. Nivelul global măsurat al vibrațiilor acestui motor era de numai 2,5 mm/s și totuși exista o problemă serioasă de vibrații. În spectrul de frecvență din fig. 3.9 se distinge clar o linie spectrală la a 4-a armonică a frecvenței de rotație, dar în spectru sunt prezente și linii spectrale la a 2-a doua și a 3-a armonică a frecvenței de rotație. Aceste armonici, în mod normal, nu trebuie să apară în spectrul de frecvență, decât numai când motorul are defectul menționat. Stabilirea diagnozei în cazul slăbi-

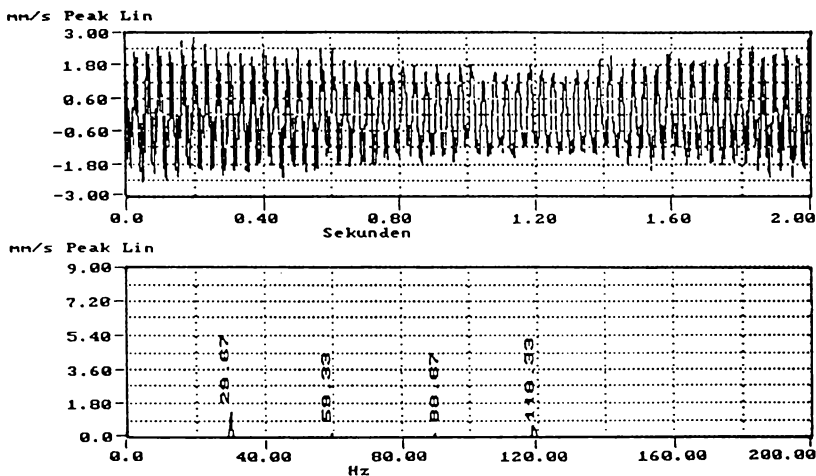


Fig. 3.9

ri fixării inelului exterior al unui rulment în carcasa lagărului trebuie făcută cu mare atenție, deoarece și la vibrațiile radiale ale altor mașini poate apare în spectrul de frecvență al acestora armonică a patra a frecvenței de rotație, fără să existe defectul menționat. Astfel dacă o pompă centrifugală sau un ventilator are patru palete montate pe rotor, în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale pompei sau ale ventilatorului apare de asemenea armonică a patra a frecvenței de rotație, care reprezintă frecvența de trecere a paletelor. Armonică a patra poate apare și în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale unui valț de presiune cu patru porțiuni cu profil mai înalt etc. Singura cale de a determina dacă într-adevăr există o slăbire a fixării inelului exterior al rulmentului în carcasă este de a măsura fazele și a analiza relația dintre faza celei de a patra armonici a frecvenței de rotație (4x) și faza frecvenței de rotație (1x). Dacă faza armonicii a patra este în fază cu faza frecvenței de rotație sau se mențin într-o relație constantă, înseamnă că fixarea inelului exterior al rulmentului în carcasă nu este slăbită.

Alte indicații de diagnoză pentru confirmarea existenței unui defect de slăbirea inelului exterior al unui rulment în carcasa lagărului sau a unui defect de slăbirea inelului interior al unui rul-

ment pe arbore se obțin prin calcularea și analizarea frecvenței caracteristice a inelului exterior, a inelului interior și a frecvenței de rotație a corpului de rulare (bilă, rolă, butoiaș) a rulmentului. Calcularea frecvențelor caracteristice ale componentelor rulmentului se execută pe baza relațiilor geometrice și cinematice ale rulmentului, în funcție de frecvența de rotație a arborelui (v. cap. 3. 8). Frecvențele caracteristice menționate ale rulmentului sunt determinate de frecvența de rotație relativă dintre inelul interior și inelul exterior. Dacă inelul interior se rotește pe arbore sau fixarea inelului exterior în carcasă este slăbită, frecvențele caracteristice ale acestor componente, care apar în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale lagărului cu rulmenți, au valori mai mici decât cele rezultate din calcul. Aici trebuie acordată o atenție deosebită la analiza rezultatelor și la tragerea concluziilor, deoarece dacă unghiul de contact dintre corpul de rulare și inel crește, frecvența de rostogolire a corpului de rulare pe inelul interior descrește. Astfel prin analiza corectă a frecvențelor caracteristice ale componentelor rulmentului se pot identifica de asemenea rulmenți care nu sunt bine fixați în carcasă sau pe arbore.

Ultimul stadiu de slăbirea îmbinărilor mecanice se constată adesea prin zgomot. Zgomotul poate fi de de bandă largă de frecvență, ca de exemplu "zgomot alb" sau de bandă îngustă, ca de exemplu "zgomot roz". În acest caz rotorul se rotește de o manieră neprevăzută și în spectrul de frecvență al vibrațiilor sale apar toate frecvențele posibile, ca în fig. 3.10. În această figură este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor unui rotor de ventilator, acționat de un motor electric de 5 kW, la care șuruburile de fixare a carcaselor lagărelor ventilatorului erau vizibil slăbite. Din cauza acestei slăbiri excesive ventilatorul producea și zgomot. Un astfel de spec-

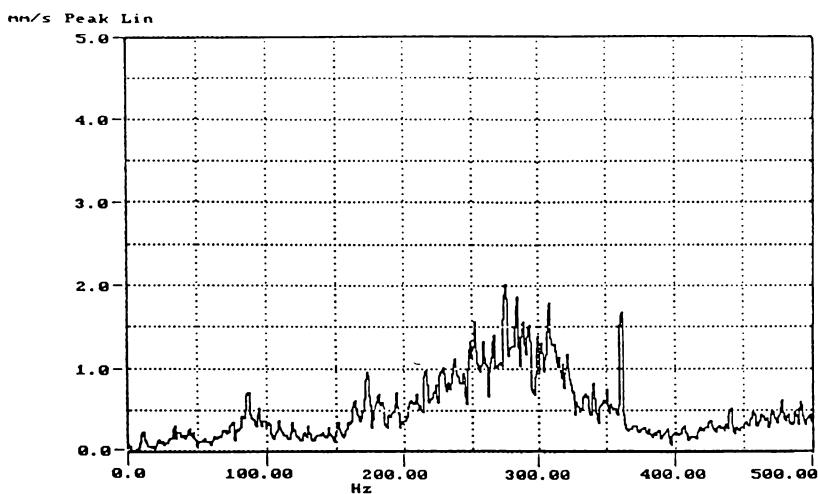


Fig. 3.10

tru de frecvență apare numai la mașini, care prezintă slăbiri excesive ale îmbinărilor mecanice sau la pompe cu cavitație. Dacă la o pompă apare fenomenul de cavitație, în spectrul de frecvență al vibrațiilor acestei pompe se observă un zgomot de bandă largă, evidențiat prin depărtarea curbei din spectru de axa frecvențelor, iar deasupra curbei apare frecvența caracteristică de trecere a paletelor. Cavitația este caracterizată și prin altele indicații de diagnoză, care vor fi prezentate în cap. 3.11.

Dacă o mașină începe să funcționeze cu zgomot, înseamnă că aceasta se va deteriora într-un interval de timp scurt (ore, zile, săptămâni), dar nu luni sau ani.

Diagnosticarea strângerii insuficiente sau a slăbirii îmbinărilor mecanice cu cât este făcută mai din timp, cu atât diagnoza este mai exactă. Cu cât aceasta se efectuează mai târziu, cu atât diagnoza este mai generală și mai puțin precisă. Astfel cu cât mai devreme sunt analizate defecte incipiente, ca de exemplu strângerea insuficientă a îmbinărilor mecanice, aliniere incorectă, rulmenți defecti etc., cu atât diagnosticarea acestora este mai exactă. În stadii avansate de defectare, când apare și un zgomot de bandă largă, chiar dacă prin diagnoză s-ar stabili ca

defect o strângere insuficientă a îmbinărilor mecanice, pot de fapt să existe și alte defecte, ca de exemplu arbore încovoiat, aliniere incorectă sau rulmenți defecti, ale căror frecvențe specifice nu pot fi observate în spectrul de frecvență, din cauza mascării lor de către frecvențele multiple existente în acest spectru. Printr-o diagnoză exactă se identifică întotdeauna cea mai serioasă cauză de vibrații, care adesea este o strângere insuficientă a îmbinărilor mecanice.

3.5. Identificarea frecvențelor de rezonanță

Rezonanța are loc atunci când frecvența unei forțe de excitație, aplicată unui sistem, se acordă cu o frecvență proprie a sistemului, cauzând o amplificare mare a vibrațiilor sistemului. Această amplificare depinde de amortizarea sistemului.

Frecvențele proprii pot fi excitate de o oscilație armonică dacă aceasta are suficientă energie să excite sistemul și dacă frecvența de excitație a acesteia are o valoare cuprinsă în banda de frecvență dintre cele două puncte de putere jumătate ale frecvenței proprii a sistemului.

În fig. 3.11 este prezentată schematic curba de răspuns $X(\omega)$ a unui oscilator liniar cu pulsația proprie ω_n , cu indicarea punctelor de putere jumătate la pulsațiile ω_1 , respectiv ω_2 ; punctele de putere jumătate au amplitudinea redusă la $1/\sqrt{2}$ din valoarea ei maximă, respectiv $X_{\max}/\sqrt{2}$ [sau punctele a căror amplitudine este mai mică cu 3 dB decât valoarea ei maximă, conform relației $20\log_{10}(1/\sqrt{2})$]. Lățimea benzii de frecvență dintre punctele de putere jumătate este notată cu $\Delta\omega$ și se calculează cu relația $\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$ [164].

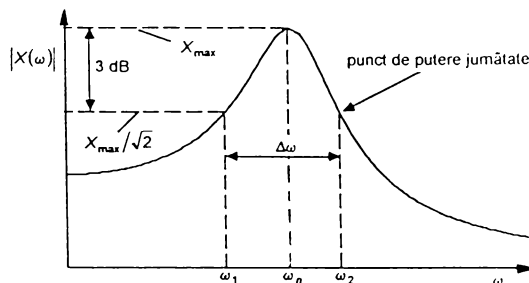


Fig. 3.11

Amortizarea sistemului poate fi determinată cu ajutorul factorului Q , denumit în electrotehnică și factor de calitate, dat de relația:

$$Q = \frac{1}{2D} \quad (3.4)$$

unde D este factorul de amortizare al lui Lehr [v. relația 1.36, pag. 15] și este raportul dintre coeficientul de amortizare vâscoasă c și coeficientul de amortizare critic c_c .

Amortizarea aproximativă a sistemului poate fi determinată cu ajutorul punctelor de putere jumătate (v. fig. 3.11)[164], deoarece

$$Q = \frac{\omega_n}{\Delta\omega} \quad (3.5)$$

respectiv

$$2D = \frac{\Delta\omega}{\omega_n} \quad (3.6)$$

relație valabilă pentru $D < 0,1$.

Rezonanța se recunoaște prin amplificarea mare a amplitudinii și schimbarea unghiului de fază al vibrațiilor. Astfel la rezonanță, în punctul în care frecvența de excitație coincide cu frecvența de rezonanță, se observă o schimbare a fazei cu 90° și valoarea acestei variații se apropie de 180° când mașina a trecut prin rezonanță (depinzând de amortizarea sistemului).

Frecvențele de rezonanță pot fi determinate pe trei căi:

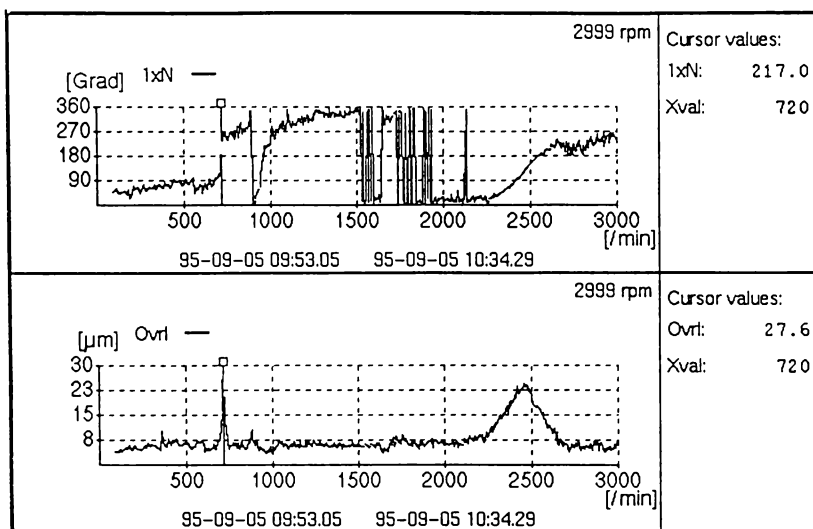
1. Prin calcul, cu ajutorul analizei modale respectiv a unor programe pe calculator. Un astfel de program este, de exemplu, programul american "Resonance and Deflection Calculator Program". Frecvențele de rezonanță calculate nu sunt exacte, dar valorile lor sunt foarte apropiate de cele reale.
2. Prin test practic cu ajutorul unui ciocan prin impact. La acest test se lovește arborele unui rotor cu un ciocan (v. fig. 1.2, pag. 3) și în același timp se măsoară răspunsul la impact al sistemului. Prin analizarea datelor obținute se determină de obicei prima frecvență de rezonanță.
3. Prin analizarea datelor vibrațiilor măsurate în timpul demarării sau a scoaterii din funcționare a mașinii respective la mașinile care funcționează în regim staționar cu o turație mai mare decât turația sau turațiile critice.

În fig. 3.12, a și b, se prezintă diagrama elongației și diagrama fazei vibrațiilor arborelui turbogeneratorului Centralei nucleare Leibstadt (1 100 MW) măsurate, în timpul demarării, în planul de măsurare 2B, în partea dreaptă a turbinei (v. fig. 2.40, pag. 78); diagramele prezentate au fost înregistrate cu sistemul de monitorizarea vibrațiilor Vibro-View ABB descris în cap. 2.3 (v. pag. 76). Diagramele din fig. 3.12, a, sunt identice cu cele din fig. 3.12, b, cu singura deosebire că în diagramele din fig. 3.12, a, este marcată cu cursorul turația la 720 min^{-1} , iar în cele din fig. 3.12, b, este marcată o a doua turație la 2454 min^{-1} . Turația de funcționare în regim staționar a turbogeneratorului este de 3000 min^{-1} .

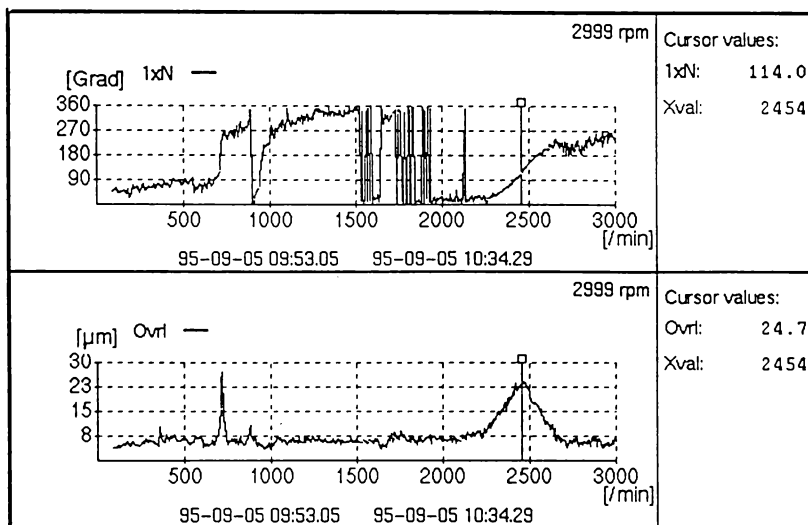
În diagrama elongației din fig. 3.12, a, se observă că la turația de 720 min^{-1} elongația este de circa patru ori mai mare decât cea la turație de regim de 3000 min^{-1} . În diagrama corespunzătoare a fazei se observă la turația de 720 min^{-1} o schimbare a fazei cu circa 90° . Ambele caracteristici, respectiv creșterea mare a elongației la turația de 720 min^{-1} cu schimbarea concomitentă a fazei cu 90° , confirmă că la această turație există un fenomen de rezonanță, deci turația de 720 min^{-1} este prima turație critică.

În diagrama elongației din fig. 3.12, b, la turația de 2454 min^{-1} se observă de asemenea o creștere a elongației de circa trei ori față de elongația la regim staționar. În diagrama din partea de sus a acestei figuri se observă mai clar schimbarea fazei, deoarece curba de răspuns fiind mai aplatizată, punctele de putere jumătate sunt mai depărtate unul de celălalt. Astfel la începutul curbei de răspuns valoarea fazei este de circa 24° , în punctul în care frecvența de excitație coincide cu frecvența proprie, respectiv la turația de 2454 min^{-1} , faza are valoarea de 114° , iar la terminarea curbei de răspuns faza are valoarea de circa 204° . Deci de la începutul până la sfârșitul curbei de răspuns valoarea fazei variază cu 180° , caracteristică cu care se identifică un fenomen de rezonanță. Creșterea mare a elongației și variația caracteristică a valorii fazei în jurul turației de 2454 min^{-1} confirmă că această turație este de asemenea o turație critică, deci a doua turație critică.

La demararea turbogeneratorului după revizie, deci în stare rece, turația nu poate fi mântă continuu până la turația de regim, deoarece astfel sistemul nu ar avea timp să se încălzească uniform și s-ar produce încovoieri cu avarieri grave. De aceea la demararea turbogeneratorului, în stare rece, mărirea turației se execută în trepte, pentru a da posibilitate întregului sistem (lagăre, arbori, rotoți, statori) să atingă uniform temperaturile de regim, să se asigure o ungere corespunzătoare și să se evite astfel eventuale deteriorări. Pentru aceasta treptele de turație intermediară, la care turația arborelui turbogeneratorului se menține constantă o anumită perioadă de timp pentru atingerea temperaturilor respective, trebuie astfel alese pentru a nu coincidă cu una din turațiile critice. Pentru turbogeneratorul menționat, aceste trepte de turație intermediară sunt următoarele: 600 min^{-1} timp de circa $1/2 \text{ h}$ și 2000 min^{-1} de asemenea timp de circa $1/2 \text{ h}$. S-a ales prima treapă la turația de 600 min^{-1} , deoarece în alte planuri de măsurare a vibrațiilor arborelui turbogeneratorului s-au constatat turații critice în jurul turației de 500 min^{-1} . Desigur mărirea turației de la treapta intermediară de turație mică de 600 min^{-1} până la treapta intermediară de turație mare de 2000 min^{-1} , respectiv până la turația de regim de 3000 min^{-1} , nu se continuă decât dacă temperaturile lagărelor și ale celorlalte organe ale sistemului la turațiile menționate au fost atinse.



a)



b)

Fig. 3.12

În general, dacă în cursul funcționării în regim staționar a unei mașini cu piese în mișcare de rotație se constată că frecvența de rotație, din diferite cauze, este foarte apropiată de o frecvență proprie a sistemului și poate să conducă la rezonanță, este necesar să se modifice frecvența proprie respectivă printr-una din metodele cunoscute ale analizei modale (modificarea rigidității, a masei etc.). Prin modificarea frecvenței de rotație este de asemenea posibilă evitarea unei zone de rezonanță, dar în majoritatea cazurilor aceasta nu poate fi realizată din motive tehnice.

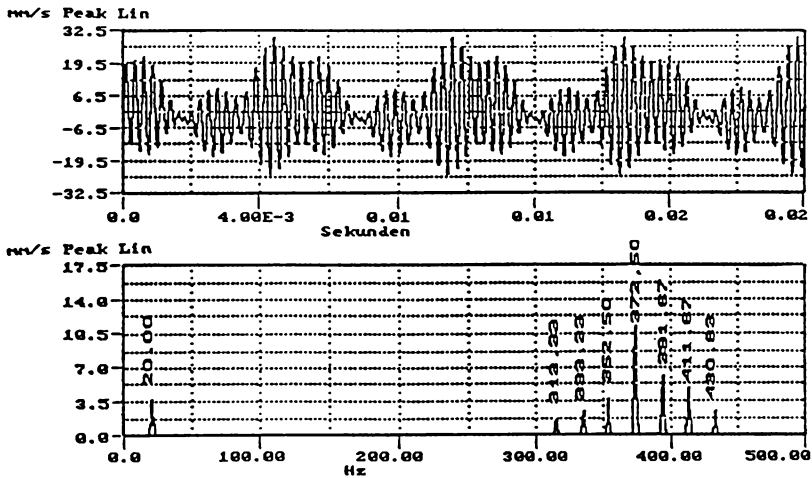
3.6. Identificarea vibrațiilor la frecare, vibrații cu impulsuri

La frecarea a două suprafețe în contact cu degajare de căldură zgomotul generat, respectiv vibrațiile generate, sunt de bandă largă.

O formă de frecare întâlnită în activitatea de monitorizarea vibrațiilor este frecarea rotorului. Când piese în mișcare de rotație lovesc puternic piese fixe, o dată sau de mai multe ori în timpul fiecărei rotații, spectrele vibrațiilor radiale ale acestora sunt similare cu cele existente la insuficiența strângere sau slăbirea îmbinărilor mecanice (v. cap. 3.4). Când la fiecare rotație are loc o atingere sau un impact este generat adesea și un impuls. Valoarea inversă a perioadei dintre impulsuri este frecvența de rotație.

O frecare poate astfel avea loc la multiplii ai frecvenței de rotație. De exemplu, dacă fiecare paletă a unui rotor în mișcare de rotație atinge/lovește o altă piesă, vibrațiile generate vor avea frecvența de trecere a paletelor, care este egală cu produsul dintre numărul de palete de pe rotor și frecvența de rotație a rotorului. Linia spectrală la frecvența de trecere a paletelor poate avea benzi laterale de frecvență, depinzând de caracteristicile semnalului de timp. Dacă semnalul de timp conține impulsuri, amplitudini și/sau frecvențe de modulație, benzi laterale vor fi prezente în spectru.

Frecarea, produsă prin atingerea/lovirea unei piese fixe de către o piesă în mișcare de rotație, se evidențiază în spectrul de frecvență al unor astfel de vibrații printr-o serie de linii spectrale. Diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate este egală cu frecvența de rotație a piesei în rotație. Linia spectrală, care are cea mai mare amplitudine, poate avea de asemenea frecvența egală cu produsul dintre numărul de atingeri/loviri într-o perioadă și frecvența de rotație sau o frecvență proprie excitată. În fig. 3.13 este reprezentat semnalul de timp și spectrul de frecvență ale vibrațiilor radiale ale unui ventilator de răcire al unui motor. Rotorul ventilatorului are 19 palete și frecvența de rotație de 20 Hz. Fiecare paletă atinge rama ventilatorului în timpul unei rotații complete a rotorului. În acest caz linia spectrală ar trebui să fie la 380 Hz, dar, după cum se vede în fig. 3.13, ea se află la 372,5 Hz, care este o frecvență proprie/rezonantă a sistemului. Diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate este chiar frecvența de rotație a rotorului. Dacă apar în spectru două serii de linii spectrale, înseamnă că două frecvențe proprii au fost excitate.



Un impuls este cauzat de o atingere sau un impact. Caracteristicile unui impuls, care pot fi măsurate și care prezintă interes în acest capitol, sunt următoarele: periodicitatea (numărul total al repetițiilor impulsurilor în timpul unei perioade); amplitudinea; durata de amortizare.

Numărul total al repetițiilor indică cât de des are loc un impuls. Dacă în timpul unei perioade are loc un singur impuls, frecvența acestora este egală cu frecvența de rotație. Când are loc mai mult de un impuls la fiecare perioadă, impulsurile pot apare aleator în domeniul de timp. Spectrul de frecvență va conține o serie de linii spectrale și diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate va fi de asemenea egală cu frecvența de rotație. Dacă două impulsuri au loc în timpul unei rotații, fiecare a doua linie spectrală va avea amplitudinea mai mare, așa cum se vede în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale ventilatorului din fig. 3.14. Dacă patru impulsuri au loc la fiecare rotație, fiecare a patra linie spectrală va avea amplitudinea mai mare ș. a. m. d.

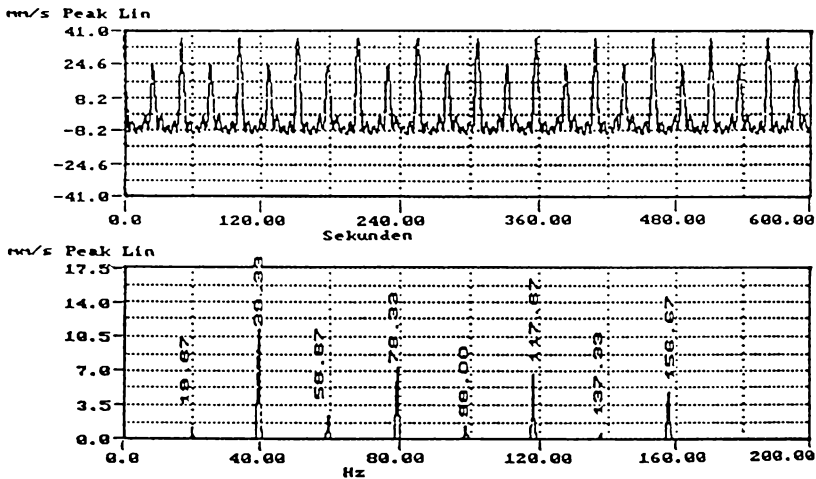


Fig. 3.14

Impulsuri pot avea loc și la alte frecvențe, ca de exemplu la frecvența de rostogolire a bilelor unui rulment pe inelul interior sau exterior al acestuia, la frecvența de angrenare a două roți dințate etc.

Impulsuri pot avea loc și aleator. Când au loc impulsuri aleatoare, în spectrul de frecvență apar vibrații de bandă largă, piesa în rotație fulează și produce zgomot; în acest caz avarierea este iminentă.

Amplitudinea impulsurilor depinde de intensitatea acestora, de rezonanța, de amortizarea și de încărcarea sistemului. Amplitudinea impulsurilor în domeniul de timp poate fi foarte mică sau foarte mare, depinzând de caracteristicile menționate. În domeniul de frecvență, liniile spectrale pot fi de amplitudine foarte joasă până la o valoare invisibilă din cauza energiei reduse sau a lipsei de energie între impulsuri. Din această cauză, impulsurile sunt adesea ignorate, dacă domeniul de timp nu este analizat. Dacă se presupune impulsuri, este necesară măsurarea vibrațiilor cu un accelerometru, care poate capta mai bine impulsurile și trebuie efectuată și o analiză a semnalelor de timp.

Un impuls poate fi "gol" numit și "vid", ceea ce înseamnă că nu conține nici o frecvență. Un impuls "gol" are loc când o frecvență proprie nu este excitată. În acest caz frecvența fundamentală (prima armonică) în spectrul de frecvență va avea o amplitudine foarte redusă sau chiar invisibilă. Aici armonica a doua, a treia, a patra, a cincia etc., poate avea o amplitudine mai ridicată, ca de exemplu în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale unui ventilator, al cărui rotor are o frecvență de rotație de 19,67 Hz, din fig. 3.15. Dacă impactul excită o frecvență proprie, impulsul conține frecvența excitată și în spectrul de frecvență apar o serie de linii spectrale în jurul frecvenței excitate (v. fig. 3.13). Amplitudinea poate fi foarte mică, dacă semnalul este amortizat, deoarece în acest caz energia este mică sau nu există deloc energie între impulsuri.

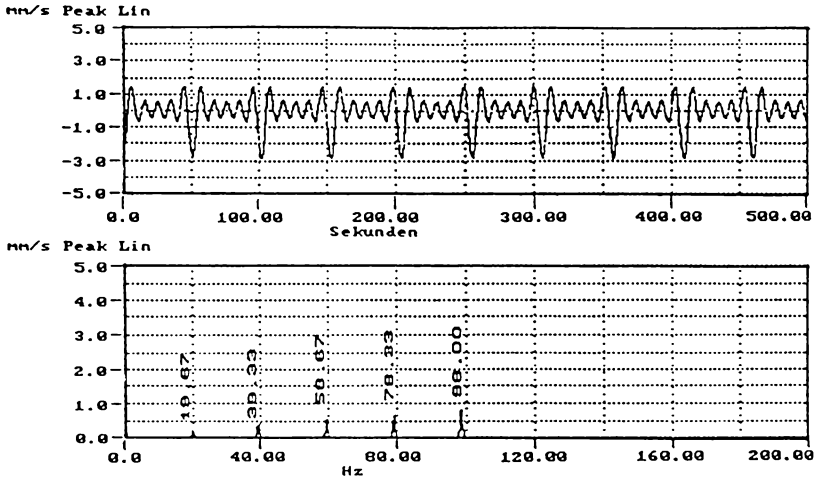


Fig. 3.15

De îndată ce parametrii impulsurilor au fost determinați, în anumite cazuri poate fi dificil de identificat defectul respectiv. Aceasta, deoarece mai multe defecte pot cauza impulsuri la frecvența de rotație. În continuare se menționează, ca exemple, câteva defecte care cauzează vibrații cu impulsuri:

- când cele două jumătăți ale unui cuplaj nu sunt perfect aliniate și se lovesc între ele o dată la fiecare rotație;
- strângeri insuficiente sau slăbiri ale îmbinărilor lagărelor;
- o fisură de-alungul circumferinței unei role;
- rulment cu un inel interior fisurat;
- un dinte rupt, fisurat sau știrbit al unei roți dințate;
- o fantă prin care iese abur;
- capace de canale insuficient strâse sau slăbite etc.

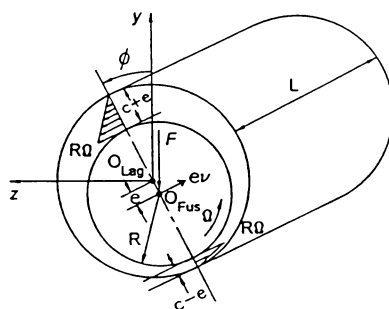
De aceea în cazul apariției de vibrații cu impulsuri, trebuie analizate cu atenție caracteristicile semnalului de timp și ale liniilor spectrale în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale și axiale, precum și valorile corespunzătoare ale unghiurilor de fază. Astfel se pot identifica corect cauzele vibrațiilor, se poate efectua o diagnoză exactă a defectelor și o estimare cât mai reală a gravității acestora, în vederea prevenirii unor avarii grave.

3.7. Cauzele și identificarea vibrațiilor la lagăre cu alunecare

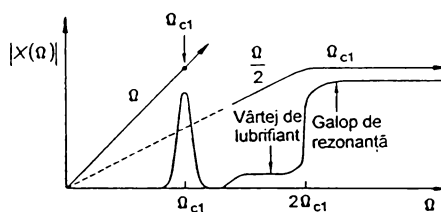
Cauzele vibrațiilor lagărelor cu alunecare, în afară de frecarea, care a fost tratată în subcapitolul anterior, sunt vârtejul sau turbionul de lubrifiant (în l. engleză "oil whirl") și galopul de rezonanță (în l. engleză "oil whip").

Vârtejul de lubrifiant este un fenomen, care apare la anumite lagăre cu alunecare cu o încărcare ușoară. Acesta este cauzat atunci când componenta rotitoare împinge filmul de lubrifiant în sus și în fața fusului arborelui. În acest caz, fusul tinde să se rostogolească peste frontul filmului de lubrifiant și execută o mișcare suplimentară sub formă de vârtej în direcția de rotație, în timp ce se rotește în jurul axei sale cu frecvența de rotație.

La o încărcare F a lagărului cu alunecare, de valoare mică, presiunea filmului de lubrifiant este neînsemnată și centrul de masă al fusului rămâne apropiat de centrul lagărului, excentricitatea e fiind foarte mică în comparație cu jocul radial c , așa cum se vede în fig. 3.16 a, în care O_{Lag} este centrul lagărului, O_{Fus} - centrul fusului, L - lungimea lagărului, R - raza fusului, Ω - viteza unghiulară a fusului, ν - viteza de rotație a centrului fusului, ϕ - unghi de deplasare.



a)



b)

Fig. 3.16

Debitul de lubrifiant (între fus și lagăr) în spre și din spre spațiul convergent al jocului fusului, Q_{in} și Q_{ex} , se calculează cu următoarele relații, cunoscute din teoria mecanicii fluidelor [49]:

$$Q_{in} = \frac{1}{2} LR \Omega (c + e) \quad (3.7)$$

$$Q_{ex} = \frac{1}{2} LR \Omega (c - e).$$

Deoarece presiunea dezvoltată în filmul de lubrifiant al lagărului cu încărcare mică este neînsemnată, un vârtej mic de viteză redusă este indus pentru echilibrarea curenților în spre și din spre spațiul jocului fusului. Fusul este împins din poziția lui staționară de forța $e\nu$; echilibrul curenților este dat de relația următoare:

$$Q_{in} = Q_{ex} + 2LRe\nu \quad (3.8)$$

Înlocuind relațiile (3.7) în relația (3.8) se obține:

$$\nu = \frac{1}{2} \Omega. \quad (3.9)$$

Deci fusul se rotește, sub forma unui vârtej în sensul de rotație al fusului, cu o viteză unghiulară egală cu jumătatea vitezei unghiulare a fusului, pentru a menține echilibrul lubrifiantului; acest fenomen este cunoscut sub numele de vârtej de lubrifiant. În practică frecvența vârtejului de lubrifiant f_M în lagărele cu alunecare este mai mică decât jumătatea frecvenței de rotație a fusului f_n , respectiv $f_M = (0,42 \dots 0,48) f_n$. Valoarea frecvenței vibrațiilor cauzate de vârtejul de lubrifiant este dată de viteza medie a lubrifiantului, cu o oarecare alunecare.

La un rotor flexibil, instabilitatea cauzată de vârtejul de lubrifiant cauzează vibrații excesive, datorită condițiilor de rezonanță generate de viteza de rotație a rotorului, când valoarea acesteia este mai mare decât prima viteză critică Ω_{c1} ; acest fenomen este cunoscut sub numele de galop de rezonanță. Limita de instabilitate este la circa $2\Omega_{c1}$ și galopul de rezonanță are loc atunci când viteza unghiulară a rotorului, respectiv a fusului, Ω , atinge valoarea egală cu $2\Omega_{c1}$, așa cum se vede în fig. 3.16 b, rotorul vibrând foarte puternic cu frecvența și modul corespunzător primei viteze unghiulare critice, chiar dacă viteza de rotație crește în continuare. În fig. 3.16 b s-a notat cu $|X(\Omega)|$ elongația vibrației. În acest caz frecvența vibrațiilor este mai mică decât frecvența de rotație; aceste vibrații se numesc de către unii cercetători și vârtej subsincronic.

În fig. 3.17 sunt prezentate semnalul de timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale unei turbine, în ale cărei lagăre cu alunecare are loc un vârtej de lubrifiant. Această turbină cu abur acționează o pompă de răcire cu apă a izolației reactorului nuclear, puterea pompei fiind de 610 kW. Turbina are o frecvență de rotație de 93 Hz și vibrațiile cauzate de vârtejul de lubrifiant

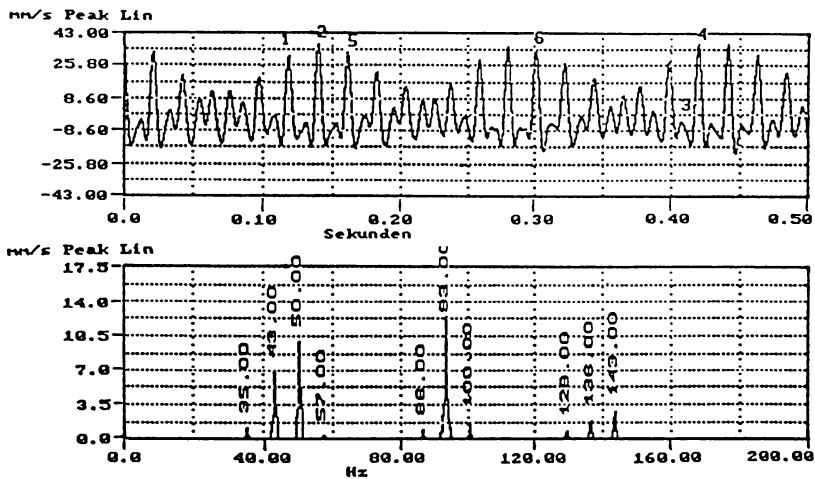


Fig. 3.17

au frecvența de 43 Hz. La majoritatea mașinilor la care au loc vârtejuri de lubrifiant poate fi auzit un zgomot asemănător unor ciocănituri. Acest tip de zgomot este generat din cauză că vârtejul de lubrifiant nu are loc în mod continuu. Astfel fusul arborelui execută câteva vârtejuri, apoi se rotește fără vârtejuri și după câteva rotații execută din nou câteva vârtejuri. Această mișcare intermitentă poate să producă un zgomot asemănător unor ciocănituri. Perioada de timp dintre punctele 1 și 2 din diagrama semnalului de timp din fig. 3.17 este de 0,02325 s sau 43 Hz, care indică un vârtej de lubrifiant; frecvența acestuia de 43 Hz reprezintă 46,24 % din valoarea frecvenței de rotație a turbinei. Perioada de timp dintre punctele 3 și 4 este de 0,01075 s sau 93 Hz, care este frecvența de rotație a turbinei. Perioada de timp dintre punctele 5 și 6 este de 0,1428 s sau 7 Hz. În spectrul de frecvență se vede o linie spectrală la 50 Hz, respectiv 43 Hz + 7 Hz. La această frecvență avem valoarea maximă a vârtejului de lubrifiant, care reprezintă banda laterală de frecvență de 7 Hz din dreapta frecvenței propriu-zise a vârtejului. În

spectrul menționat se observă și o linie spectrală la 36 Hz, respectiv 43 Hz - 7 Hz, care indică banda laterală de frecvență din stânga frecvenței vârtejului de lubrifiant.

Linia spectrală la frecvența de rotație a turbinei de 93 Hz are de asemenea benzi laterale de frecvență de 7 Hz, indicate de liniile spectrale la 100 Hz și 86 Hz. O altă linie spectrală apare la 136 Hz, adică la 43 Hz + 93 Hz, care este suma dintre frecvența vârtejului de lubrifiant și frecvența de rotație a turbinei. Frecvența de 136 Hz are de asemenea benzi laterale la plus și minus 7 Hz, marcate prin liniile spectrale la 143 Hz și 129 Hz.

Trebuie remarcat că linia spectrală la 50 Hz, care indică o bandă laterală de frecvență a frecvenței vârtejului de lubrifiant, are o amplitudine mai mare decât cea la frecvența discretă de 43 Hz. Amplitudinea liniei spectrale a unei benzi laterale de frecvență nu poate fi mai mare decât valoarea amplitudinii liniei spectrale la frecvența discretă, decât în cazul când linia spectrală a benzii laterale coincide cu o frecvență de rezonanță sau conține mai multă energie decât frecvența discretă.

Lagărele cu alunecare, care prezintă fenomene de vârtej de lubrifiant și galop de rezonanță, trebuie reprojctate, pentru eliminarea unor astfel de fenomene periculoase în funcționarea mașinilor.

Există însă și măsuri temporare, care pot fi luate numai ca măsuri de urgență și pe un interval scurt de timp pentru reducerea fenomenelor distructive menționate. Ca măsură temporară se menționează schimbarea vâscozității lubrifiantului prin reglarea temperaturii acestuia sau utilizarea unui alt lubrifiant. O altă măsură temporară este de a mări încărcarea lagărelor prin diverse metode. Astfel prin introducerea unei mici neliniarități la alinierea componentelor se poate mări încărcarea în lagăre și se pot reduce vibrațiile nedorite cauzate de vârtejul de lubrifiant, măsură aplicată cu succes în practică, dar care nu se recomandă decât pe perioade foarte scurte.

Vârtejul de lubrifiant se agravează în cazul unui joc excesiv în lagăr. Caracteristicile vibrațiilor într-un astfel de caz sunt identice cu cele cauzate de insuficienta strângere sau slăbirea îmbinărilor mecanice. Mișcarea suplimentară a fusului arborelui în lagăr poate fi redusă prin creșterea încălcării arborelui. Încărcarea împinge fusul spre o parte a lagărului și limitează libertatea acestuia în mișcare, dar în anumite cazuri poate conduce la frecări din cauza întreruperii filmului de lubrifiant, respectiv la avarii grave.

Pentru eliminarea fenomenelor de vârtej de lubrifiant și galop de rezonanță la mașini cu mișcare de rotație și lagăre cu alunecare, încărcare fixă și viteză de rotație constantă, se pot lua următoarele măsuri [129]:

1. Mărirea vitezei critice Ω_{c1} prin mărirea diametrului arborelui.
2. Mărirea excentricității fusului la echilibru prin:
 - scurtarea efectivă a lungimii lagărului, L , prin executarea unui canal circumferențial de lubrifiant la mijlocul dimensiunii L ;
 - mărirea jocului c în lagăr;
 - micșorarea vâscozității lubrifiantului.
3. Executarea unui lagăr cu cuzineți cu buzunare pentru lubrifiant sau cu cuzineți mobili, tip segment.
4. Mărirea sistemului de amortizare prin executarea de amortizoare a presiunii lubrifiantului.

3.8. Cauzele și identificarea vibrațiilor la lagăre cu rostogolire, rulmenți

Una dintre sursele frecvente de vibrații la mașini cu componente rotitoare o constituie lagărele cu rostogolire, respectiv rulmenții, care pe măsura deteriorării stării lor tehnice, generează vibrații din ce în ce mai puternice [217].

Pentru detectarea rulmenților defecți ai agregatelor în funcționare se utilizează în practică diferite metode. Astfel un mecanic cu experiență în repararea și întreținerea utilajelor, prin simpla ascultare a zgomotului unui rulment, prin intermediul unei șurubelnițe, poate să aprecieze în mod aproximativ, dacă un rulment este defect.

Ca metode de determinare a rulmenților defecți, prin măsurarea și analizarea semnalelor obținute, pot fi menționate câteva dintre acestea, ca de exemplu:

- a) metoda prin măsurarea impulsurilor SPM (SPM = Shok Pulse Method);
- b) metoda Kurtosis;
- c) metoda prin măsurarea așa-numitei "Spike Energy";
- d) metoda prin identificarea frecvențelor cinematice în spectrul de frecvență al vibrațiilor rulmenților.

În continuare se descrie ultima metodă menționată și anume metoda de determinare a defectelor rulmenților prin calcularea frecvențelor cinematice ale componentelor rulmentului și

identificarea acestora în spectrul de frecvență al vibrațiilor, măsurate într-un punct cât mai apropiat de poziția rulmentului în cauză. Din identificarea menționată rezultă diagnoza respectivă, care, pe baza experienței acumulate, poate fi considerată ca cea mai precisă.

Moduri de vibrații. Când un rulment se rotește, în inelul exterior iau naștere vibrații, deoarece forțele care acționează asupra acestuia nu sunt constante și variază în timp. Această variație este funcție de frecvența de rotație a unei sau a altei componente a rulmentului, frecvențe calculate în cadrul acestui subcapitol. Forțele care acționează asupra inelului exterior sunt concentrate în punctele de contact dintre corpurile de rulare și inelul exterior. Moduri de vibrații de extensiune iau naștere când suma valorilor absolute ale forțelor radiale variază în timp (fig. 3.18 a); vibrații ale corpului rigid au loc când rezultanta forțelor radiale este diferită de zero (fig. 3.18 b); vibrații de încovoiere se produc când forțele nu sunt uniform distribuite (fig. 3.18 c). Se precizează că acestea sunt vibrații forțate și nu sunt vibrații proprii. În fig. 3.18 s-a notat centrul inelului exterior al rulmentului cu O_{IE} , centrul inelului interior - cu O_{II} , timpul - cu t_1 , t_2 respectiv t_3 , unghiul de rotație - cu β_1 respectiv β_2 , în rad.

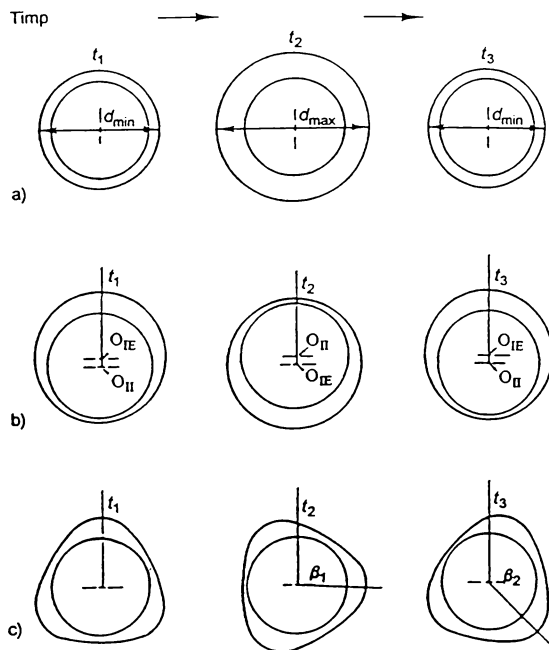


Fig. 3.18

Vibrațiile care iau naștere la rotirea unui rulment nu pot fi anulate complet. Chiar dacă rulmentul este perfect în ceea ce privește forma (spre exemplu, ambele inele și corpurile de rulare sunt perfect circulare, corpurile de rulare au exact același diametru și sunt perfect simetrice), totuși iau naștere vibrații de încovoiere, deoarece forțele radiale sunt concentrate în punctele de contact și deci nu sunt uniform distribuite; inelul exterior se încovoiește în afară exact în partea opusă a corpurilor de rulare și se încovoiește în spre interior înspre aceștia. Oricum căile de rulare pot avea defecte locale, ca de exemplu zgârieturi sau răzuiri, fragmentări sau exfolieri etc. De

asemenea pot exista murdării în lubrifianț sau corpurile de rulare nu se mișcă regulat din cauza unei ungeri insuficiente.

În consecință vibrațiile unui rulment constau din totalitatea vibrațiilor forțate și elastice ale componentelor lui. Aceste mișcări iau naștere în urma excitațiilor exterioare și a acțiunii forțelor opuse, care apar datorită proprietăților elastice. Excitația principală o constituie mișcarea de rotație a arborelui. Prin rostogolirea corpurilor de rulare pe căile de rulare cu abateri reale de la geometria ideală netedă, ca de exemplu ovalizare, undulații, rugozități etc., se induc excitații suplimentare. Astfel vibrațiile unui rulment sunt influențate mai ales de următoarele:

- construcția și calitatea finisării rulmentului;
- calitatea montajului;
- modul de încărcare;
- turația;
- condițiile, care rezultă din mediul înconjurător la locul de funcționare al mașinii;
- murdăria din lubrifianț;
- ungerea insuficientă;
- defectele, adică tipul și gradul procesului de deteriorare, care este în curs de desfășurare.

Cinematica și relațiile cinematice. În funcție de excitații se produc vibrații periodice, pseudo-periodice și aleatoare într-un domeniu de frecvență de la 0 Hz până la 300 kHz, care sunt transmise carcasei de către inelul exterior al rulmentului.

Frecvența caracteristică a mișcării de rotație a arborelui este frecvența de rotație:

$$f_{n_k} = k \cdot \frac{n}{60} \text{ Hz} \quad (k = 1, 2, 3 \dots) \quad (3.10)$$

unde n , în min^{-1} , este turația arborelui, iar k - ordinul amonicii.

Rotorul, datorită proprietăților sale elastice, este excitat de către componentele forțelor sincrone cu turația arborelui, ca de exemplu cele rezultate din dezechilibrul rezidual sau cuplaj cu ajustare necorespunzătoare (excentric sau semideschis), rezultând o vibrație prin încovoiere, amonică forțată, a arborelui. Vibrația sinusoidală ideală este perturbată de neliniarități ale fenomenului tensiune-întindere al arborelui, de neliniarități ale rigidității suporturilor, de variații ale momentului de acționare și în special de un mare număr de alte solicitări nedorite. Astfel sunt determinate armonici ale frecvenței de rotație. A doua amonică a frecvenței de rotație, f_{n_2} , rezultă în general din partea motorului de acționare. Armonici superioare f_{n_k} ($k = 3, 4, 5 \dots$) rezultă din cauza unor deformații simetrice ca armonici de ordin impar ale frecvenței de rotație, iar la deformații asimetrice, ca armonici de ordin par. Aceste armonici se micșorează - în funcție de gradul de distorsiune - mai puțin liniar, de cele mai multe ori patratic, astfel încât acțiunea lor este ușor detectabilă până la a cincea amonică.

Mișcarea corpurilor de rulare în colivie și pe căile de rulare, care caracterizează tipul și nivelul vibrațiilor, ciclul și durata de solicitare, generează pe căile de rulare forțe de compresiune periodice. Aceste forțe de compresiune ale rulmentului cauzează deformații, care la rândul lor generează vibrații periodice.

Determinarea vitezelor periferice și a vitezelor de rostogolire ale corpurilor de rulare pe căile de rulare, precum și a frecvențelor cinematice rezultante este de importanță deosebită pentru tehnica de diagnoză, deoarece aceste frecvențe sunt componente ale spectrului de frecvență al vibrațiilor rulmentului și ale arborelui motor și pot fi înregistrate cu ajutorul tehnicii de măsurare. Prin determinarea relațiilor cinematice se obțin informații esențiale privind solicitarea și starea de deteriorare, ca de exemplu:

- mișcarea corpurilor de rulare în raport cu căile de rulare;
- mișcarea coliviei în raport cu corpurile de rulare;
- felul și mărimea momentelor de frecare.

Relațiile mișcării vor fi tratate pentru cazul general al unui rulment radial-axial cu bile, la care inelul exterior stă fix, iar cel interior se mișcă cu turația n . În fig. 3.19 se prezintă geometria și relațiile de mișcare ale unui rulment radial-axial cu bile, în care 1 este inelul exterior, 2 - bilă, 3 - inelul interior; D_E - diametrul căii de rulare a inelului exterior, d_m - diametrul mediu al rulmentului, D_I - diametrul căii de rulare a inelului interior, D_W - diametrul corpului de rulare W ; v_E - viteza periferică a punctului de contact E; v_W - viteza centrului corpului de rulare; v_I - viteza periferică a punctului de contact I; v_{I1} - viteza periferică a căii de rulare a inelului interior; ω_{I1} - viteza unghiulară a inelului interior; α - unghiul de contact; n - turația.

Relațiile geometrice și cinematice ale unui rulment depind esențial de încărcare. Ele determină fenomenele care se produc la suprafețele în contact. Mișcarea reală pe care o efectuează un rulment radial-axial cu bile este suma dintre o mișcare pură de rostogolire și o mișcare elicooidală în punctele de contact. O mișcare pură de rostogolire în rulment are loc numai când prelungirile liniilor de contact ale corpurilor de rulare cu căile de rulare se întretaie într-un punct situat pe axa de rotație a rulmentului (în cazul limită la infinit).

Pentru simplificarea deducerii relațiilor cinematice se fac următoarele premize:

- 1) în punctul de contact are loc o rulare ideală fără alunecare;
- 2) influența forțelor de inerție este neglijabilă;
- 3) unghiul de contact α are aceeași valoare pentru inelul exterior și pentru inelul interior.

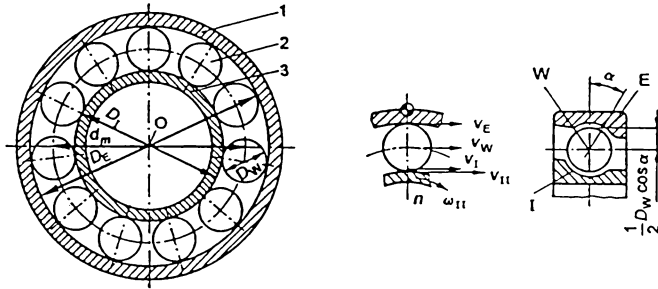


Fig. 3.19

Fiecare punct de contact al bilei cu ambele căi de rulare are aceeași viteză unghiulară ω în raport cu axa de rotație a rulmentului ca și centrul corpului de rulare:

$$\omega_{EO} = \omega_{WO} = \omega_{IO}. \quad (3.11)$$

În consecință viteza periferică a acestor puncte de contact se calculează cu relațiile:

$$v_E = \frac{1}{2} \omega_{WO} \cdot (d_m + D_W \cdot \cos \alpha), \quad (3.12)$$

$$v_I = \frac{1}{2} \omega_{WO} \cdot (d_m - D_W \cdot \cos \alpha). \quad (3.13)$$

Introducând

$$\omega_{WO} = \frac{v_W}{\frac{1}{2} \cdot d_m} \quad (3.14)$$

în relațiile (3.12) și (3.13), se obține:

$$v_E = v_W \cdot \left(1 + \frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right), \quad (3.15)$$

$$v_I = v_W \cdot \left(1 - \frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right). \quad (3.16)$$

Punctul E este polul momentan al corpului de rulare, în jurul căruia fiecare punct al corpului de rulare se rotește cu viteza unghiulară ω_E . Deci se poate scrie

$$v_W = \frac{1}{2} \omega_E \cdot D_W. \quad (3.17)$$

Punctul corpului de rulare, care atinge calea de rulare a inelului interior, are viteza momentană:

$$v_{WI} = \omega_E \cdot D_W. \quad (3.18)$$

Aceasta este însă egală cu viteza periferică a căii de rulare a inelului interior:

$$v_I = \pi \cdot f_n \cdot (d_m - D_W \cdot \cos \alpha). \quad (3.19)$$

Din ecuațiile (3.18) și (3.19) se deduce ω_E , care se înlocuiește în ecuația (3.17) și se obține:

$$v_W = \frac{1}{2} \pi \cdot f_n \cdot d_m \cdot \left(1 - \frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right). \quad (3.20)$$

Viteza periferică v_C a coliviei este egală cu viteza de rotație v_W a centrului corpului de rulare. Prin introducerea ecuației (3.20) în ecuațiile (3.15) și (3.16) se obțin vitezele periferice ale punctelor de contact:

$$v_E = \frac{1}{2} \pi \cdot f_n \cdot d_m \cdot \left[1 - \left(\frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right)^2 \right], \quad (3.21)$$

$$v_I = \frac{1}{2} \pi \cdot f_n \cdot d_m \cdot \left(1 - \frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right)^2. \quad (3.22)$$

Dacă se consideră centrul bilei ca un punct fix, punctele de contact ale bilei cu căile de rulare se mișcă cu aceeași viteză periferică. Deoarece viteza de rostogolire pe inelul exterior este egală însă cu viteza periferică a punctului de contact E, se poate scrie:

$$v_{RE} = v_{RI} = v_E. \quad (3.23)$$

Pe baza relațiilor menționate rezultă următoarele frecvențe caracteristice ale rulmentului radial-axial cu bile:

- Frecvența de rotație a coliviei:

$$f_C = \frac{1}{2} f_n \cdot \left(1 - \frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right); \quad (3.24)$$

- Frecvența caracteristică (frecvența de rostogolire) a inelului exterior:

$$f_E = \frac{1}{2} f_n \cdot z \cdot \left(1 - \frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right); \quad (3.25)$$

unde z este numărul corpurilor de rulare pe un rând.

- Frecvența caracteristică (frecvența de rostogolire) a inelului interior:

$$f_I = \frac{1}{2} f_n \cdot z \cdot \left(1 + \frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right); \quad (3.26)$$

- Frecvența de rotație a corpului de rulare, respectiv a bilei:

$$f_{WE} = \frac{1}{2} f_n \cdot \frac{d_m}{D_W} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_W}{d_m} \cdot \cos \alpha \right)^2 \right]; \quad (3.27)$$

- Frecvența de rostogolire a unei neregularități a bilei pe ambele căi de rulare:

$$f_W = 2f_{WE} = f_n \cdot \frac{d_m}{D_W} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_m}{D_W} \cdot \cos \alpha \right)^2 \right]. \quad (3.28)$$

Ecuatiile (3.24) - (3.28) furnizează informații esențiale pentru tehnica de diagnoză. Aceste ecuații sunt general valabile pentru toate tipurile de rulmenți radial-axiali (bile, role, butoișe, ace).

Pentru identificarea componentelor din spectrul vibrațiilor rulmentului, care constituie indicații asupra stării tehnice a acestuia, este necesar ca ecuațiile menționate să fie astfel completate, încât să se poată calcula și armonicile de ordin superior, precum și frecvențele benzilor laterale. Pentru aceasta ecuațiile caracteristice (3.25), (3.26) și (3.28) se completează după cum urmează:

- Frecvențele caracteristice ale inelului exterior defect :

$$\left. \begin{aligned} f_{ED1,m} &= l \cdot z \cdot f_C - m f_n \\ f_{ED2,m} &= l \cdot z \cdot f_C + m f_n \end{aligned} \right\} (l = 0, 1, 2, 3, \dots; m = 0, 1, 2, \dots); \quad (3.29)$$

- Frecvențele caracteristice ale inelului interior defect:

$$\left. \begin{aligned} f_{ID1,m} &= l \cdot z \cdot (f_n - f_C) - m f_n \\ f_{ID2,m} &= l \cdot z \cdot (f_n - f_C) + m f_n \end{aligned} \right\} (l = 0, 1, 2, 3, \dots; m = 0, 1, 2, \dots); \quad (3.30)$$

} Frecvențele caracteristice ale corpului de rulare defect:

$$\left. \begin{aligned} f_{BD1,m} &= l \cdot f_W - m f_C \\ f_{BD2,m} &= l \cdot f_W + m f_C \end{aligned} \right\} (l = 0, 1, 2, 3, \dots; m = 0, 1, 2, \dots). \quad (3.31)$$

Pentru rulmenții radiali, fără sarcină axială, unghiul de contact are valoarea $\alpha = 0^\circ$, valoare cu care se calculează frecvențele caracteristice, conform ecuațiilor (3.24) - (3.31).

Pentru rulmenții axiali, fără sarcină radială, unghiul de contact este $\alpha = 90^\circ$. În acest caz, deoarece valoarea raportului D_W/d_m fiind foarte mică și poate fi neglijată, relațiile (3.24) - (3.26) și (3.28) iau următoarea formă:

$$f_{CA} \cong \frac{1}{2} f_n, \quad (3.32)$$

$$f_{EA} = f_{IA} \cong z \cdot f_{CA}, \quad (3.33)$$

$$f_{BA} \cong f_n \cdot \frac{d_m}{D_W}, \quad (3.34)$$

iar ecuațiile (3.29) - (3.31) devin:

$$\left. \begin{aligned} f_{ED1A_m} = f_{ID1_m} &\cong z \cdot f_{CA} - m f_n \\ f_{ED2A_m} = f_{ID2_m} &\cong z \cdot f_{CA} + m f_n \end{aligned} \right\} (m = 0, 1, 2 \dots) \quad (3.35)$$

și

$$\left. \begin{aligned} f_{BD1A_m} &\cong f_n \cdot \frac{d_m}{D_W} - m f_{CA} \\ f_{BD2A_m} &\cong f_n \cdot \frac{d_m}{D_W} + m f_{CA} \end{aligned} \right\} (m = 0, 1, 2 \dots) \quad (3.36)$$

Cu ajutorul relațiilor menționate și a tehnicii de diagnoză, se pot determina cauzele, respectiv defectele componentelor rulmenților.

Cresțerea excesivă a vibrațiilor rulmenților se datorește deteriorării lor. Astfel se pot produce defecte ale căilor de rulare, ale corpurilor de rulare, a coliviei sau a oricărei combinații ale acestora. La identificarea cauzelor vibrațiilor rulmenților este necesară cunoașterea tipului acestuia, deoarece rulmenții de tipuri diferite generează semnale diferite în funcție de încărcare, de jocul în rulment și de construcția acestuia. Din analiza vibrațiilor unui număr mare de rulmenți defecți s-a constatat că la rulmenții cu bile, cu role cilindrice sau la alte tipuri de rulmenți, la care unghiul de contact are valoarea zero, defectele pe căile de rulare pot fi identificate printr-o linie spectrală de bandă îngustă, la frecvența de trecere a corpului de rulare pe calea de rulare cu defect. La rulmenții cu bile, cu role sferice (butoiașe) sau cu role conice, la care valoarea unghiului de contact este diferită de zero, un defect pe calea de rulare a inelului exterior generează frecvența caracteristică fundamentală f_{ED1_m} cu ($l = 1; m = 0$), armonici superioare f_{ED1_m} cu ($l = 2, 3, 4 \dots; m = 0$), precum și frecvențe ale benzilor laterale de frecvență, v. relațiile (3.29). Armonicile sunt generate din cauză că o mare suprafață a căii de rulare a inelului exterior se află în zona cu încărcare a rulmentului.

În mod similar ca la inelul exterior, defecte pe calea de rulare a inelului interior generează de asemenea frecvența fundamentală f_{ID1_m} cu ($l = 1; m = 0$), armonici superioare f_{ID1_m} cu ($l = 2, 3, 4 \dots; m = 0$), precum și frecvențe ale benzilor laterale de frecvență, v. relațiile (3.30). La rulmenții cu corpuri de rulare sferice sau conice defectele căii de rulare ale inelului interior pot genera un semnal unic, deoarece aceste tipuri de rulmenți au joc în partea opusă a zonei cu încărcare. Acest joc depinde de tipul și dimensiunile rulmentului și poate ajunge până la circa 300 μm . Dacă inelul interior se rotește, rolele se pot opri din rostogolire, dacă defectul se află în afara zonei cu încărcare. Frecvența fundamentală menționată este generată, în decursul fiecărei rotații, numai când defectul se află în zona cu încărcare a rulmentului.

Inel exterior defect. În fig. 3.20 se prezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale, măsurate pe direcție orizontală la lagărul unui ventilator radial, situat pe partea roții de curea. Ventilatorul este acționat cu curele trapezoidale de un motor electric de 128 kW. În lagăr este montat un rulment de tip NU319, al cărui inel exterior este fixat în carcasa lagărului, iar inelul interior, fiind montat fix pe arborele ventilatorului, se rotește împreună cu acesta cu o turație de 1776 min^{-1} (29,6 Hz). Rulmentul tip NU319 cu 14 role cilindrice pe un singur rând ($z = 14$) are diametrul mediu $d_m = 148 \text{ mm}$, diametrul rolei $D_W = 26 \text{ mm}$ și unghiul de contact $\alpha = 0^\circ$.

Calculându-se frecvența de rotație a coliviei și frecvențele caracteristice ale inelului exterior defect cu ajutorul relațiilor (3.24) și (3.29), se obțin următoarele valori, care pot fi identificate în spectrul de frecvență (v. fig. 3.20):

- pentru frecvența de rotație a coliviei: $f_C = 12,2 \text{ Hz}$;
- pentru frecvența caracteristică a inelului exterior defect: $f_{ED1_0} = 170,8 \text{ Hz}$;
- $f_{ED1_{11}} = 170,8 - 29,6 = 141,2 \text{ Hz}$;
- $f_{ED1_{20}} = 341,6 \text{ Hz}$;
- $f_{ED1_{30}} = 854,0 \text{ Hz}$.

Privind spectrul de frecvență din fig. 3.20 se fac următoarele observații:

1. Frecvența coliviei este prezentă în spectru (12,5 Hz); de asemenea armonică de ordinul 3. Aceasta indică slăbiri mici ale îmbinărilor mecanice.
2. Frecvența de rotație a ventilatorului este prezentă în spectru (30 Hz). Aceasta indică dezechilibru rezidual, sarcină exteroară etc.
3. Linia spectrală la 170 Hz este valoarea măsurată a frecvenței caracteristice a inelului exterior, care indică un defect pe calea de rulare a acestui inel și care poate fi identificată cu valoarea calculată de 170,8 Hz. Banda laterală de frecvență din partea stângă a liniei spectrale menționate este diferența dintre valoarea măsurată a frecvenței caracteristice a inelului exterior defect și cea a frecvenței de rotație ($170 - 30 = 140$ Hz), valoarea calculată fiind 141,2 Hz. Banda de frecvență indică, că defectul este destul de mare ca să permită mișcarea arborelui și aproximează mărimea defectului.
4. Linia spectrală la 340 Hz se poate identifica cu armonică de ordinul 2 a frecvenței caracteristice a inelului exterior defect, valoarea calculată fiind 341,6 Hz. Această armonică este cauzată probabil de rugozitățile și/sau de adânciturile de pe porțiunea deteriorată a căii de rulare a inelului exterior.
5. Linia spectrală la 852,50 Hz poate fi identificată cu armonică de ordinul 5, valoarea calculată fiind 854,0 Hz. Ea indică aceleași cauze ca în aliniatul anterior.

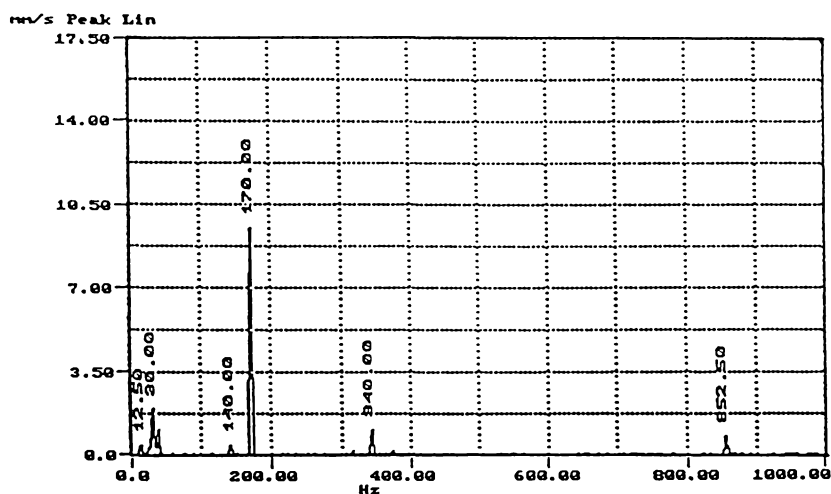


Fig. 3.20

6. O singură linie spectrală la 170 Hz, cu o amplitudine de 9,5 mm/s, este generată în mod normal de către un defect al inelului exterior la rulmenții al căror unghi de contact are valoarea zero. Aceasta este corect din următoarele considerente:
 - a) defectul se află întotdeauna în zona cu încărcare;
 - b) semnalul se transmite foarte bine de la inelul exterior la carcasă, din cauza distanței foarte mici dintre suprafețele în contact ale acestora;
 - c) deteriorarea pe calea de rulare a inelului exterior se datorește unor cauze externe ventilatorului; în acest caz, deteriorarea a fost cauzată de curelele de transmisie trapezoidale, care au fost tensionate peste limita admisibilă.

Fotografia din fig. 3.21 reproduce defectul pe calea de rulare a inelului exterior al rulmentului tip NU319, care a generat spectrul din fig. 3.20. La analizarea acestui defect s-au constatat următoarele:

1. Defectul are o lungime de 18,1 mm.
2. Partea dreaptă a deteriorării are pe suprafață fisuri și fulgi metalici plăți (exfolieri). Partea

stângă a deteriorării nu are pe suprafață fisuri, deteriorarea este mai adâncă și marginea ei este abruptă. Aceasta indică, că rolele se deplasează de la dreapta la stânga.

3. Suprafața cu rugozități și cu mici adâncituri de pe partea stângă a defectiunii este mai puternic deteriorată decât partea dreaptă. Aceasta indică de asemenea că rolele se deplasează de la dreapta la stânga.

Inel interior defect. În fig. 3.22 se prezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor unui alt ventilator radial, acționat prin curele de un motor electric de 68 kW. Vibrațiile - în acest caz - au fost de asemenea măsurate, pe direcție orizontală, la lagărul situat pe partea curelelor de acționare,



Fig. 3.21

care este mai solicitat decât cel din partea opusă. În acest lagăr este montat un rulment cu bile tip 6313. Turația ventilatorului, respectiv a inelului interior, este de 1176 min^{-1} (19,6 Hz).

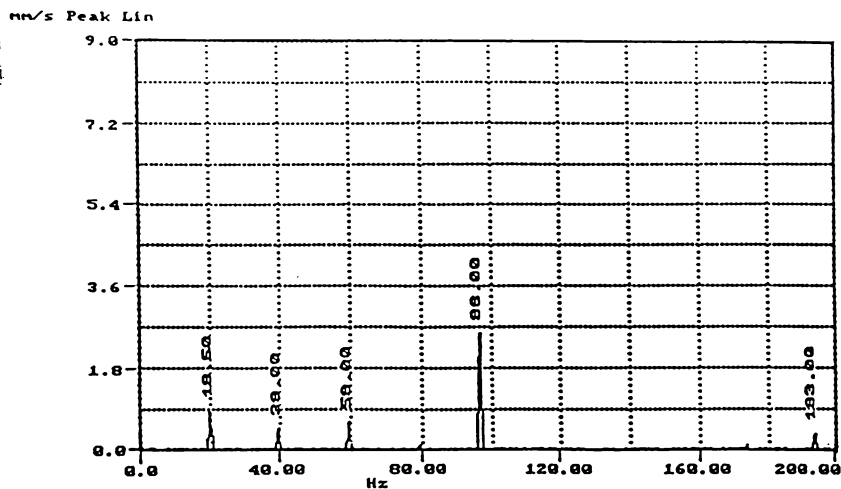


Fig. 3.22

Rulmentul tip 6313 are următoarele dimensiuni: diametrul mediu $d_m = 103 \text{ mm}$, diametrul bilei $D_w = 23,81 \text{ mm}$, numărul de bile pe un singur rând $z = 8$ și unghiul de contact $\alpha = 0^\circ$.

Calculându-se frecvența de rotație a coliviei și frecvențele caracteristice ale inelului interior defect cu ajutorul relațiilor (3.24) și (3.30), se obțin următoarele valori, care pot fi identificate în spectrul de frecvență (v. fig. 3.22):

- pentru frecvența de rotație a coliviei: $f_C = 7,5 \text{ Hz}$;
- pentru frecvența caracteristică a inelului interior defect: $f_{ID1_0} = 96,523 \text{ Hz}$;
 $f_{ID1_{20}} = 193,047 \text{ Hz}$.

Referitor la spectrul de frecvență din fig. 3.22 se pot face următoarele observații:

1. Liniile spectrale de frecvență de amplitudine mică la frecvența de rotație măsurată de 19,5 Hz și la armonici indică joc între componente (slăbiri ale îmbinărilor mecanice).
2. Linia spectrală la 96 Hz se identifică cu frecvența caracteristică a inelului interior defect, care însă nu este modulată de frecvența de rotație. Aceasta indică, că deteriorarea este mică.
3. Linia spectrală la 193 Hz este armonica de ordinul 2 a frecvenței caracteristice a inelului interior defect și este probabil cauzată de rugozitățile și/sau de micile adâncituri de pe porțiunea deteriorată a căii de rulare a inelului interior.

Fig.3.23 reproduce o fotografie a defectului căii de rulare a inelului interior al rulmentului tip 6313, care a generat spectrul de frecvență din fig. 3.22. Rulmentul a fost montat de peste zece ani și este un exemplu concludent de defectare la sfârșitul duratei de serviciu al acestuia. Deteriorarea este de suprafață, având fulgi sub formă de exfolieri metalice plate. Deteriorarea, la marginea ei din dreapta, pomește lin și este foarte puțin adâncă, spre deosebire de partea stângă, unde marginea este abruptă și deteriorarea este mai adâncă. Deci adânciturile prin fragmentare și rugozitățile sunt mai pronunțate în partea stângă. Aceasta indică, că bilele se deplasează de la dreapta la stânga. Capacitatea de a defini direcția de deplasare a bilelor este utilă la determinarea modului de montare a rulmentului pe arbore și la determinarea sarcinilor axiale.

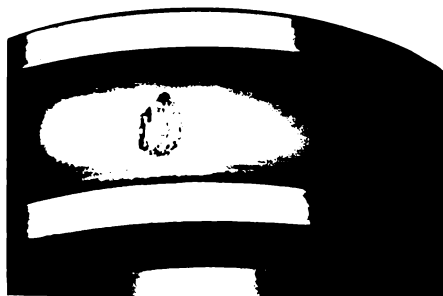


Fig. 3.23

Trebuie remarcat că amplitudinea vibrațiilor inelului interior la frecvența de 96 Hz, în spectrul de frecvență din fig. 3.22, este de 2.6 mm/s. Amplitudinea vibrațiilor inelului exterior la frecvența de 170 Hz, în spectrul de frecvență din fig. 3.20, este de 9.5 mm/s. Defectul inelului exterior este mai mare decât cel al inelului interior. Autorul a constatat defectul pe calea de rulare a inelului interior al rulmentului ventilatorului de 68 kW, cu toate că în momentul constatării defectul a fost destul de mic, dar dacă rulmentul nu ar fi fost înlocuit la timp, defectarea ar fi putut crește rapid și conduce inevitabil la avarierea rotorului. Cauzele care contribuie ca amplitudinea vibrațiilor la defecte pe calea de rulare a inelului interior să fie mai mică decât cea la defecte pe inel exterior sunt următoarele:

- *Funcția de transfer.* Când bilele sau corpurile de rulare trec peste un defect pe inel exterior, vibrația produsă trebuie să fie transmisă prin inelul exterior, prin spațiul dintre inelul exterior și carcasă, prin peretele carcasei, prin spațiul dintre carcasă și traductor, ca în final să poată fi transformată în semnal electric. Când defectul este pe inelul interior vibrația trebuie să se transmită prin filmul de lubrifiant dintre inelul interior și corpurile de rulare, prin corpurile de rulare, prin filmul de lubrifiant dintre corpurile de rulare și inelul exterior și de aici în continuare până la traductor, așa cum s-a menționat la defectul pe

inelul exterior, pentru a putea fi transformată în semnal electric; deci calea de transmitere a vibrațiilor este mai lungă. De aceea amplitudinea vibrațiilor cauzate de un defect pe calea de rulare a inelului interior apare mai redusă în spectrul de frecvență decât amplitudinea vibrațiilor unui defect pe inelul exterior.

- **Încărcarea lagărului.** Când un defect se produce pe inelul exterior, acesta se află tot timpul în zona cu încărcare a rulmentului și astfel frecvența caracteristică a inelului exterior defect este generată de asemenea tot timpul. De aceea amplitudinea vibrațiilor în cazul unui defect pe inelul exterior poate fi relativ mare, chiar peste 12 mm/s. Când defectul se află pe inelul interior, defectul poate ajunge în zona cu încărcare numai o dată la fiecare rotație. Când defectul se află în afara zonei cu încărcare, amplitudinea vibrațiilor la frecvența caracteristică a inelului interior defect este mai mică. În general la rulmenții cu role sferice sau similare vibrații cu frecvențe caracteristice ale inelului interior defect nu pot fi generate deloc când defectul se află în afara zonei cu încărcare. Aceasta se confirmă, deoarece unii rulmenți pot avea un joc până la 0,35 mm și în acest caz corpurile de rulare pot să se oprească din rostogolire când se află în afara zonei cu încărcare. Când frecvența caracteristică a inelului interior defect este generată numai dacă defectul se află în zona cu încărcare o dată la fiecare rotație, analiza Fourier evidențiază frecvența caracteristică a inelului defect cu amonici modulate de frecvența de rotație a mașinii.

Corpuri de rulare defecte. Când un rulment are o bilă/rolă defectă, poate fi generată frecvența de rostogolire a acesteia pe căile de rulare, numai dacă ea se rotește în așa fel încât defectul să poată să lovească inelul exterior și inelul interior, v. relația (3.31). Vibrațiile astfel produse, trebuie să se transmită prin mai multe spații și componente, până să poată fi captate de traductor și de aceea, în anumite cazuri, nu pot fi măsurate. Defecte de pe bile/role lovesc sau opresc colivia, ceea ce conduce la generarea frecvenței de rotație a coliviei. Frecvența de rotație a coliviei, generată de un corp de rulare defect, este rareori prezentă ca valoare discretă în spectrul de frecvență al vibrațiilor rulmentului respectiv. Frecvențe generate în acest fel modulează alte frecvențe prezente, ca de exemplu frecvența de rostogolire a bilei/rolei pe calea de rulare, frecvența de rotație a arborelui etc. Modulație intensă de către frecvența de rotație a coliviei și zgomot de bandă largă indică de obicei că mai multe bile sau role sunt defecte.

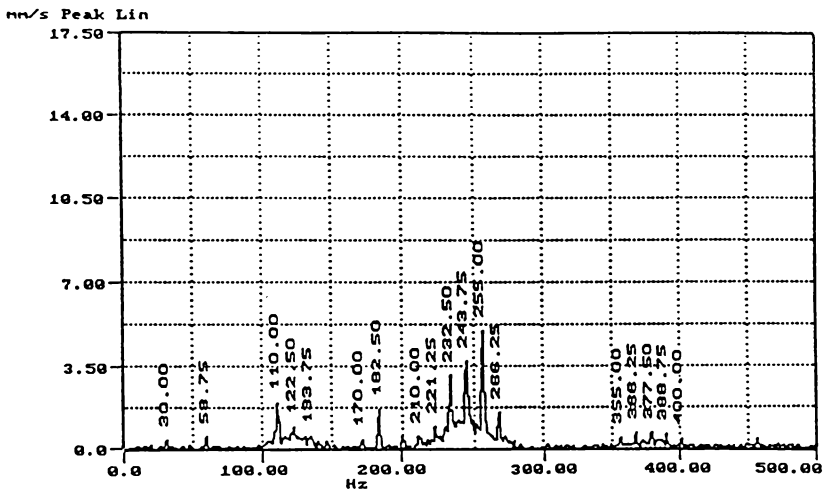


Fig. 3.24

Fig. 3.24 prezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale, măsurate în direcție orizontală pe lagărul unui ventilator radial, care are o turatie de 1799 min^{-1} (29,98 Hz). Ventilatorul este acționat cu curele trapezoidale de un motor electric de 0,75 kW. În lagăr este montat un rulment cu bile tip 6202.

Rulmentul tip 6202 are următoarele dimensiuni: diametrul mediu $d_m = 25$ mm, diametrul bilei $D_w = 6$ mm, numărul de bile pe un singur rând $z = 8$ și unghiul de contact $\alpha = 0^\circ$.

Cu ajutorul relațiilor (3.24), (3.27) și (3.29) se calculează frecvențele respective, rezultând următoarele valori, care pot fi identificate în spectrul de frecvență (v. fig. 3.24):

- pentru frecvența de rotație a coliviei: $f_C = 11,394$ Hz;
- pentru frecvența de rotație a bilei: $f_{WE} = 58,867$ Hz;
- pentru frecvența caracteristică a inelului exterior defect: $f_{ED1,20} = 182,299$ Hz.

Referitor la spectrul de frecvență din fig. 3.24 se fac următoarele observații:

1. Frecvența de rotație a ventilatorului este prezentă în spectru (≈ 30 Hz). Amplitudinea foarte mică a acesteia indică un dezechilibru rezidual foarte redus.
2. Linia spectrală la 58,75 Hz reprezintă valoarea măsurată a frecvenței de rotație a bilei și se identifică cu valoarea calculată de 58,867 Hz, indică defect pe bile. În acest caz, în timpul rotației bilei defectul ei lovește numai o cale de rulare și generează astfel frecvența de rotație a bilei. Amplitudinea acesteia nu este prea mare, deoarece bila cu defect nu se află întotdeauna în zona cu încărcare a rulmentului, când defectul lovește calea de rulare.
3. Linia spectrală la 182,50 Hz se poate identifica cu armonica a doua a frecvenței caracteristice a inelului exterior defect, valoarea calculată fiind 182,299 Hz. Ea este modulată de frecvența de rotație a coliviei, evidențiată prin linia spectrală la 170 Hz. Aceasta poate fi ușor identificată cu valoarea rezultată prin calcul (182,299 - 11,394 = 170,905 Hz).
4. Spectrul de frecvență analizat prezintă și alte linii spectrale (v. fig. 3.24). Frecvența de 243,75 Hz, precum și liniile spectrale din banda de frecvență din stânga și din dreapta frecvenței menționate reprezintă frecvențe proprii excitate. Diferența dintre frecvențele acestor linii spectrale se poate identifica cu frecvența de rotație a coliviei.
5. Zgomotul de bandă largă, care se observă în spectrul de frecvență analizat, indică uzuri pronunțate în rulment.

Intradevăr la demontarea rulmentului, al căror vibrații sunt reprezentate prin spectrul de frecvență din fig. 3.24, s-a constatat că trei bile au fiecare câte un defect, sub forma unei deteriorări cu rugozități pronunțate și fragmentări pe o suprafață cu un diametru de circa 2 mm și o ușoară uzură pe cale de rulare a inelului exterior, evidențiată printr-o suprafață mată.

Din analizarea vibrațiilor cazului prezentat, precum și a unui număr mare de cazuri de rulmenți cu defecte similare, s-au stabilit următoarele criterii originale specifice de identificarea rulmenților cu corpi de rulare defecte:

1. Frecvența de rotație a corpului de rulare este generată când un defect al acestuia lovește o cale de rulare.
2. Frecvența generată este egală cu de două ori frecvența de rotație a corpului de rulare, când defectul lovește ambele căi de rulare.
3. Frecvența de rotație a corpului de rulare sau frecvența egală cu de două ori frecvența de rotație a corpului de rulare pot să nu fie măsurabile din următoarele trei cauze:
 - un defect al bilei/rolei poate să nu genereze frecvența de rotație a ei, când aceasta se rotește în așa fel încât defectul ei nu lovește calea sau căile de rulare;
 - la deteriorări pe suprafețe mari ale bilei/rolei nu mai este generată frecvența de rotație a corpului de rulare, ci un zgomot de bandă largă;
 - dacă o bilă/rolă are un defect, defectul poate să lovească calea de rulare numai în timpul când corpul de rulare se află în zona cu încărcare a rulmentului; o bilă/rolă poate fi în zona cu încărcare numai o dată la fiecare rotație a coliviei; nivelul de energie este destul de redus, deoarece perioada de timp între loviturile defectului este relativ lungă.
4. La apariția unui defect pe corpul de rulare apare de obicei și un defect pe inelul exterior sau interior.
5. Frecvența de rotație a coliviei poate fi generată când defecte ale corpurilor de rulare lovesc colivia sau colivia este ruptă.
6. Când frecvența caracteristică a inelului exterior defect sau a inelului interior defect este prezentă în spectrul de frecvență al vibrațiilor unui rulment cu corpi de rulare defecte, frecvența de rotație a coliviei poate să moduleze aceste frecvențe.
7. În cazul cu uzuri pronunțate, frecvența de rotație a coliviei poate să excite una sau mai multe frecvențe proprii; când aceasta are loc, frecvențele proprii sunt modulate de frecvența de excitație, care în acest caz este frecvența de rotație a coliviei.
8. La uzuri pronunțate ale corpurilor de rulare este generat un zgomot de bandă largă.

9. La un rulment încărcat axial, corpul de rulare se poate afla în zona cu încărcare a rulmentului până la 360° la fiecare rotație; în acest caz defectul poate să lovească calea de rulare de mai multe ori; aceasta face ca să crească energia vibrațiilor și în consecință și amplitudinea acestora în domeniul respectiv de frecvență.

Ungerea inadecvată. Una dintre diagnozele importante, care pot fi efectuate la analizarea rulmenților, este ungerea inadecvată.

În fig. 3.25 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe direcție orizontală la lagărul unui ventilator radial, situat pe partea roții de curea a acestuia. Ventilatorul este acționat prin curele trapezoidale de un motor de 70 kW. În lagăr este montat un rulment radial-axial cu bile tip 6313. Inelul interior al rulmentului se rotește cu turația de 1176 min^{-1} ($19,6 \text{ Hz}$).

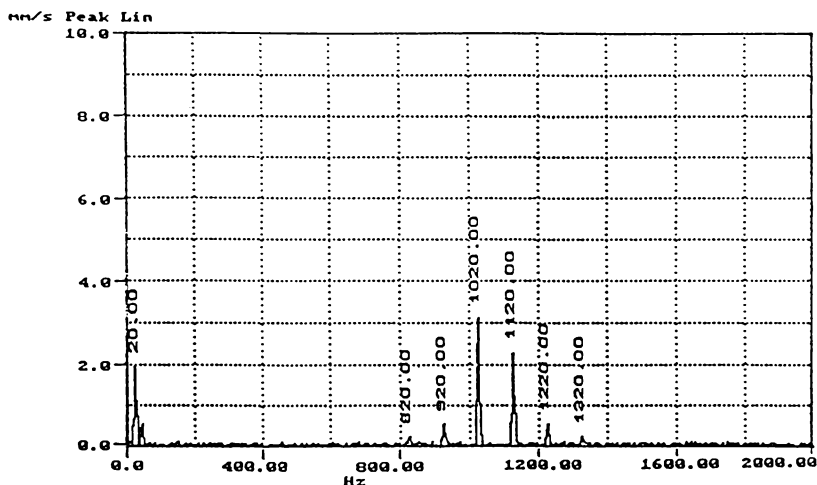


Fig. 3.25

Rulmentul tip 6313 cu 8 bile ($z=8$) are diametrul mediu $d_m=103 \text{ mm}$, diametrul bilei $D_W=23,81 \text{ mm}$ și unghiul de contact $\alpha=0^\circ$.

Calculându-se frecvența de rotație a coliviei și frecvențele caracteristice ale componentelor defecte ale rulmenului cu ajutorul relațiilor (3.24) și (3.29) - (3.31) se obțin următoarele:

- pentru frecvența de rotație a coliviei: $f_C=7,535 \text{ Hz}$;
- pentru frecvența caracteristică a inelului exterior defect: $f_{ED_{1z_0}}=60,277 \text{ Hz}$;
- pentru frecvența caracteristică a inelului interior defect: $f_{ID_{1_0}}=96,523 \text{ Hz}$;
- pentru frecvența caracteristică a bilei defecte: $f_{BD_{1_0}}=80,257 \text{ Hz}$.

În spectrul de frecvență din fig.3.25 apare o linie spectrală la frecvența de rotație ($\approx 20 \text{ Hz}$) și linii spectrale la frecvențele 920 Hz, 1020 Hz, 1120 Hz și 1220 Hz. Diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate este de 100 Hz, care în cazul unei prelucrări și vizualizări mai precise ar fi chiar frecvența caracteristică a inelului interior defect, respectiv $f_{ID_{1_0}}$. Linia spectrală la 1020 Hz reprezintă o frecvență proprie excitată, deoarece nu poate fi identificată cu una din armonicile sau frecvențele benzilor laterale cu valori apropiate ale frecvențelor caracteristice ale componentelor defecte ale rulmentului. Armonicile de valori apropiate sunt $f_{ID_{1_{00}}}=965,233 \text{ Hz}$ și $f_{ID_{1_{10}}}=1062 \text{ Hz}$, iar frecvențele benzilor laterale respective sunt $f_{ID_{1_{01}}}=945,633 \text{ Hz}$ și $f_{ID_{2_{10,1}}}=984,833 \text{ Hz}$ respectiv $f_{ID_{1_{11}}}=1042 \text{ Hz}$ și $f_{ID_{2_{111}}}=1081 \text{ Hz}$. Aceasta confirmă faptul că nu există un defect pe căile de rulare sau pe bile.

Deoarece ventilatorul lucrează cu aer cald, lagărul în care este montat rulmentul are un rezervor de lubrifiant, care asigură o ungere continuă. La analizarea ansamblului menționat s-a constatat că rezervorul nu mai era etanș și lubrifiantul se scursese din rezervor.

După repararea rezervorului și umplerea acestuia cu lubrifiant s-au măsurat din nou vibrațiile, obținându-se spectrul de frecvență din fig. 3.26. Amplitudinile liniilor spectrale s-au redus substanțial și numai trei linii spectrale au rămas în spectru. Amplitudinea liniei spectrale la frecvența de rotație a crescut, deoarece în timpul când ventilatorul nu a funcționat, s-a depus praf pe paletele ventilatorului, oprite în dreptul deschiderii de aspirație a acestuia, cauzând un dezechilibru temporar. După circa 30 de ore de funcționare, praful s-a scuturat de pe paletele ventilatorului, fiind reținut de filtrul existent, iar amplitudinea s-a micșorat la valoarea inițială.

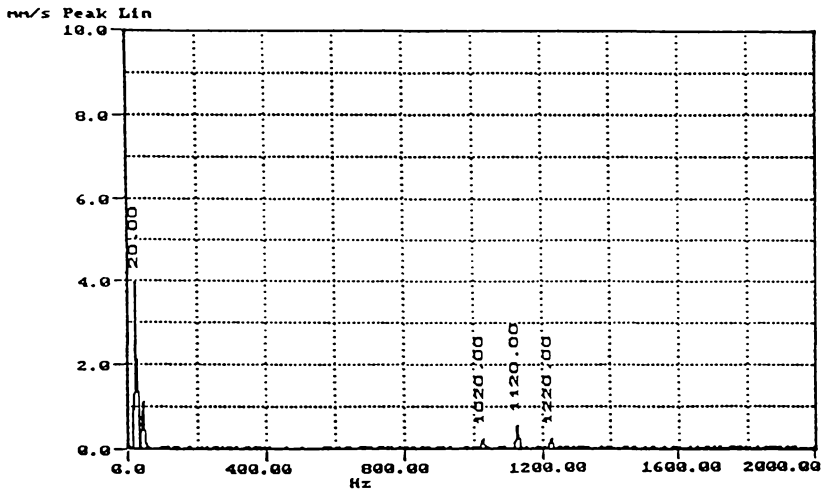


Fig. 3.26

Din analiza cazului prezentat, precum și a unui număr mare de rulmenți cu ungere inadecvată, s-au stabilit următoarele criterii originale specifice de identificarea acestui tip de defect:

1. Când ungerea unui rulment devine insuficientă, contactul dintre componentele rulmentului nu se mai face continuu prin intermediul filmului de lubrifiant; în acest caz impactul corpurilor de rulare excită frecvența proprie a ansamblului inelului interior; sursa de excitație este frecvența caracteristică fundamentală a inelului interior defect; filmul de lubrifiant pe calea de rulare a inelului interior devenind mai subțire, corpurile de rulare se freacă mai puternic de inelul interior, producând excitația menționată.
2. Rulmentele generate în cazul unui rulment cu ungere inadecvată se evidențiază în spectrul de frecvență printr-o serie de linii spectrale situate în stânga și în dreapta frecvenței proprii excitate; frecvența proprie are deci benzi laterale de frecvență sau modulații egale cu frecvența caracteristică fundamentală a inelului interior defect.
3. Ungerea inadecvată a unui rulment este caracterizată deci prin apariția în spectrul de frecvență al vibrațiilor acestui rulment a circa patru linii spectrale cu frecvențe între circa 500 și 2500 Hz, în funcție de frecvența de rotație; linia spectrală cu amplitudinea cea mai mare este cea a frecvenței proprii și diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate este în majoritatea cazurilor egală cu frecvența caracteristică fundamentală a inelului interior defect; în mod normal frecvența proprie nu este exact divizibilă cu frecvența caracteristică fundamentală a inelului interior defect.
4. Când ungerea devine adecvată liniile spectrale menționate dispar sau amplitudinile lor se reduc foarte mult.

Defecte multiple. La rulmenți cu defecte multiple frecvențele generate de aceste defecte sunt dificil de identificat. Aceasta, deoarece în aceste cazuri nu apar întotdeauna în spectrul de frecvență al vibrațiilor frecvențe caracteristice ale componente defecte, dar de cele mai multe ori frecvențe ale benzilor laterale de frecvență ale acestora.

Frecvența fiecărei amplitudini, care apare în spectrul de frecvență, caracterizează un defect. Un singur defect într-un rulment poate fi ușor identificat prin frecvența caracteristică a componente defecte, pe care o generează defectul respectiv. Când există mai multe defecte, unele dintre acestea pot fi identificate cu frecvențe caracteristice fundamentale f_{ED1_0} , f_{ID1_0} , f_{BD1_0} , precum și armonici ale acestora, dar în majoritatea cazurilor și prin frecvențe ale benzilor laterale de frecvență f_{ED1_m} și f_{ED2_m} , f_{ID1_m} și f_{ID2_m} , f_{BD1_m} și f_{BD2_m} , care sunt prezente în spectrul de frecvență, v. relațiile (3.29) - (3.31).

În astfel de cazuri mai întâi se calculează frecvențele caracteristice fundamentale ale componentelor defecte. Apoi aceste frecvențe fundamentale și armonice lor se identifică în spectrul de frecvență al vibrațiilor rulmentului de analizat. În final, pentru completarea diagnozei, frecvențele neidentificate se compară cu frecvențele benzilor laterale de frecvență.

În fig. 3.27 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe direcție orizontală la lagărul unui ventilator radial, situat pe partea opusă roții de curea a acestuia. Ventilatorul este acționat prin curele trapezoidale de un motor de 75 kW. În lagăr este montat un rulment radial-axial cu bile tip 6313. Inelul interior al rulmentului se rotește cu turatia de 1776 min^{-1} (29,6 Hz).

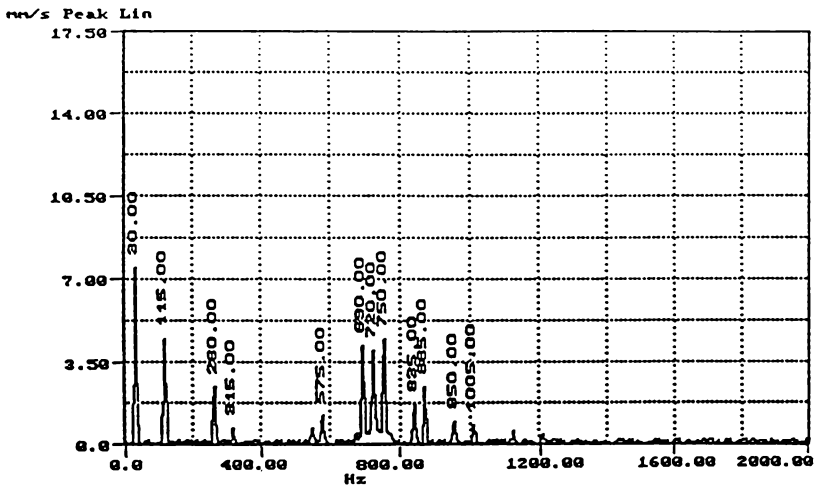


Fig. 3.27

Rulmentul tip 6313 cu 8 bile ($z=8$) are dimetrul mediu $d_m = 103 \text{ mm}$, diametrul bilei $D_W = 23,81 \text{ mm}$ și unghiul de contact $\alpha = 0^\circ$.
Calculându-se frecvența caracteristică fundamentală a inelului interior defect și armonicele de ordinul 2, 5 și 6 cu ajutorul relațiilor (3.29) se obțin următoarele:

- frecvența caracteristică fundamentală: $f_{ID1_0} = 145,77 \text{ Hz}$;
- frecvențele armonice de ordinul 2, 5 și 6: $f_{ID1_2} = 291,54 \text{ Hz}$;
- $f_{ID1_5} = 728,85 \text{ Hz}$;
- $f_{ID1_6} = 874,62 \text{ Hz}$.

Valorile calculate ale armonicilor a cincea și a șasea ale frecvenței caracteristice a inelului interior defect au valori apropiate de cele ale liniilor spectrale la 720 Hz și la 865 Hz din spectrul de frecvență, dar nu pot fi identificate cu acestea (v. fig. 3.27).

Frecvența de rotație (≈ 30 Hz), care se evidențiază în spectrul de frecvență printr-o amplitudine ridicată de 7,5 mm/s, indică un dezechilibru. Modularea unor frecvențe de către frecvența de rotație (v. liniile spectrale la frecvențele 690 Hz, 720 Hz și 750 Hz, precum și la 835 Hz și 865 Hz) indică o deteriorare mare a rulmentului. Diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate, dintre cele menționate mai înainte, este egală cu valoarea rotunjită a frecvenței de rotație, respectiv 30 Hz.

La demontarea rulmentului s-a constatat o serie de defecte multiple succesive pe inelul interior, care constituie o deteriorare continuă pe întreaga cale de rulare a acestui inelul. Deteriorarea timpurie constatată a fost cauzată de o încărcare excesivă axială a rulmentului, datorită unui defect de montaj.

La asamblarea în atelier a rulmentului defect s-a constatat că unghiul de contact al bilelor nu mai avea valoarea 0° , ca în cazul unui rulment în stare bună de funcționare, ci între 19° și 20° .

Calculându-se frecvențele armonicilor de ordinul 4, 5 și 6, precum și unele frecvențe ale benzilor laterale de frecvență, cu un unghi de contact de $\alpha = 19,5^\circ$, se obțin următoarele frecvențe, care pot fi identificate în spectrul de frecvență din fig. 3.27:

- frecvențele armonicilor de ordinul 4, 5 și 6: $f_{1D_{4,0}} = 576,8$ Hz;

$$f_{1D_{5,0}} = 721 \text{ Hz};$$

$$f_{1D_{6,0}} = 865,2 \text{ Hz};$$

- frecvența unei benzi laterale de frecvență a armonicii de ordinul 2:

$$f_{1D_{2,1}} = 258,8 \text{ Hz};$$

- frecvențele benzilor laterale de frecvență ale armonicii de ordinul 5:

$$f_{1D_{5,1}} = 691,4 \text{ Hz};$$

$$f_{1D_{5,1}} = 750,6 \text{ Hz};$$

- frecvența unei benzi laterale de frecvență a armonicii de ordinul 6:

$$f_{1D_{6,1}} = 835,6 \text{ Hz}.$$

Identificarea frecvențelor menționate în spectrul de frecvență confirmă diagnoza stabilită și anume existența unor defecte multiple pe calea de rulare a inelului interior.

Concluzii. Pentru determinarea cauzelor deteriorării unui rulment, înainte de efectuarea numărului total de ore de serviciu pentru care a fost proiectat (circa 35 000 - 40 000 ore de funcționare), care se determină prin identificarea frecvențelor caracteristice calculate cu cele existente în spectrul de frecvență, pot fi folositoare următoarele indicații:

1. Dacă un rulment se deteriorează timpuriu și defectul se află pe inelul interior, cauza deteriorării este dependentă de turația mașinii și defectul se datorește unui arbore excentric, unui dezechilibru sau unei încărcări axiale excesive.
2. Dacă un rulment se deteriorează timpuriu și defectul este pe inelul exterior, cauza nu este dependentă de turația mașinii și defectul se datorește unei neregularități de tumare sau unei aşchii rămase de la prelucrare pe suprafața interioară a carcasei, unei suprafețe de contact necorespunzătoare între carcasă și inelul exterior sau unei montări defectuoase (înclinate) a inelului exterior în carcasă.
3. Dacă un rulment se deteriorează timpuriu și defectele sunt pe ambele căi de rulare și pe bile/role, cauza deteriorării este aceeași pentru toate componentele și anume ungerea inadecvată.

3.9. Cauzele și identificarea vibrațiilor transmisiilor prin angrenaje cu roți dințate

Pentru identificarea defectelor transmisiilor prin angrenaje cu roți dințate, ca de exemplu reductoare și multiplicatoare de viteze, cutii de viteze, trenuri cu roți dințate planetare etc., precum și efectuarea unor diagnoze corecte este necesară achiziționarea și prelucrarea cât mai precisă a semnalelor vibrațiilor. De aceea trebuie acordată o atenție deosebită la alegerea tehnicii de măsurare, prelucrarea și analiza vibrațiilor, respectiv a hardware-ului și software-ului necesar.

Cu ajutorul unor informații corecte privind datele vibrațiilor se pot identifica următoarele cauze ale vibrațiilor, respectiv defecte, ale angrenajelor cu roți dințate:

- a) raport de transmisie neideal;

- b) roți dințate care nu sunt circulare sau roți dințate excentrice; aici se includ roți dințate cu unul sau mai multe sectoare mai ridicate ale coroanei dințate, cercuri de angrenare necirculare, lățimi ale dinților inegale etc.;
- c) roți dințate pe arbori încovoiați;
- d) slăbireă fixării roților dințate pe arbore sau roți dințate libere pe arbore;
- e) alinierea incorectă a roților dințate;
- f) joc excesiv între dinții care se angrenează, ca de exemplu roți dințate oscilante;
- g) roți dințate cu dinți ruți, știrbiți sau fisurați.

Pentru achiziționarea completă a datelor vibrațiilor se aleg de obicei, ca traductoare, accelerometre, deoarece cu ajutorul acestora se pot măsura atât frecvențele joase cât și cele înalte. Frecvențele înalte pot fi măsurate numai dacă accelerometrul este bine fixat pe carcasa angrenajului de analizat. De aceea se recomandă montarea fixă a accelerometrului la locul de măsurare și anume prin șuruburi sau dacă aceasta nu este posibil - cu ajutorul unui magnet puternic.

Alegerea punctelor de măsurare este de asemenea foarte importantă pentru achiziționarea bună a datelor vibrațiilor roților dințate. Poziționarea corectă a punctelor de măsurare depinde de tipul și construcția mașinii, de tipul roților dințate utilizate, de natura defectului etc. Semnalul cel mai fidel poate fi obținut la plasarea accelerometrului în zona cu încărcare cât posibil mai aproape de lagărul de susținere al arborelui, pe care se află roata dințată de analizat.

Pentru obținerea unor rezultate corecte la măsurarea vibrațiilor transmisiilor prin angrenaje cu roți dințate, autorul a elaborat următoarele reguli specifice, care au fost respectate întocmai:

1. La transmisiile cu roți dințate cu dinți dreپți măsurarea vibrațiilor este necesar să fie efectuată numai pe direcție radială.
2. La transmisiile cu roți dințate cu dinți înclinați, cu roți dințate elicoidale, cu roți dințate cu dinți în V, cu roți dințate conice etc., vibrațiile trebuie măsurate pe direcție radială și pe direcție axială.
3. Traductorul trebuie plasat cât mai aproape de lagărul suport al arborelui roții dințate de analizat; înainte de efectuarea propriu-zisă a măsurării vibrațiilor, trebuie să se execute câteva măsurări de probă, pentru a se constata pe care parte a carcasei transmisiei se evidențiază un defect, respectiv în ce loc vibrațiile specifice unui defect sunt măsurabile; în caz că acestea pot fi măsurate în mai multe locuri, trebuie determinat locul unde acestea au valoarea maximă; astfel în cazul unui dinte rupt pe roata dințată din partea dreaptă a carcasei transmisiei, măsurarea vibrațiilor trebuie efectuată pe partea dreaptă a carcasei; reciproca este valabilă.
4. La carcasele transmisiilor cu roți dințate, care au nervuri de rigidizare pe partea interioară a peretelui carcasei, traductorul trebuie plasat pe suprafața exterioară plată a carcasei deasupra locului de îmbinare a nervurii cu peretele carcasei.
5. Natura și tipul defectului influențează poziționarea punctelor de măsurarea vibrațiilor; de exemplu, o roată dințată liberă pe arbore (datorită fixării slăbită pe arbore) sau o roată dințată fixată cu pană nepotrivită poate genera un semnal puternic pe direcție radială.
6. Măsurarea vibrațiilor transmisiilor cu roți dințate nu trebuie efectuată pe capace de etanșare pentru lubrifiant, din tablă subțire; ca puncte de măsurare trebuie alese părți fixe, ca de exemplu capete de bolț; transmisia vibrațiilor prin plăci subțiri cu gamituri de etanșare nu este bună și semnalele pot fi atenuate; transmisia vibrațiilor prin filetul bolțului nu este atenuată; de altfel la măsurarea vibrațiilor pe capete de bolț se obțin cele mai bune rezultate.
7. Pentru captarea atât a frecvențelor joase cât și a celor înalte trebuie utilizate ca traductoare accelerometre.
8. Pentru ca frecvențele înalte să poată fi captate, accelerometrul trebuie să fie bine fixat pe carcasa transmisiei cu roți dințate; de aceea se recomandă fixarea accelerometrului de carcasă prin șuruburi sau cu ajutorul unui magnet puternic.
9. La roți dințate mici și ușoare, montate în carcase cu pereți groși, trebuie montați și traductori fără contact, pentru măsurarea vibrațiilor relative ale arborilor acestor roți față de carcasă; aceasta este necesar, deoarece la viteze mici roți dințate și arbori cu greutate redusă nu pot genera suficientă energie, ca să pună în vibrații carcase grele; semnalele unor vibrații măsurate pe carcase nu pot fi utilizabile dacă raportul dintre greutatea carcasei și greutatea rotorului (roata dințată inclusiv cota-parte a arborelui respectiv) este mai mare de 10 la 1.

Cinematica și relațiile cinematice. Când una sau mai multe roți dințate sunt angrenate, frecvența generată depinde de viteza de rotație, numărul de dinți, excentricitatea și alte caracteristici comune.

La evaluarea raportului de transmisie a două roți dinate angrenate este necesară calcularea factorilor numărului de dinți a fiecărei roți dinate. Considerăm, de exemplu, numărul de dinți 12, care are ca factori primi $1 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 = 12$. Numărul de dinți 10 are factorii primi $1 \cdot 2 \cdot 5 = 10$. Numerele de dinți 12 și 10 au ca factor comun 2 și ca factori necomuni 2, 3 și 5. Deoarece în cazul unui astfel de angrenaj numerele de dinți ale celor două roți dinate au și alți factori comuni în afară de 1, s-ar putea considera că acest angrenaj are un raport de transmisie, care nu este ideal. O pereche ideală de roți dinate n-ar trebui să aibă ca factor comun al numerelor de dinți altul decât 1 (ceea ce practic nu este întotdeauna posibil). Dacă o roată dinată este excentrică, factorul comun indică numărul de dinți între dinții defecti. Factorul necomun al numerelor de dinți ale celor două roți dinate angrenate indică numărul de rotații pe care roată dinată 1 și roata dinată 2 trebuie să le efectueze până când aceiași dinți ai fiecărei roți ajung să se angreneze din nou. Frecvența acestui fenomen o numim frecvența de întâlnire a aceluiași dinți și o notăm cu f_{int} .

Raportul de transmisie i_{12} al unei perechi de roți dinate cilindrice ale căror axe sunt fixe este dat de relația:

$$i_{12} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.37)$$

Frecvența de angrenare f_{a12} a roții dinată 1 cu roata dinată 2 se calculează cu una din relațiile următoare:

$$\begin{aligned} f_{a12} &= z_1 \cdot f_1 \\ \text{sau} \\ f_{a12} &= z_2 \cdot f_2 \end{aligned} \quad (3.38)$$

în care z_1 este numărul de dinți al roții dinată 1, f_1 - frecvența de rotație a roții dinată 1, z_2 - numărul de dinți al roții dinată 2 și f_2 - frecvența de rotație a roții dinată 2. Cu numărul 1 se notează în general roata dinată conducătoare, iar cu 2 - roata dinată condusă. La mecanismele cu mai multe perechi de roți dinate, roata dinată condusă este notată cu numărul dat roții dinate conducătoare la care s-a adunat o unitate.

În spectrul de frecvență al vibrațiilor unor transmisii prin angrenaje cu roți dinate pot apărea, în anumite condiții, armonici ale frecvenței de angrenare, precum și frecvențe egale cu fracțiuni ale frecvenței de angrenare.

Frecvența de întâlnire $f_{int_{12}}$ este generată atunci când un dinte al roții dinată 1 se întâlnește, respectiv se angrenează, din nou cu același dinte al roții dinată 2. Se calculează cu relația:

$$\begin{aligned} f_{int_{12}} &= \frac{1}{\frac{mmc_{12}}{z_1} \cdot \frac{1}{f_1}} \\ \text{sau} \\ f_{int_{12}} &= \frac{1}{\frac{mmc_{12}}{z_2} \cdot \frac{1}{f_2}} \end{aligned} \quad (3.39)$$

în care mmc_{12} este cel mai mic multiplu comun al numerelor de dinți z_1 și z_2 . De exemplu, dacă la un angrenaj roata dinată 1 are $z_1 = 43$ dinți și frecvența de rotație $f_1 = 29,6$ Hz, iar roata dinată 2 are $z_2 = 99$ dinți, se determină $mmc_{12} = 43 \cdot 99$. Cu ajutorul relației (3.39) se obține $f_{int_{12}} = 0,2989$ Hz. Aceasta înseamnă că un dinte de pe prima roată se va angrena din nou cu

același dinte de pe roata a doua după $3,3445$ s, deoarece $\frac{1}{0,2989} = 3,3445$ s.

Frecvența de întâlnire, în mod normal, nu poate fi observată în spectrul de frecvență, deoarece această frecvență este foarte joasă. Ea poate fi totuși determinată în diagrama semnalului de timp.

Viteza periferică de rostogolire a roții dinate v_p se calculează cu relația următoare:

$$v_p = f_n \cdot \pi \cdot D_r \quad (3.40)$$

în care f_n este frecvența de rotație la turația n și D_r - diametrul cercului de rostogolire.

La angrenajele planetare frecvențele caracteristice se calculează cu alte relații decât cele deja menționate. Frecvențele prezentate mai înainte $f_{a_{12}}$ și $f_{int_{12}}$ sunt valabile numai dacă axele arborilor roților dinate angrenate nu au o mișcare relativă una față de cealaltă. Când axele arborilor roților dinate se mișcă relativ una față de cealaltă, ca în cazul unui angrenaj planetar la care axele roților dinate planetare se rotesc în jurul axei roții dinate centrale, frecvența de angrenare nu mai este egală cu numărul de dinți înmulțit cu frecvența de rotație a roții dinate a angrenajului respectiv, v. relațiile (3.38). În acest caz, pentru a se obține frecvența de angrenare trebuie calculată mai întâi viteza unghiulară relativă, respectiv frecvența de rotație relativă, dintre suportul roților dinate planetare și roata dinate cu axă fixă.

Pentru determinarea frecvențelor de rotație ale componentelor unor angrenaje planetare se pomește de la relația (3.37). Totuși relația (3.37) nu poate fi aplicată imediat la trenuri planetare la care axele unor roți dinate se rotesc una față de cealaltă.

Fig. 3.28 a prezintă un tip simplu de tren de roți dinate planetare format dintr-o roată dinate centrală 1, din roți dinate planetare 2, montate pe un suport planetar 4, și din roata cu dantură interioară 3. În figură se consideră că axa roții dinate centrale și axa roții cu dantură interioară sunt fixe, iar axele roților dinate planetare se rotesc în jurul roții dinate centrale cu frecvența de rotație a suportului. Pe baza acestui tip de tren planetar se deduc în continuare frecvențele caracteristice ale trenurilor de roți dinate planetare.

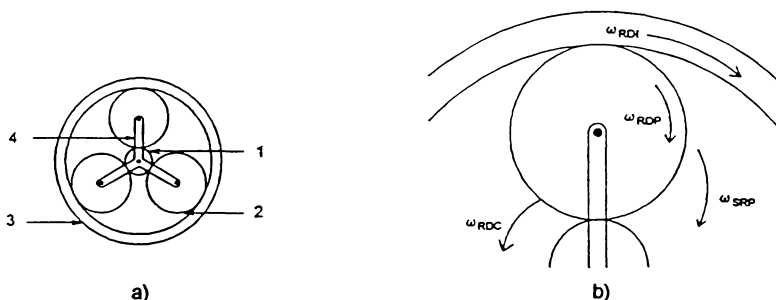


Fig. 3.28

Roata dinate centrală, roata cu dantură interioară și suportul planetar pot fi utilizate ca componente conducătoare (input) sau ca componente conduse (output). În funcție de configurația componentelor trenul de roți dinate planetare poate fi utilizat ca reductor sau multiplicator de viteze. De exemplu, dacă suportul planetar este staționar, cu roata dinate centrală ca input și cu roata cu dantură interioară ca output, atunci trenul de roți dinate planetare este un reductor de viteze. Dacă roata cu dantură interioară este staționară, cu suportul planetar ca input și cu roata dinate centrală ca output, atunci trenul de roți dinate planetare este un multiplicator de viteze.

Trenul de roți dinate planetare prezentat în fig. 3.28 a are patru viteze unghiulare cu sensurile de rotație indicate în fig. 3.28 b. Acestea sunt viteza unghiulară a roții dinate centrale ω_{RDC} , viteza unghiulară a roții dinate planetare ω_{RDP} , viteza unghiulară a roții dinate cu dantură interioară ω_{RDI} și viteza unghiulară a suportului roților dinate planetare ω_{SRP} . Acelor viteze unghiulare le corespund frecvențele de rotație f_{RDC} , f_{RDP} , f_{RDI} și f_{SRP} .

Se consideră că vitezele unghiulare, care au sensul de rotație în sensul acelor de ceasornic au sens pozitiv (+) și cele în sens contrar acelor de ceasornic - sens negativ (-). Vitezele unghiulare și sensurile de rotație a două componente trebuie să fie cunoscute pentru a putea calcula vitezele unghiulare a celorlalte două componente. De exemplu, dacă se cunoaște viteza

unghiulară a roții dințate centrale și cea a roții cu dantură interioară, poate fi determinată viteza unghiulară a suportului.

Pentru a deduce o relație pentru calculul raportului de transmisie la trenuri de roți dințate planetare, similară relației (3.37), trebuie calculate mai întâi vitezele unghiulare relative dintre componente.

Din fig. 3.28 b se poate scrie relația vitezei unghiulare relative a roții dințate centrale față de suportul planetar $\omega_{RDC/SRP}$ după cum urmează:

$$\omega_{RDC/SRP} = \omega_{RDC} - \omega_{SRP} \quad (3.41)$$

și înlocuind vitezele unghiulare prin frecvențele de rotație corespunzătoare se poate scrie:

$$f_{RDC/SRP} = f_{RDC} - f_{SRP} \quad (3.41a)$$

Similar, din fig. 3.28 b se poate scrie de asemenea relația vitezei unghiulare relative a roții cu dantură interioară față de suportul planetar $\omega_{RDI/SRP}$ astfel:

$$\omega_{RDI/SRP} = \omega_{RDI} - \omega_{SRP} \quad (3.42)$$

și înlocuind vitezele unghiulare cu frecvențele de rotație corespunzătoare relația devine:

$$f_{RDI/SRP} = f_{RDI} - f_{SRP} \quad (3.42a)$$

Considerându-se roata dințată centrală ca input și roata cu dantură interioară ca output, se poate substitui în relația (3.37) f_1 cu membrul al doilea al relației (3.41a) și f_2 cu membrul al doilea al relației (3.42a). Astfel fiind considerată roata dințată centrală ca input și roata cu dantură interioară ca output, atunci roata dințată centrală și roțile dințate planetare sunt roți conducătoare (roata dințată centrală acționează roțile dințate planetare, iar roțile dințate planetare acționează roata cu dantură interioară). În acest caz roțile dințate planetare sunt în același timp și roți conduse. Roata cu dantură interioară este de asemenea roată condusă. Produsul numerelor de dinți ale componentelor conduse este egal cu produsul dintre numărul de dinți al roții dințate planetare z_{RDP} cu numărul de dinți al roții cu dantură interioară z_{RDI} . Produsul numerelor de dinți ale roților conducătoare este egal cu produsul dintre numărul de dinți al roții dințate centrale z_{RDC} cu numărul de dinți al roții dințate planetare z_{RDP} . Deci relația (3.37) pentru raportul de transmisie dintre roata dințată centrală și roata cu dantură interioară $i_{RDC,RDI}$ se poate scrie astfel:

$$i_{RDC,RDI} = \frac{f_{RDC} - f_{SRP}}{f_{RDI} - f_{SRP}} = \frac{z_{RDP} \cdot z_{RDI}}{z_{RDC} \cdot z_{RDP}} = \frac{z_{RDI}}{z_{RDC}}$$

respectiv

$$i_{RDC,RDI} = \frac{f_{RDC} - f_{SRP}}{f_{RDI} - f_{SRP}} = \frac{z_{RDI}}{z_{RDC}} \quad (3.43)$$

În mod similar se poate scrie raportul de transmisie dintre roata dințată planetară și roata cu dantură interioară $i_{RDP,RDI}$ după cum urmează:

$$i_{RDP,RDI} = \frac{f_{RDP} - f_{SRP}}{f_{RDI} - f_{SRP}} = \frac{z_{RDI}}{z_{RDP}} \quad (3.44)$$

Relațiile (3.43) și (3.44) se utilizează pentru deducerea relațiilor de calcul ale frecvențelor de rotație f_{RDC} , f_{RDI} , f_{SRP} și f_{RDP} , a frecvenței de angrenare a roții dințate centrale cu roata dințată planetară $f_{RDC,RDP}$ și a frecvenței de angrenare a roții dințate planetare cu roata cu dantură interioară $f_{RDP,RDI}$.

La deducerea relației de calcul a frecvenței f_{RDC} se pleacă de la egalitatea din relația (3.43) din care rezultă:

$$f_{RDC} = \left(\frac{z_{RDI}}{z_{RDC}} \right) \cdot (f_{RDI} - f_{SRP}) + f_{SRP}. \quad (3.45)$$

Ordonându-se expresia (3.45) se obține următoarea relația de calcul a frecvenței de rotație a roții dințate centrale f_{RDC} :

$$f_{RDC} = f_{RDI} \cdot \left(\frac{z_{RDI}}{z_{RDC}} \right) + f_{SRP} \cdot \left(1 - \frac{z_{RDI}}{z_{RDC}} \right). \quad (3.46)$$

Pentru deducerea relației de calcul a frecvenței f_{SRP} se pleacă de la expresia (3.45), se desfac parantezele și se deduce următoarea relație de calcul a frecvenței de rotație a suportului planetar f_{SRP} :

$$f_{SRP} = \frac{\left(\frac{z_{RDI}}{z_{RDC}} \right) \cdot f_{RDI} - f_{RDC}}{\frac{z_{RDI}}{z_{RDC}} - 1}. \quad (3.47)$$

Pentru deducerea relației de calcul a frecvenței f_{RDI} se pleacă de la relația (3.43) și se obține următoarea relație de calcul a frecvenței de rotație a roții cu dantură interioară f_{RDI} :

$$f_{RDI} = f_{RDC} \cdot \left(\frac{z_{RDC}}{z_{RDI}} \right) + f_{SRP} \cdot \left(1 - \frac{z_{RDC}}{z_{RDI}} \right). \quad (3.48)$$

Pentru deducerea relației de calcul a frecvenței f_{RDP} se pleacă de la relația (3.44) și se obține următoarea relație de calcul a frecvenței de rotație a roții dințate planetare f_{RDP} :

$$f_{RDP} = f_{RDI} \cdot \left(\frac{z_{RDI}}{z_{RDP}} \right) + f_{SRP} \cdot \left(1 - \frac{z_{RDI}}{z_{RDP}} \right). \quad (3.49)$$

Frecvența de angrenare a roții dințate centrale cu roțile dințate planetare, $f_{a_{RDC/RDP}}$, este egală cu diferența dintre frecvența de rotație a roții dințate centrale și frecvența de rotație a suportului planetar [v. relația (3.41a)], înmulțită cu numărul de dinți al roții dințate centrale:

$$f_{a_{RDC/RDP}} = \left| (f_{RDC} - f_{SRP}) \right| \cdot z_{RDC}. \quad (3.50)$$

Frecvența $f_{a_{RDC/RDP}}$ este egală însă și cu diferența dintre frecvența de rotație a roții dințate planetare și frecvența de rotație a suportului planetar, înmulțită cu numărul de dinți al roții dințate planetare:

$$f_{a_{RDC/RDP}} = \left| (f_{RDP} - f_{SRP}) \right| \cdot z_{RDP}. \quad (3.51)$$

În mod similar, frecvența de angrenare a roții dințate planetare cu roata cu dantură interioară $f_{a_{RDP/RDI}}$ este egală cu diferența dintre frecvența de rotație a roții cu dantură interioară și frecvența de rotație a suportului planetar, înmulțită cu numărul de dinți al roții cu dantură interioară:

$$f_{a_{RDP/RDI}} = \left| (f_{RDI} - f_{SRP}) \right| \cdot z_{RDI}. \quad (3.52)$$

Raportul de transmisie, de exemplu $\frac{Z_{RDI}}{Z_{RDC}}$ în relațiile de calcul ale frecvențelor de rotație ale componentelor trenului planetar, deduse mai înainte, se consideră că are semnul pozitiv (+) sau negativ (-) după cum roțile se rotesc în același sens sau în sens opus.

Pentru calcularea frecvențelor caracteristice ale angrenajelor simple cu roți dințate se utilizează programe de calcul pe calculator (PC), ca de exemplu programul de calcul american "VCI Gears Program". Cu astfel de programe nu se pot calcula frecvențele caracteristice ale angrenajelor planetare sau ale transmisiilor cu roți dințate planetare.

Pentru determinarea frecvențelor caracteristice ale angrenajelor cu roți dințate planetare autorul a elaborat teoria de calcul descrisă anterior, v. relațiile (3.41) - (3.52).

La utilizarea programului "VCI Gears Program" pentru angrenaje simple trebuie introduse în program următoarele date:

- numărul de dinți al celor două roți dințate angrenate;
- diametrul cercului de rulare al celor două roți dințate angrenate;
- frecvența de rotație a unei roți dințate sau frecvența de angrenare a perechii de roți dințate.

Programul calculează următoarele date pentru o pereche de roți dințate ale unui angrenaj simplu:

- frecvența de rotație a roții dințate (care nu a fost dată);
- cel mai mic multiplu comun, factori comuni și necomuni între numerele de dinți a două roți ale unui angrenaj;
- raport de transmisie;
- frecvența de angrenare și armonici;
- frecvența de întâlnire;
- viteza periferică de rostogolire;
- numărul de rotații efectuate de fiecare dintre cele două roți la angrenare;
- numărul de dinți defecti pe fiecare roată dințată;
- durată de viață în procente;
- indicatorul numeric de calitate pentru cele două roți dințate angrenate, recomandat de "AGMA (American Gear Manufacturers Association)", în funcție de viteza periferică de rostogolire a roților dințate.

Programul de calcul evaluează, prin simulare, câte rotații execută roata dințată cu diametrul mai mic, dacă roata dințată cu diametrul mai mare execută una, două, trei etc., rotații complete. De exemplu, la un angrenaj cu o roată dințată 1, având $z_1 = 25$ dinți și o roată dințată 2 cu $z_2 = 115$ dinți, dacă roata dințată 2 execută o rotație completă, roata dințată 1 execută patru rotații complete plus o rotație parțială corespunzătoare arcului de pe cercul de rostogolire, corespunzător a 15 dinți, deoarece $(115 = 4 \cdot 25 + 15)$. Calculul se continuă în paralel până când ambele roți ajung să execute, fiecare din ele, un număr de rotații complete.

"AGMA Quality Number System" este un normativ pentru evaluarea calității roților dințate, în care se specifică indicatorii numerici de calitate, care sunt recomandați pentru diferite viteze periferice de rostogolire. Indicatorii numerici de calitate sunt stabiliți de la 3 la 14, în ordine crescătoare a preciziei de prelucrare. În acest normativ pentru fiecare indicator numeric de calitate este prevăzut gradul de precizie corespunzător, cu indicarea toleranțelor de prelucrare respective pentru angrenaje cilindrice, angrenaje elicoidale, angrenaje conice, angrenaje ipoidale, angrenaje cu cremalieră și angrenaje cu melc.

Cauzele principale ale vibrațiilor ridicate (peste limitele normale) ale angrenajelor cu roți dințate sunt următoarele:

- a) slăbirea îmbinărilor mecanice;
- b) excentricitatea;
- c) roți dințate nealiniat sau aliniat incorect;
- d) joc excesiv la angrenare sau roți dințate oscilante;
- e) dinți ruți, stirbiți sau fisurați.

În continuare se determină cauzele vibrațiilor unor transmisiu cu roți dințate prin diagnoză.

Slăbirea îmbinărilor suportului planetar (joc excesiv al suportului planetar) al unei transmisiu cu roți dințate planetare. Unul din defectele întâlnite la transmisiile cu roți dințate planetare este slăbirea îmbinărilor mecanice ale suportului planetar, care cauzează un joc excesiv al acestuia în trenul planetar. Ca exemplu se analizează în continuare vibrațiile unui astfel de tren planetar. Trenul de roți dințate planetare analizat constituie reductorul dublu de viteze al transmisiu acționării unei supape de siguranță (de închidere) a unei conducte principale de

alimentare cu apă, aparținând unor circuite secundare în centrala nucleară. Vibrațiile au fost măsurate în două puncte pe carcasa reductorului, deasupra trenului planetar primar și deasupra trenului planetar secundar.

În fig. 3.29 se prezintă schematic reductorul dublu de viteze menționat, în care 1 este roata dințată centrală (input) aparținând trenului planetar primar, 2 - roata dințată planetară a trenului primar montată în suportul planetar 4, 3 - roata cu dantură interioară a trenului planetar primar (trenul planetar primar fiind similar cu trenul planetar simplu prezentat în fig. 3.28 a), 5 - roata dințată planetară a trenului secundar și 6 - roata cu dantură interioară a trenului planetar secundar (output).

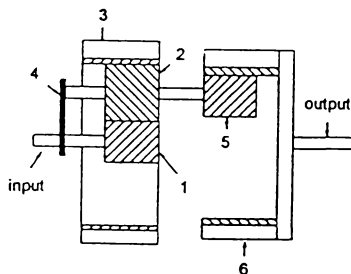


Fig. 3.29

Spectrele de frecvență ale vibrațiilor reductorului dublu de viteze, descris mai înainte, sunt prezentate în fig. 3.30 - 3.33.

Roțile dințate ale reductorului dublu de viteze au următoarele numere de dinți: $z_1 = 10$ dinți, $z_2 = 33$ dinți, $z_3 = 77$ dinți, $z_5 = 23$ dinți și $z_6 = 66$ dinți.

Roata dințată centrală 1 se rotește cu o frecvență de 30 Hz în contra acelor de ceasomic, deci $f_1 = -30$ Hz. Roata cu dantură interioară 3 a trenului planetar primar nu se rotește, deci $f_3 = 0$.

Pentru determinarea defectului reductorului dublu de viteze menționat, trebuie mai întâi calculate frecvențele caracteristice ale acestui tren planetar, ca apoi prin identificare cu frecvențele existente în spectrele de frecvență ale vibrațiilor, să se poată efectua o diagnoză corectă.

Frecvența de rotație a suportului planetar 4 se calculează cu relația (3.47), la care dacă se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților, se obține:

$$f_4 = \frac{f_3 \left(\frac{z_3}{z_1} \right) - f_1}{\frac{z_3}{z_1} - 1} \quad (3.53)$$

Înlocuind în relația (3.53) datele cunoscute și ținând seamă de semnul (+) sau (-) al sensurilor de rotație respective, frecvența de rotație a suportului planetar 4 are următoarea valoare:

$$f_4 = \frac{(0) \left(\frac{-77}{10} \right) - (-30)}{\left(\frac{-77}{10} \right) - 1} = -3,448 \approx -3,45 \text{ Hz.}$$

Deci suportul planetar 4 se rotește cu o frecvență de 3,45 Hz în sens de rotație contrar acelor de ceasomic.

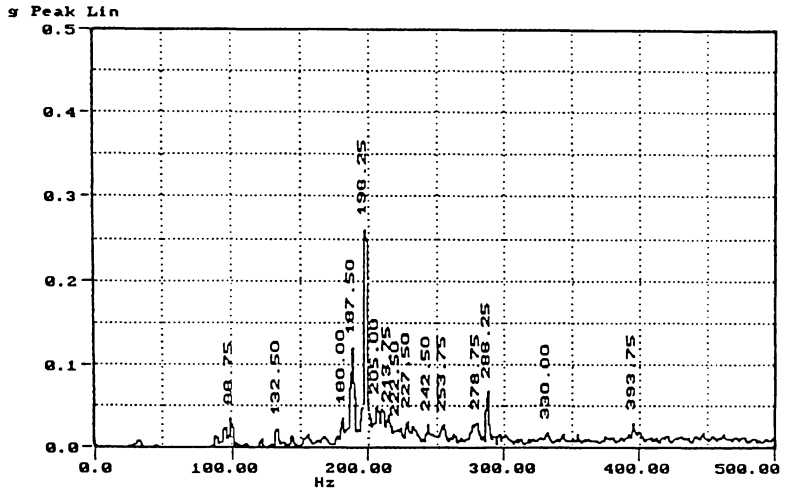


Fig. 3.30

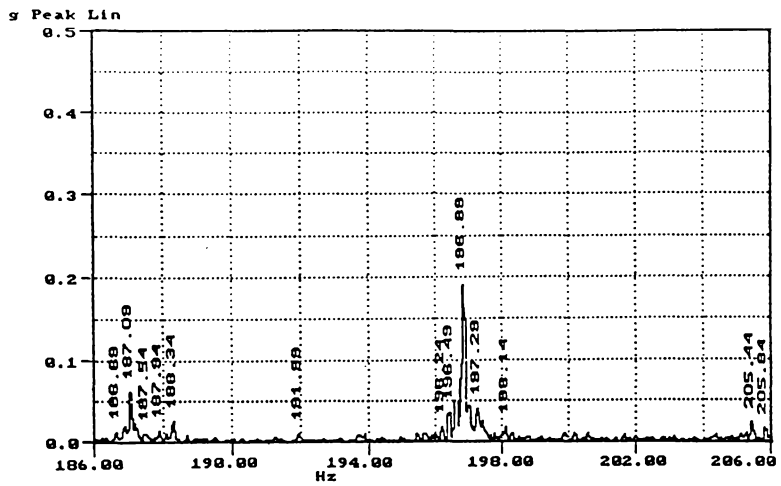


Fig. 3.31

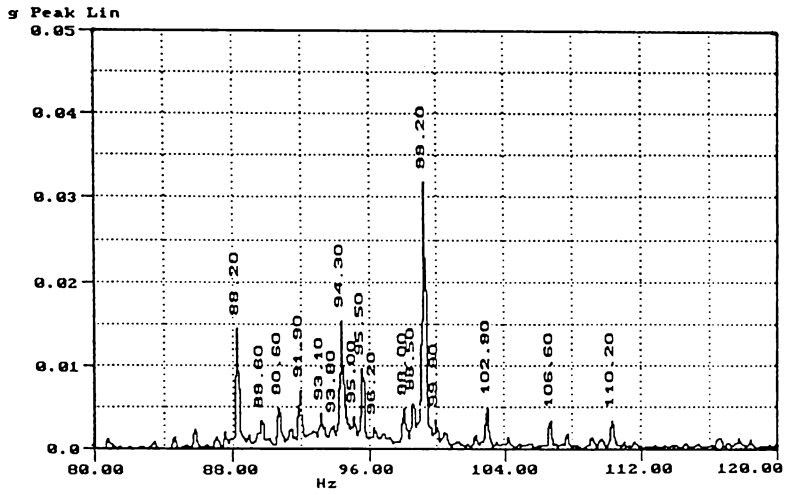


Fig. 3.32

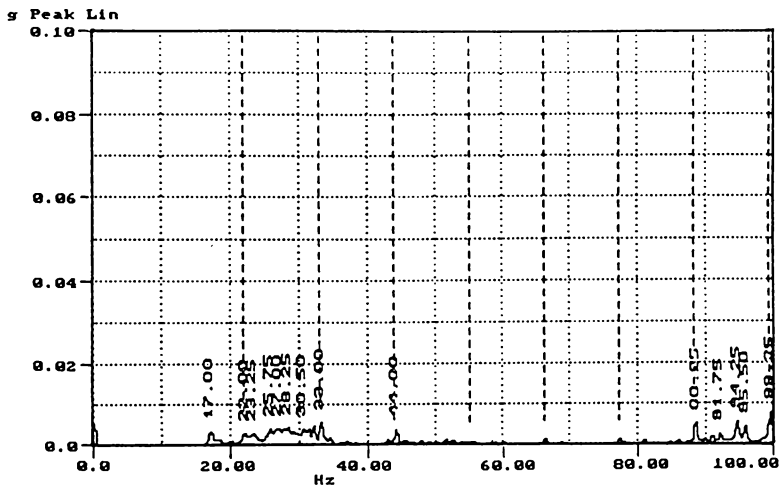


Fig. 3.33

Frecvența de rotație a roților dințate planetare 2 se calculează cu relația (3.49), la care dacă se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților, se obține:

$$f_2 = f_3 \cdot \left(\frac{z_3}{z_2} \right) + f_4 \cdot \left(1 - \frac{z_3}{z_2} \right). \quad (3.54)$$

Înlocuind în relația (3.54) datele cunoscute și ținând seamă de semnul sensurilor de rotație respective, rezultă $f_2 = 4,599 \approx 4,6$ Hz. Deci roțile planetare 2 se rotesc cu o frecvență de 4,6 Hz în sensul de rotație al acelor de ceasornic.

Frecvența de angrenare a roții dințate centrale 1 cu roțile dințate planetare 2 se calculează cu relația (3.50), la care dacă se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților, se obține:

$$f_{a_{12}} = |(f_1 - f_4)| \cdot z_1. \quad (3.55)$$

Înlocuind în relația (3.55) datele cunoscute și ținând seamă de semnul sensurilor de rotație respective, rezultă $f_{a_{12}} = 265,50$ Hz.

Frecvența $f_{a_{12}}$ se poate calcula și cu relația (3.51), la care dacă se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților, se obține:

$$f_{a_{12}} = |(f_2 - f_4)| \cdot z_2. \quad (3.56)$$

Înlocuind în relația (3.56) datele cunoscute și ținând seamă de semnul sensurilor de rotație respective, rezultă $f_{a_{12}} = 265,65$ Hz.

Frecvența de angrenare a roții dințate planetare 2 cu roata cu dantură interioară 3 se calculează cu relația (3.52), la care dacă se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților, se obține:

$$f_{a_{23}} = |(f_3 - f_4)| \cdot z_3. \quad (3.57)$$

Înlocuind în relația (3.57) datele cunoscute și ținând seamă de semnul sensurilor de rotație respective, rezultă $f_{a_{23}} = 265,65$ Hz.

Roata dințată planetară 5 a trenului secundar are aceeași frecvență de rotație cu roata dințată planetară 2 a trenului primar, deoarece ambele roți sunt fixate pe același arbore (v. fig. 3.29), deci $f_2 = f_5 = 4,6$ Hz. Frecvența de rotație a roții cu dantură interioară 6 este necunoscută și urmează să fie calculată.

În trenul planetar secundar frecvența de angrenare a roții dințate planetare 5 cu roata cu dantură interioară 6 se poate calcula cu o expresie similară relației (3.51). Dacă în relația (3.51) se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților și dacă se ia în considerare că roata dințată planetară 5 (cu indicii literali RDP) are în trenul secundar același rol ca roata dințată centrală (cu indicii literali RDC) în trenul primar, se poate scrie:

$$f_{a_{56}} = |(f_5 - f_4)| \cdot z_5. \quad (3.58)$$

Înlocuind în relația (3.58) datele cunoscute și ținând seamă de semnul sensurilor de rotație respective, rezultă $f_{a_{56}} = 185,15$ Hz.

Pentru calcularea frecvenței de rotație a roții cu dantură interioară 6, se pleacă de la relația (3.52), la care dacă se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților, rezultă:

$$f_{a_{56}} = |(f_6 - f_4)| \cdot z_6. \quad (3.59)$$

De aici se obține următoarea relație de calcul a frecvenței de rotație a roții cu dantură interioară 6 (output):

$$f_6 = \frac{f_{a_{56}}}{z_6} + f_4, \quad (3.60)$$

în care înlocuind termenii relației cu valorile cunoscute și ținând seamă de semnul sensurilor de rotație respective, se obține $f_6 = -0,645$ Hz. Deci roata cu dantură interioară 6 se rotește cu o frecvență de 0,645 Hz în sens contrar acelor de ceasornic.

Pentru verificare, se calculează f_5 în funcție de f_6 cu relația (3.49), la care dacă se înlocuiesc indicii literali cu indicii numerici corespunzători cu numerele date roților, se obține:

$$f_5 = f_6 \cdot \left(\frac{z_6}{z_5} \right) + f_4 \cdot \left(1 - \frac{z_6}{z_5} \right). \quad (3.61)$$

Înlocuind termenii cu valorile cunoscute și ținând seamă de semnul sensurilor de rotație respective, rezultă $f_5 = 4,598 \cong 4,6$ Hz. Frecvența rezultată are aceeași valoare și același semn ca cea determinată anterior pentru f_5 , respectiv f_2 (deoarece $f_5 = f_2$), deci calculele sunt corecte.

În spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe carcasa reductorului, deasupra trenului planetar secundar, din fig. 3.30, se constată că cea mai mare accelerație apare la frecvența de 196,25 Hz. În acest spectru apare de asemenea o linie spectrală la 393,75 Hz, care este amonica frecvenței menționate. Frecvența de angrenare a roții dințate planetare 5 cu roata cu dantură interioară 6 din trenul planetar secundar (v. fig. 3.29), rezultată din calcul, este $f_{a_{56}} = 185,15$ Hz.

În același spectru se observă o linie spectrală la frecvența de 286,25 Hz. Frecvența de angrenare a roții planetare 2 cu roata cu dantură interioară 3 din trenul planetar primar, rezultată din calcul, este $f_{a_{23}} = 265,65$ Hz.

Frecvențele menționate, existente în spectrul de frecvență din fig. 3.30, se presupune că reprezintă frecvența de angrenare $f_{a_{56}}$, respectiv $f_{a_{23}}$, dar nu pot fi imediat identificate cu acestea, din cauza diferențelor dintre valorile comparate.

Analizând banda de frecvență din jurul frecvenței de 196 Hz cu o fereastră de frecvență de 20 Hz se obține spectrul din fig. 3.31. Linia spectrală la frecvența de 196,25 Hz, evidențiată în spectrul din fig. 3.30, se observă în spectrul din fig. 3.31 la frecvența de 196,89 Hz și are amplitudinea ceva mai mică decât linia spectrală corespunzătoare din spectrul din figura anterioară. Aceasta se datorează faptului că spectrul de frecvență din fig. 3.31 provine din analizarea vibrațiilor măsurate pe carcasă, deasupra trenului planetar primar, iar frecvența de 196,25 Hz, respectiv de 196,89 Hz, corespunde frecvenței de angrenare în trenul planetar secundar.

În spectrul de frecvență din fig. 3.31 se observă că frecvența de 196,89 Hz este modulată cu o frecvență de 9,8 Hz, deoarece $(196,89 - 187,09 = 9,8 \text{ Hz})$. Frecvența de 9,8 Hz este egală cu de două ori 4,9 Hz, care este valoarea măsurată a frecvenței de rotație a roții dințate planetare 5 din trenul planetar secundar; deci, din datele măsurate, rezultă $f_{5m} = f_{2m} = 4,9$ Hz în loc de $f_5 = f_2 = 4,6$ Hz, valoare obținută prin calcul.

Pentru observarea în continuare a altor fenomene de modulare, care pot constitui indicatori prețioși pentru efectuarea unei diagnoze, se analizează banda de frecvență în jurul frecvenței de 100 Hz (circa jumătatea frecvenței de 196,89 Hz) cu o fereastră de frecvență de 40 Hz, așa cum se vede în fig. 3.32. În acest spectru de frecvență se observă o accelerație ceva mai ridicată la frecvența de 99,2 Hz, care este modulată cu o frecvență de 3,7 Hz. Astfel în partea dreaptă a frecvenței de 99,2 Hz apar linii spectrale la intervale de 3,7 Hz, ca de exemplu la 102,9 Hz, 106,6 Hz, 110,2 Hz, iar în partea stângă - de asemenea la intervale de 3,7 Hz, ca de exemplu la 95,5 Hz, 91,9 Hz și 88,2 Hz. Deci se poate deduce că frecvența de 3,7 Hz este frecvența de rotație a suportului planetar 4. Astfel, din măsurarea vibrațiilor rezultă $f_{4m} = -3,7$, în loc de $f_4 = -3,45$ Hz, valoare obținută din calcul. De trei ori valoarea măsurată a frecvenței de rotație a suportului planetar, în valoare absolută, este 11 Hz.

În spectrul de frecvență din fig. 3.33 se evidențiază armonici ale frecvenței de 11 Hz și anume la 22 Hz, 33 Hz, 44 Hz etc.

Frecvența de 99,2 Hz din fig. 3.32 și din fig. 3.33 este chiar amonica a 9-a a frecvenței de 11 Hz. Cauza pentru care apare în aceste spectre o frecvență egală cu de trei ori frecvența de rotație a suportului planetar, respectiv a 9-a amonică a acesteia, este că reductorul are trei roți

dințate planetare în suportul planetar al trenului planetar primar și trei roți dințate planetare în trenul planetar secundar. Între amplitudinele liniilor spectrale corespunzătoare din spectrele din fig. 3.32 și fig. 3.33 există diferențe, deoarece spectrul de frecvență din fig. 3.32 s-a obținut din analiza vibrațiilor măsurate pe carcasa reductorului deasupra trenului planetar secundar, iar cel din fig. 3.33 - din analiza vibrațiilor măsurate deasupra trenului planetar primar.

Relația (3.57) se poate scrie pentru datele obținute prin măsurarea vibrațiilor, după cum urmează:

$$f_{a_{23m}} = \left| (f_3 - f_{4_m}) \right| \cdot z_3. \quad (3.62)$$

Recalculând frecvența de angrenare a roții dințate planetare 2 cu roata cu dantură interioară 3, care nu se rotește ($f_3 = 0$), cu ajutorul relației (3.62) se obține $f_{a_{23m}} = 284,9$ Hz, care se poate identifica cu frecvența de 286,25 Hz, existentă în spectrul din fig. 3.30.

Procedând în mod similar, relația (3.58) pentru datele obținute prin măsurarea vibrațiilor devine:

$$f_{a_{56m}} = \left| (f_{5_m} - f_{4_m}) \right| \cdot z_5. \quad (3.63)$$

Recalculând frecvența de angrenare a roții dințate planetare 5 cu roata cu dantură interioară 6, conform relației (3.63), se obține $f_{a_{56m}} = 197,8$ Hz, frecvență care poate fi identificată cu frecvența de 196,89 Hz, existentă în spectrul din fig. 3.30.

Relația (3.60) pentru datele obținute prin măsurarea vibrațiilor se poate scrie:

$$f_{6_m} = \frac{f_{a_{56m}}}{z_6} + f_{4_m}. \quad (3.64)$$

Recalculând frecvența de rotație a roții cu dantură interioară 6 (output) cu relația (3.64) rezultă $f_{6_m} = -0,703$ Hz. Deci roata cu dantură interioară 6, conform datelor rezultate la măsurarea vibrațiilor, se rotește cu o frecvență de 0,703 Hz în sens contrar acelor de ceasornic, în loc de $f_6 = -0,645$ Hz, valoare calculată inițial.

Deoarece:

- a) în spectrul de frecvență din fig. 3.32 apar modelări multiple cu frecvența de rotație a suportului planetar de 3,7 Hz,
- b) în spectrul de frecvență din fig. 3.33 se evidențiază armonici ale frecvenței de 11 Hz,
- c) accelerația vibrațiilor la frecvența de angrenare a roților dințate din trenul planetar secundar de 196,25 Hz (v. fig. 3.30), respectiv de 196,89 Hz (v. fig. 3.31), este ridicată, se pune diagnoza, că suportul planetar are îmbinările mecanice slăbite, respectiv are un joc excesiv.

La demontarea reductorului, prin inspecție și încercări, diagnoza s-a confirmat.

Roți dințate excentrice. Angrenajele cu roți dințate excentrice pot fi grupate, conform caracteristicilor comune unei diagnoze, în patru categorii:

1. Angrenaje, la care numerele de dinți ale celor două roți dințate angrenate au un factor comun și ca defect mai mare au una sau ambele roți dințate excentrice, iar ca defect mai mic - slăbirea îmbinărilor sau fixarea incorectă a roților dințate.
2. Angrenaje, la care numerele de dinți ale celor două roți dințate angrenate au un factor comun și ca defect mai mare au slăbirea îmbinărilor sau fixarea incorectă a roților dințate, iar ca defect mai mic - una sau ambele roți dințate excentrice.
3. Roți dințate care nu sunt circulare sau cu bătaie radială a danturii.
4. Roți dințate montate pe arbori încovoiați.

Angrenaje, la care numerele de dinți ale celor două roți dințate au un factor comun și ca defect mai mare au una sau ambele roți dințate excentrice, iar ca defect mai mic - slăbirea îmbinărilor sau fixarea incorectă a roților dințate. În fig. 3.34 este reprezentat schematic un reductor simplu de viteze, aparținând sistemului de transmisie a acționării supapei de închidere a unuia dintre circuitele de alimentare cu apă din centrala nucleară. Reductorul prezentat este format din roata dințată (pinion) 1 cu $z_1 = 25$ dinți și roata dințată 2 cu $z_2 = 115$ dinți. Frecvența de rotație a roții

dințate 1 este $f_1 = 20$ Hz.

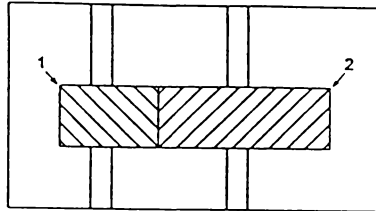


Fig. 3.34

In tabelul 3.1 sunt prezentate datele necesare calculului și rezultatele acestora efectuate

Tabelul 3.1

Roata dințată 1	Angrenaj	Roata dințată 2
$z_1 = 25$ dinți	$i_{12} = 4,6$	$z_2 = 115$ dinți
$fac_{nec_{12}} = 5$	$fac_{com_{12}} = 5$ $mmc_{12} = 5 \cdot 5 \cdot 23$	$fac_{nec_{21}} = 23$
$f_1 = 20$ Hz	$f_{a_{12}} = 500$ Hz $f_{int_{12}} = 0,87$ Hz	$f_2 = 4,35$ Hz
Evaluarea rotațiilor		
	Rotații complete + nr. de dinți ai roții 1	Rotații complete ale roții 2
	4 + 15	1
	9 + 5	2
	13 + 20	3
	18 + 10	4
	23 + 0	5
Armonici și fracțiuni ale frecvenței de angrenare:		
$\frac{1}{5}f_{a_{12}} = 100$ Hz $\frac{2}{5}f_{a_{12}} = 200$ Hz $\frac{3}{5}f_{a_{12}} = 300$ Hz $\frac{4}{5}f_{a_{12}} = 400$ Hz		
$\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 250$ Hz $1\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 750$ Hz $2f_{a_{12}} = 1000$ Hz $3f_{a_{12}} = 1500$ Hz.		

conform relațiilor (3.37) - (3.39), factorii comuni și necomuni ai numerelor de dinți, precum și rezultatele evaluării rotațiilor roților dințate ale angrenajului menționat. Numerele de dinți ale roților dințate au ca factor comun 5. Dacă o roată dințată este excentrică, fiecare al cincilea dinte de pe cealaltă roată dințată poate fi presat mai tare decât ceilalți dinți de către excentricitate, indiferent de forma acesteia. In anumite cazuri, fiecare al cincilea dinte poate să devină foarte uzat și să uzeze fiecare al cincilea dinte de pe roata cealaltă.

In tabelul 3.1 se dau de asemenea valorile frecvențelor egale cu fracțiunile $\frac{1}{5}$, $\frac{2}{5}$, $\frac{3}{5}$ și $\frac{4}{5}$ din

frecvența de angrenare, care pot fi observate în spectrul de frecvență al vibrațiilor, dacă una din roțile dințate ale angrenajului este excentrică. Evaluarea rotațiilor (v. tabelul 3.1) indică locul defectuos pe roata excentrică, care lovește al 15-lea, al 5-lea, al 20-lea și al 10-lea dinte de pe pinion, fenomen care se repetă continuu în timpul funcționării angrenajului. În cazul unei roți excentrice rezultatul final este că fiecare al cincelea dinte se uzează mult mai repede decât ceilalți dinți.

În fig. 3.35 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe cutia reductorului simplu (v. fig. 3.34). Se observă o amplitudine mare la frecvența de 100 Hz (v. punctul 1 din fig. 3.35), care este $\frac{1}{5}$ din frecvența de angrenare. Aceasta indică, că amândouă roțile dințate au fiecare al cincelea dinte uzat. Pentru a putea observa eventuale modulații ale frecvenței de 100 Hz, trebuie analizată această frecvență într-un domeniu de frecvență mai redus. Linia spectrală la 502,5 Hz (v. punctul 2 din fig. 3.35) se poate identifica cu frecvența de angrenare. Modulația în jurul frecvenței de angrenare nu este semnificativă, deoarece amplitudinea ei este redusă, ceea ce indică, că roțile se angrenează fără erori de angrenare.

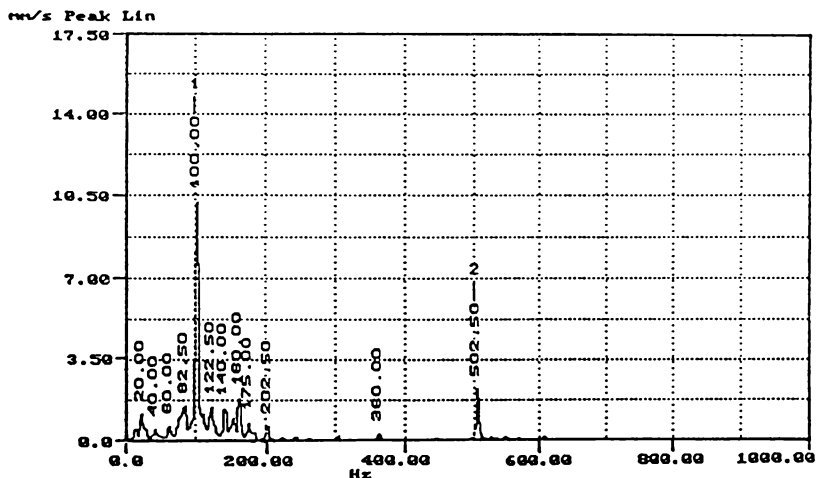


Fig. 3.35

Fig. 3.36 prezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor menționate cu banda de frecvență între 0 - 200 Hz. Linia spectrală la 100,5 Hz este modulată pe partea cu frecvențe mai ridicate (pe partea din dreapta liniei spectrale) și pe partea cu frecvențe mai reduse (pe partea din stânga liniei spectrale) cu frecvența de rotație a roții dințate (pinion) 1, precum și cu frecvența de rotație a roții dințate 2. Din analiza vibrațiilor a mai multor cazuri de angrenaje cu roți dințate excentrice, de același tip și cu aceleași defecte, s-a constatat că atunci când modulațiile în amplitudine sunt mai ridicate pe partea cu frecvențe mai mari de 100,5 Hz amândouă roțile sunt excentrice și că excentricitatea este defectul mai mare. Amplitudinile mai reduse pe partea cu frecvențe mai mici de 100,5 Hz indică, că roțile nu sunt fixate corect (au îmbinări mecanice slăbite) și că acest defect este mai mic.

În fig. 3.37 se prezintă diagrama semnalului de timp al vibrațiilor măsurate pe cutia reductorului simplu, ce se analizează. Diferența de timp dintre punctele 1 și 2 din diagramă este de 0,05 s sau $\frac{1}{0,05} = 20$ Hz, care este frecvența de rotație a pinionului (roata dințată 1, v. fig. 3.34 și tabe-

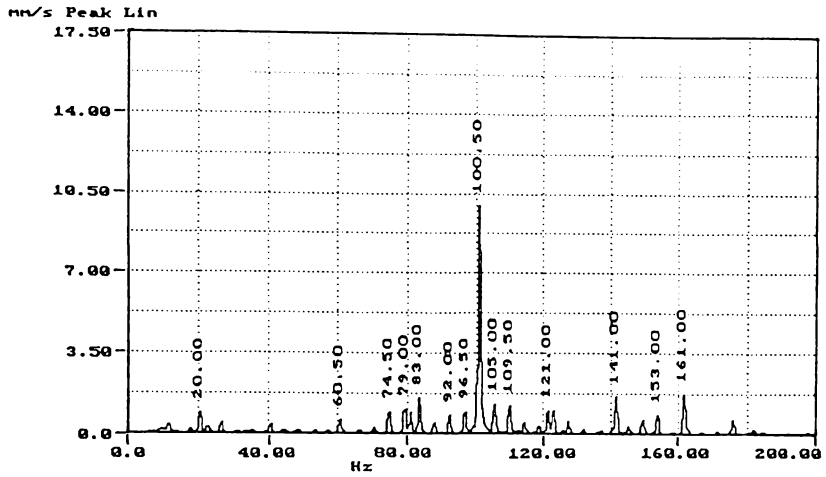


Fig. 3.36

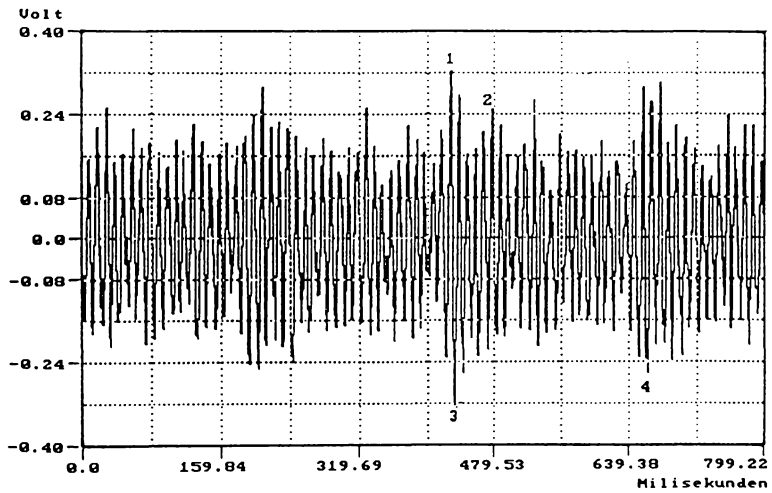


Fig. 3.37

lul 3.1). Diferența de timp între fiecare dintre cele cinci perioade între punctele 1 și 2 din diagrama semnalului de timp este de 0,01 s sau $\frac{1}{0,01} = 100$ Hz, care este $\frac{1}{5}$ din frecvența de angrenare. Diferența de timp dintre punctele 3 și 4 este 0,23 s sau $\frac{1}{0,23} = 4,348$ Hz, care este frecvența de rotație a roții dințate 2 (v. fig. 3.34 și tabelul 3.1). Numărul perioadelor dintre punctele 3 și 4 din diagrama semnalului de timp este 23, care este factorul necomun între numărul de dinți al roții 2 și numărul de dinți al pinionului 1 ($fac_{nec_{21}} = 23$). Numărul de perioade dintre punctele 1 și 2 din diagrama semnalului de timp este 5, care este factorul necomun dintre numărul de dinți al pinionului 1 și numărul de dinți al roții dințate 2 ($fac_{nec_{12}} = 5$).

Frecvența de angrenare nu poate fi observată în fig. 3.37, deoarece pentru aceasta este necesar ca reprezentarea să se facă cu o rezoluție mai mare. În fig. 3.38 este reprezentată diagrama semnalului de timp cu o rezoluție mai mare. Perioada dintre punctele 1 și 2 este 0,01 s sau $\frac{1}{0,01} = 100$ Hz, care este $\frac{1}{5}$ din frecvența de angrenare. Fiecare perioadă conține cinci vârfuri în sensul pozitiv al ordonatei. Durata de timp dintre aceste vârfuri este 0,002 s sau $\frac{1}{0,002} = 500$ Hz, care este frecvența de angrenare.

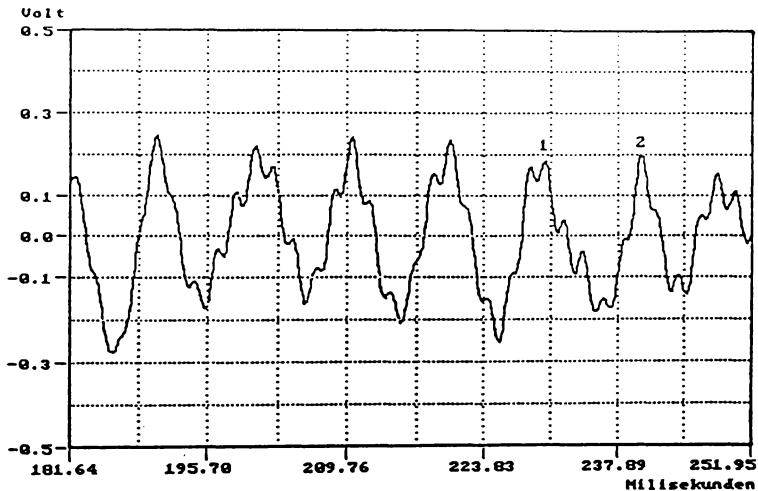


Fig. 3.38

Prin diagnosticare este important să se stabilească relația dintre cauză și efect. Frecvența de rotație atât a roții dințate 1 (pinion) cât și a roții dințate 2 modulează frecvența de 100,5 Hz (v. fig. 3.36), făcând posibilă observarea relației cauză-efect.

În acest caz prin diagnoză se poate stabili care este defectul principal (mai mare) și care este defectul secundar (mai mic), dar nu se poate stabili cu exactitate care dintre roți este excentrică și care are dinți uzați. Totuși este mai probabil să se presupună că roata dințată mai mare este excentrică și că ambele roți dințate sunt uzate. Aceasta nu schimbă prea mult măsurile care trebuie luate conform diagnozei, deoarece în acest caz trebuie oricum înlocuite ambele roți.

Astfel cauza uzurii angrenajului reductorului analizat poate fi una sau mai multe din următoarele:

- roțile dințate ale angrenajului au numere de dinți, care au un factor comun 5 ($f_{ac_{com_2}} = 5$) (în afară de 1), ceea ce conduce la o uzură mai rapidă;
- una sau ambele roți sunt excentrice;
- materialul din care sunt executate roțile dințate nu este de calitate.

Este de remarcat, că după ce roțile dințate ale reductorului au fost înlocuite cu altele noi cu aceleași numere de dinți și au fost montate și fixate în mod corespunzător, linia spectrală la frecvența de 100 Hz a apărut din nou în spectrul de frecvență al vibrațiilor reductorului reparat, dar nivelul vibrațiilor s-a redus la un sfert din valoarea măsurată înainte de reparație. Pentru ca frecvența de 100 Hz să nu mai apară în spectru și deci roțile dințate să dureze o perioadă de timp mai lungă, este necesar să se reproiecteze reductorul simplu, alegându-se același raport de transmisie, dar roți dințate cu alte numere de dinți, care să nu aibă factori comuni (în afară de 1).

Angrenaje, la care numerele de dinți ale celor două roți au un factor comun și ca defect mai mare au slăbirea îmbinărilor sau fixarea incorectă a roților dințate, iar ca defect mai mic - una sau ambele roți dințate excentrice. În fig. 3.39 se prezintă schematic configurația în formă de V a angrenajelor roților dințate ale unei mașini de fabricat hârtie. Roțile dințate 1, 4 și 7 sunt cele ale calendrilor uscători, iar roțile dințate 2, 3, 5 și 6 sunt cele ale calendrilor satinați de ghidare. Pentru asigurarea unei producții de hârtie de calitate este necesar ca nivelul vibrațiilor să fie mic.

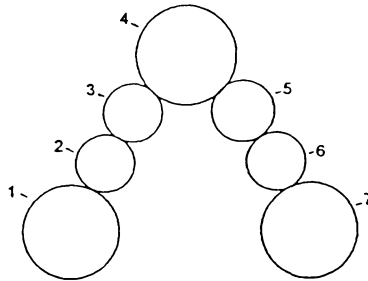


Fig. 3.39

Nivelul vibrațiilor angrenajului, dintre roata dințată 1 cu $z_1 = 126$ dinți și roata dințată 2 cu $z_2 = 81$ dinți, fiind mult mai ridicat decât cel al vibrațiilor celorlalte angrenaje, s-a procedat la analiza vibrațiilor angrenajului menționat.

În tabelul 3.2 sunt prezentate datele și rezultatele calculelor frecvențelor caracteristice pentru angrenajul de analizat. Calculele au fost efectuate cum s-a menționat la tabelul 3.1, cu deosebire că în tabelul 3.2 nu mai este prezentată evaluarea rotațiilor.

Fig. 3.40 reprezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul roții dințate 2. Linia spectrală de mare amplitudine la 355 Hz poate fi identificată cu frecvența de angrenare calculată $f_{a_{12}} = 355,32$ Hz (v. tabelul 3.2). Amplitudinea ridicată la frecvența de angrenare indică o angrenare defectuoasă. În spectrul de frecvență menționat se evidențiază de asemenea linia spectrală la 177,5 Hz, care se identifică cu $\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 177,66$ Hz și linia spectrală la 537,5 Hz, care poate fi identificată cu $1\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 532,98$ Hz. Prezența în spectru a fracțiunilor frecvenței de an-

grenare $\frac{1}{2}f_{a_{12}}$ și $1\frac{1}{2}f_{a_{12}}$ indică, că unii dinți au o anumită formă de excentricitate, ceea ce conduce la o amplitudine ridicată a frecvenței de angrenare. Excentricitatea se datorește unor dinți cu lățimi mai mari, unui cerc de rostogolire necircular sau unor erori ale pasului angrenajului (spații inegale între flancurile dinților). Pentru identificarea benzilor laterale ale frecvenței de an-

grenare trebuie ca vibrațiile să fie analizate într-o fereastră cu o rezoluție mai mare.

Tabelul 3.2

Roata dințată 1	Angrenaj		Roata dințată 2
$z_1 = 126$ dinți	$i_{12} = 0,643$		$z_2 = 81$ dinți
$fac_{nec_{12}} = 14$	$fac_{com_{12}} = 9$	$mmc_{12} = 1134$	$fac_{nec_{21}} = 9$
$f_1 = 2,82$ Hz	$f_{a_{12}} = 355,32$ Hz	$f_{int_{12}} = 0,31$ Hz	$f_2 = 4,38$ Hz
Armonici și fracțiuni ale frecvenței de angrenare:			
$\frac{1}{9}f_{a_{12}} = 39,48$ Hz	$\frac{2}{9}f_{a_{12}} = 78,96$ Hz	$\frac{1}{3}f_{a_{12}} = 118,44$ Hz	$\frac{4}{9}f_{a_{12}} = 157,92$ Hz
$\frac{5}{9}f_{a_{12}} = 197,40$ Hz	$\frac{2}{3}f_{a_{12}} = 236,88$ Hz	$\frac{7}{9}f_{a_{12}} = 276,36$ Hz	$\frac{8}{9}f_{a_{12}} = 315,84$ Hz
$\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 177,66$ Hz	$1\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 532,98$ Hz.	$2f_{a_{12}} = 710,64$ Hz	$3f_{a_{12}} = 1065,96$ Hz.

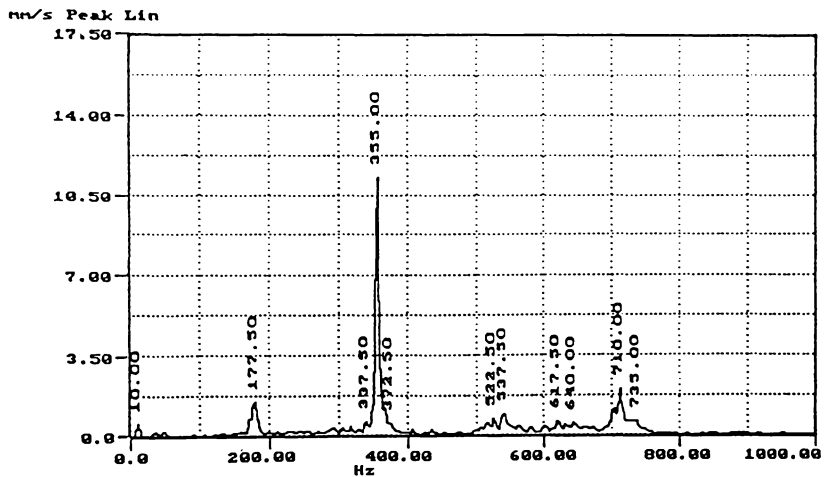


Fig. 3.40

În fig. 3.41 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor analizate cu o fereastră de frecvență de 40 Hz în jurul frecvenței de angrenare. Diferența dintre frecvențele liniilor spectrale din punctele 1 și 2 respectiv 1 și 4 este 2,8 Hz, care se identifică cu frecvența de rotație a roții dințate 1 (v. fig. 3.39), egală cu $f_1 = 2,82$ Hz. Diferența dintre frecvențele liniilor spectrale din punctele 1 și 3 respectiv 1 și 5 este 4,4 Hz, care se poate identifica cu frecvența de rotație a roții dințate 2, egală cu $f_2 = 4,38$ Hz. Amplitudinea liniei spectrale din punctul 4, de pe partea cu frecvențe mai joase decât frecvența de angrenare, este mai mare decât amplitudinea liniei spectrale din punctul 2, de pe partea cu frecvențe mai înalte decât frecvența de angrenare.

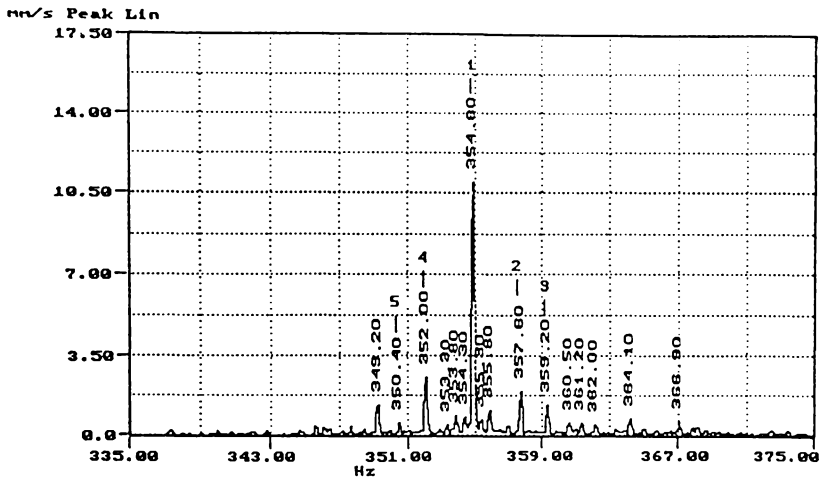


Fig. 3.41

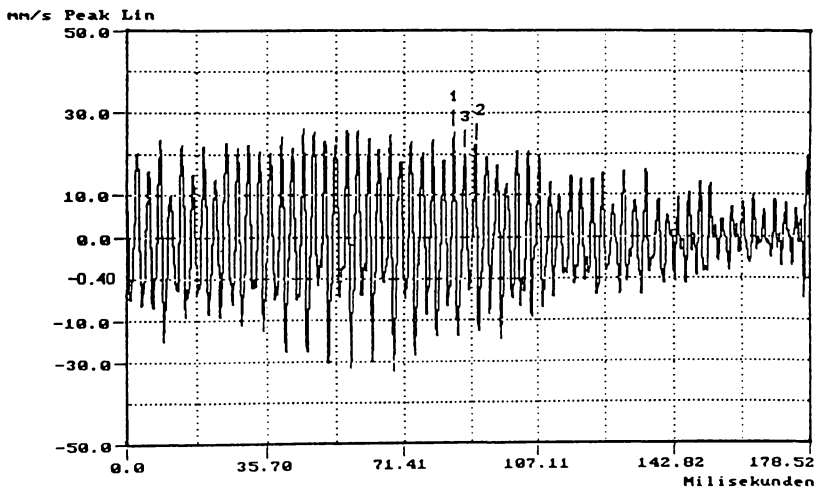


Fig. 3.42

Din analizarea unui număr mare de cazuri similare s-a constatat că atunci când amplitudinea liniilor spectrale modulate de pe partea cu frecvențe mai joase decât frecvența de angrenare este mai mare decât amplitudinea liniilor spectrale de pe partea cu frecvențe mai înalte decât frecvența de angrenare, defectul mai mare (principal) îl constituie slăbirea îmbinărilor sau fixarea incorectă a roților dințate. Prezența în spectru a unor linii spectrale ale frecvențelor modulate de amplitudine mai mică pe partea cu frecvențe mai înalte decât frecvența de angrenare indică, ca defectul mai mic (secundar) îl constituie excentricitatea, așa după cum este și în cazul de față.

Dacă însă fixarea roților dințate se remediază, astfel ca aceasta să nu mai constituie un defect, amplitudinea liniilor spectrale pe partea cu frecvențe mai înalte decât frecvența de angrenare pot să crească și în acest caz excentricitatea devine defectul principal al angrenajului.

Frecvențe egale cu fracțiuni ale frecvenței de angrenare sunt generate atunci când dinți excentrici de pe o roată se angrenează cu anumiți dinți de pe cealaltă roată. Acest fenomen se observă foarte ușor în diagrama semnalului de timp al vibrațiilor.

În fig. 3.42 este reprezentată diagrama semnalului de timp al vibrațiilor măsurate pe lagărul roții dințate 2 (v. fig. 3.39). Amplitudinea fiecărei perioade diferă de la o perioadă la alta, indicând cum este generată frecvența egală cu $\frac{1}{2} f_{a_{12}}$. Fiecare perioadă a semnalului de timp reprezintă fenomenul de angrenare a doi dinți. De exemplu, diferența de timp dintre punctele 1 și 2 din diagrama semnalului de timp este 5,65 ms sau $\frac{1}{0,00565} = 176,99$ Hz, care se identifică cu $\frac{1}{2} f_{a_{12}} = 177,66$ Hz (v. tabelul 3.2). Diferența de timp dintre punctele 1 și 3 este 2,8 ms sau $\frac{1}{0,0028} = 357,1$ Hz, care poate fi identificată cu frecvența de angrenare $f_{a_{12}} = 355,32$ Hz.

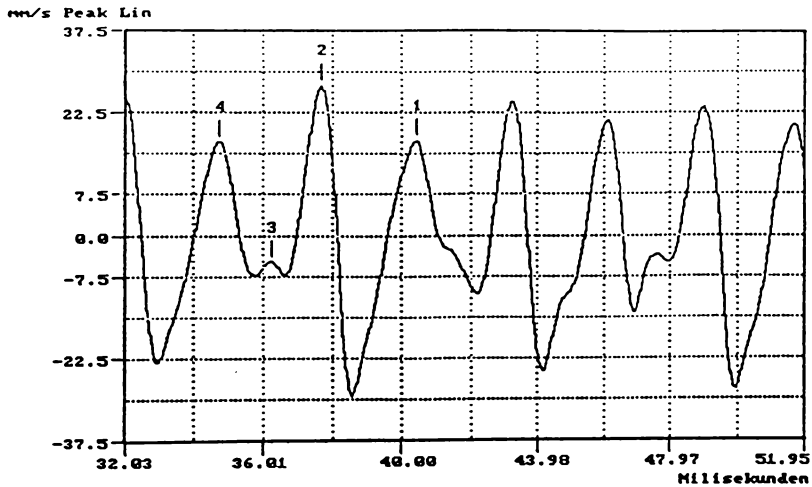


Fig. 3.43

Fig. 3.43 reprezintă diagrama extinsă a semnalului de timp al vibrațiilor roții dințate 2. Diferența de timp dintre punctele 1 și 2 din această diagramă este 2,815 ms sau

$\frac{1}{0,002815} = 355,2$ Hz, care se identifică cu frecvența de angrenare $f_{a_{12}} = 355,32$ Hz.

Diferența de timp dintre punctele 1 și 4 este 5,63 ms sau $\frac{1}{0,00563} = 177,6$ Hz, care se identifică cu valoare calculată a frecvenței $\frac{1}{2}f_{a,2} = 177,66$ Hz. Diferența de timp dintre punctele 3 și 4 este 1,87 ms sau $\frac{1}{0,00187} = 534,7$ Hz, care se poate identifica cu valoarea calculată a frecvenței $1\frac{1}{2}f_{a,2} = 532,98$ Hz.

În concluzie roțile dințate excentrice, care generează frecvențe egale cu fracțiuni ale frecvenței de angrenare, cer - pentru verificarea excentricității - o analizare mai detaliată. În cazul ultim analizat diagnoza a indicat, că defectul mai mare îl constituie slăbirea îmbinărilor sau montarea, respectiv fixarea incorectă a roților dințate și nu excentricitatea lor, care este un defect mai mic. Pentru identificarea exactă a excentricității, după analizarea spectrului de frecvență, este necesară și analizarea semnalului de timp. Dacă perioada pentru o rotație este reprezentată în domeniul de timp cu o rezoluție suficientă de mare, fiecare dinte de pe roată (fiecare timp indicând intrarea unui dinte în angrenare) poate fi identificat.

După demontarea angrenajului analizat, s-a constatat că roțile dințate nu erau bine fixate și aveau o ușoară excentricitate; diagnoza fiind confirmată, a trebuit ca ambele roți dințate să fie înlocuite cu altele noi.

Roți dințate necirculare sau cu bătaie radială a danturii (cu unul sau mai multe sectoare mai înalte ale coroanei dințate). Acest defect se întâlnește uneori la roți dințate cu spițe, ca în fig.

3.44. Sectorul mai înalt al coroanei dințate se află fie în dreptul spiței, fie în vecinătatea acesteia.



Fig. 3.44

Cauzele apariției acestor sectoare mai ridicate la roți dințate cu spițe sunt multiple, ca de exemplu:

- fabricarea defectuoasă a coroanei dințate;
- la montarea la cald a coroanei dințate pe corpul roții, din cauza unui joc prea mic între corpul roții și coroana dințată, după răcire, coroana dințată nu poate relua forma ei inițială;
- coeficienți de dilatație ai materialelor roții și coroanei neadecvați.

Oricare ar fi cauza acestor părți mai înalte ale coroanei dințate, vibrațiile măsurate la roți dințate cu un astfel de defect prezintă componente spectrale la frecvențe tipice. Frecvența tipică generată este egală cu numărul de sectoare mai înalte pe coroana dințată înmulțit cu frecvența de rotație a roții dințate. O a doua armonică a frecvenței tipice poate fi de asemenea prezentă în spectru, precum și benzi laterale de frecvență în jurul frecvenței de angrenare.

Mașinile de fabricat hârtie au la cele mai multe dintre ele roți dințate cu spițe. La o astfel de mașină cu configurația roților dințate ca în fig. 3.39, dar cu alte numere de dinți, s-au constatat, în scurt timp de la punerea ei în funcțiune, vibrații ridicate la lagărul roții dințate 1 (v. fig. 3.39).

Roata dințată 1 are cinci spițe, $z_1 = 84$ dinți și frecvența de rotație $f_1 = 2,008$ Hz. Calculând frecvența de angrenare cu relația (3.38) se obține $f_{a_2} = 168,67$ Hz.

În fig. 3.45 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul roții dințate menționate. Linia spectrală de amplitudine ridicată la 168,67 Hz se identifică cu frecvența de angrenare, ceea ce indică, că angrenarea se face defectuos respectiv cu erori de angrenare. Linia spectrală la 10 Hz indică, că roata dințată are cinci sectoare mai înalte pe coroana dințată, deoarece ($5 \cdot 2,008 \approx 10$ Hz). În spectrul de frecvență pe partea cu frecvențe mai mari ca frecvența de angrenare se observă o linie spectrală la frecvența de 178,67 Hz, care este cu 10 Hz mai înaltă ca frecvența de angrenare. Aceasta indică că roata dințată este excentrică și constituie o confirmare a indicației anterioare, deoarece o roată dințată care are sectoare mai înalte pe coroana dințată este cu certitudine și excentrică.

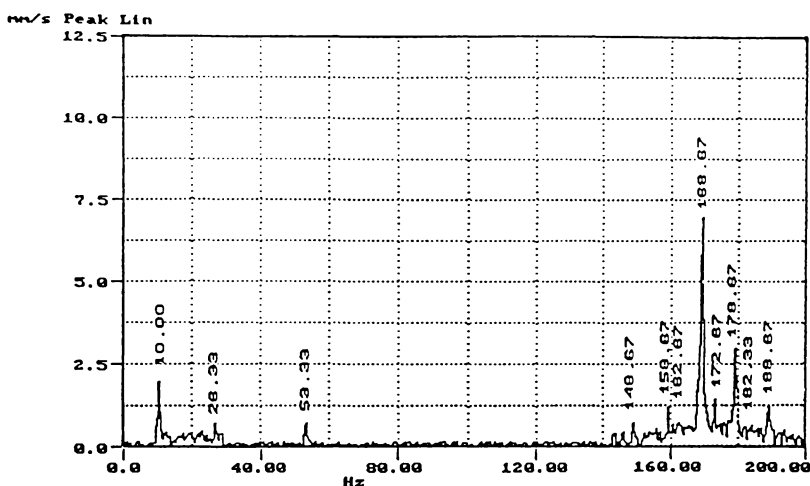


Fig. 3.45

Fig. 3.46 reprezintă diagrama semnalului de timp al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul roții dințate menționate. Perioada rotației este de circa 0,5 s, deoarece ($\frac{1}{2,008} = 0,498$ s). În

diagramă se observă că amplitudinea frecvenței de angrenare crește de cinci ori în timpul unei perioade. De fiecare dată când amplitudinea crește, un dinte mai înalt de pe coroana dințată intră în angrenare. Sectorul mai înalt de pe coroana dințată se limitează de obicei la un dinte. Variația semnalului de timp nu este aceeași la fiecare rotație, deoarece sectoarele mai înalte respectiv dinții mai înalți de pe coroana dințată se angrenează la fiecare rotație cu alți dinți și domeniul de timp nu poate fi ales atât de mare ca să se poată observa variația semnalului de timp până aceasta devine identică.

În fig. 3.47 este reprezentată diagrama extinsă a semnalului de timp a acelorași vibrații.

Perioada dintre două vârfuri maxime este de 0,1 s sau $\frac{1}{0,1} = 10$ Hz (v. fig. 3.45 și textul

respectiv). Diferența de timp dintre două vârfuri consecutive este de 0,0059 s sau

$\frac{1}{0,0059} = 169,49$ Hz, care se identifică cu frecvența de angrenare calculată $f_{a_2} = 168,67$ Hz.

La demontarea angrenajului și la verificarea roții dințate menționate pe bancul din atelier s-a constatat că aceasta are cinci sectoare mai înalte pe coroana dințată, fiecare sector cuprinzând

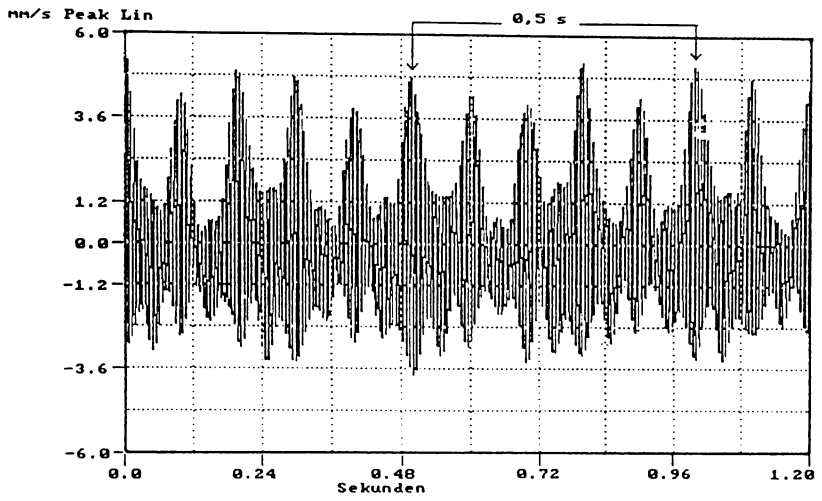


Fig. 3.46

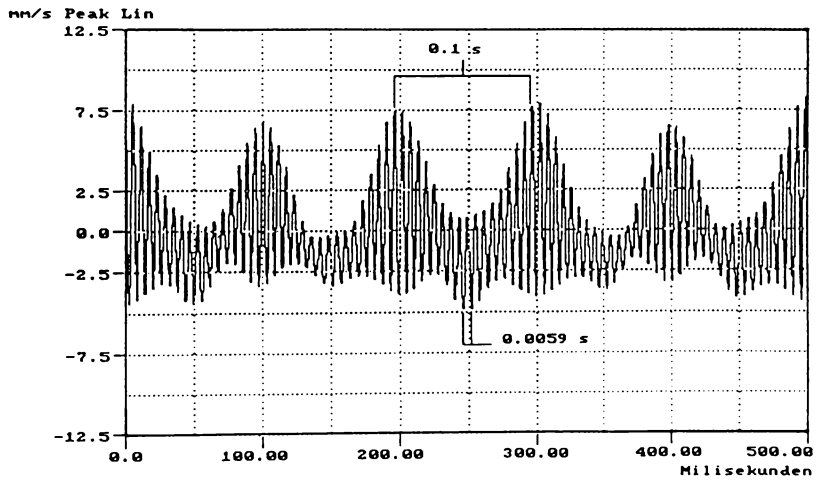


Fig. 3.47

un dinte inclusiv spațiile dinainte și dinapoi ale acestuia, situate simetric în dreptul celor cinci spițe. Se presupune că defectul a avut loc chiar la executarea roții dințate și anume la asamblarea la cold a coroanei dințate pe roată.

Din exemplul analizat se trage concluzia, că la orice mașină sau instalație nou montată este necesar să se efectueze mai întâi o analiză a vibrațiilor, atât în vederea recepționării cât și pentru a avea date de bază privind starea de vibrații, înainte de punerea ei în funcțiune pentru producție. Dacă nivelul vibrațiilor măsurate nu depășește nivelul de vibrații prescris și diagnoza nu indică eventuale defecte, mașina sau instalația respectivă poate fi acceptată și dată în exploatare.

Roți dințate pe arbori încovoiați. În astfel de cazuri roțile dințate pot să genereze sau să nu genereze o amplitudine mare la frecvența de angrenare. O mare amplitudine la frecvența de angrenare apare numai în cazul când angrenarea se face defectuos, respectiv cu erori de angrenare. Aceasta are loc numai dacă arborele este destul de încovoiat ca să cauzeze erori de angrenare. Un astfel de caz este prezentat în continuare.

La o mașină de fabricat hârtie de ambalaj, cu configurația roților dințate similară cu cea prezentată (v. fig. 3.39), după o perioadă relativ scurtă de timp, s-a constatat creșterea vibrațiilor la angrenajul dintre roata dințată 1 a calandruului uscător și roata dințată 2 a calandruului de ghidare. Roata dințată 1 are $z_1 = 76$ dinți și frecvența de rotație de $f_1 = 2,265$ Hz, iar roata dințată 2 are $z_2 = 51$ dinți și $f_2 = 3,375$ Hz.

În tabelul 3.3 sunt prezentate datele și rezultatele calculului frecvențelor caracteristice pentru angrenajul de analizat, efectuate ca la tabelul 3.1, dar fără prezentarea evaluării rotațiilor.

Tabelul 3.3

Roata dințată 1	Angrenaj		Roata dințată 2
$z_1 = 76$ dinți	$i_{12} = 0,671$		$z_2 = 51$ dinți
$fac_{nec,12} = 76$	$fac_{com,12} = 1$	$mmc_{12} = 3876$	$fac_{nec,21} = 51$
$f_1 = 2,265$ Hz	$f_{a,12} = 172,14$ Hz	$f_{int,12} = 0,044$ Hz	$f_2 = 3,375$ Hz
Armonici și fracțiuni ale frecvenței de angrenare:			
$\frac{1}{2}f_{a,12} = 86,07$ Hz	$\frac{1}{2}f_{a,12} = 258,21$ Hz	$2f_{a,12} = 344,28$ Hz	$3f_{a,12} = 516,42$ Hz.

În fig. 3.48 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul roții dințate 1. Linia spectrală la frecvența de 171,67 Hz se poate identifica cu frecvența de angrenare calculată $f_{a,12} = 172,14$ Hz. Amplitudinea la frecvența de angrenare este foarte mică, ceea ce indică, că angrenarea se efectuează satisfăcător, fără erori de angrenare. Linia spectrală de mare amplitudine la frecvența de 10,83 Hz se poate identifica cu de trei ori frecvența de rotație a roții dințate 2, deoarece ($3 \cdot 3,375 = 10,125$ Hz). Aceasta indică defecte pe roata dințată 2. În consecință pentru clarificarea diagnozei este necesară măsurarea vibrațiilor pe lagărul roții dințate 2 și analizarea lor. Curba din spectrul de frecvență din fig. 3.48 este depărtată de axa frecvențelor, ceea ce indică o oarecare slăbire a îmbinărilor sau o fixare incorectă a roții dințate 2.

Fig. 3.49 reprezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul roții dințate 2, prin intermediul lanțului de măsurare fix dotat cu accelerometrul tip IRD-940, montat pe mașină prin șuruburi. Montarea unui lanț fix de măsurarea vibrațiilor la lagărul roții dințate 2 a fost necesară pentru a putea supraveghea vibrațiile calandruului de ghidare, deoarece în timpul funcționării mașinii lagărul nu este accesibil fără pericol de accident. Roata dințată 2 are frecvența de rotație $f_2 = 3,375$ Hz. În spectru se observă linii spectrale la frecvențele 3,33 Hz, 6,75 Hz, 10,17 Hz, 13,50 Hz și 16,67 Hz, care se pot identifica cu o dată, de 2-ori, de 3-ori, de 4-ori și de 5-ori frecvența de rotație a roții dințate 2. Aceasta indică o slăbire a îmbinărilor sau o fixare incorectă a roții dințate 2. Curba din spectrul de frecvență din fig. 3.49 se prezintă pe anumite porțiuni de asemenea mai depărtată de axa frecvențelor, ceea ce indică din nou o slăbire a îmbinărilor sau o fixare incorectă a roții dințate 2. Deoarece măsurarea vibrațiilor pe lagărul roții dințate 2 nu a fost posibilă decât prin lanțul de măsurare fix existent, dotat cu un accelerometru tip

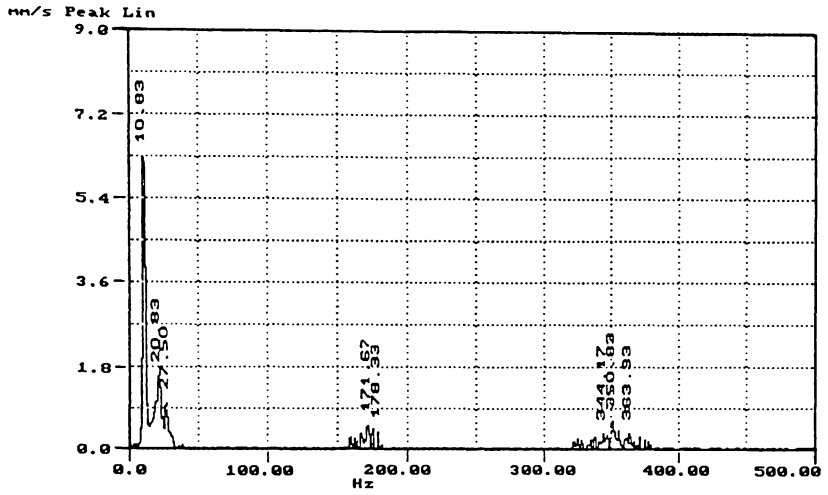


Fig. 3.48

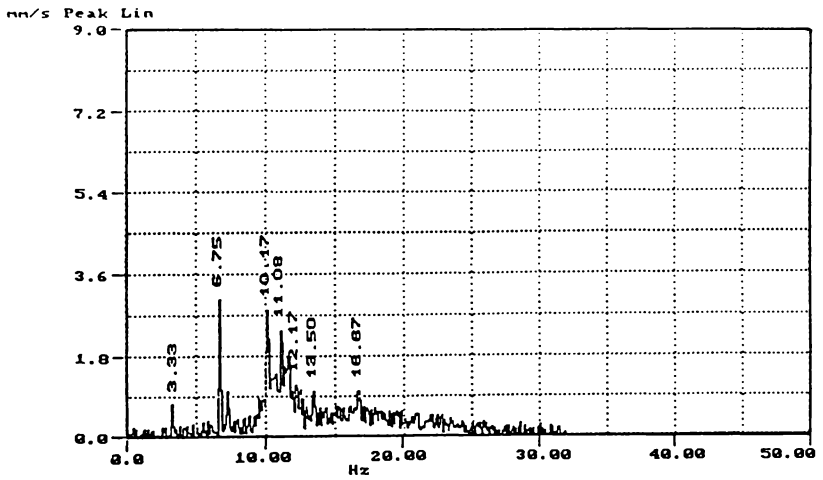


Fig. 3.49

IRD-940, cu un domeniu de frecvență între 10 Hz și 4 000 Hz, liniile spectrale la frecvențe egale sau mai mici de 10 Hz apar în spectru subevaluate. Lagărul roții dințate 1 posedă un lanț de măsurare similar. De aceea a fost necesar să se repete măsurarea vibrațiilor pe lagărul roții dințate 1, care este accesibil fără pericol de accident în timpul funcționării mașinii, cu un accelerometru de precizie, cu care să poată fi evaluate corect și frecvențe sub 10 Hz.

În fig. 3.50 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul roții dințate 1, cu un accelerometru de precizie Brüel & Kjaer tip 4371, cu un domeniu de frecvență de 0,1 Hz - 12 500 Hz. Amplitudinile vibrațiilor sunt reprezentate în μm . În spectrul menționat liniile spectrale la frecvențele 3,37 Hz și 6,73 Hz se identifică exact cu frecvența de rotație a roții dințate 2, egală cu $f_2 = 3,375$ Hz și cu armonica a doua a acesteia, egală cu $2f_2 = 6,75$ Hz. Exactitatea cu care se identifică în spectru frecvența de rotație a roții dințate 2, precum și mărimea amplitudinii la frecvența de rotație, indică că defectul se află cu siguranță la roata dințată 2. Curba din spectru apare de asemenea depărtată de axa frecvențelor.

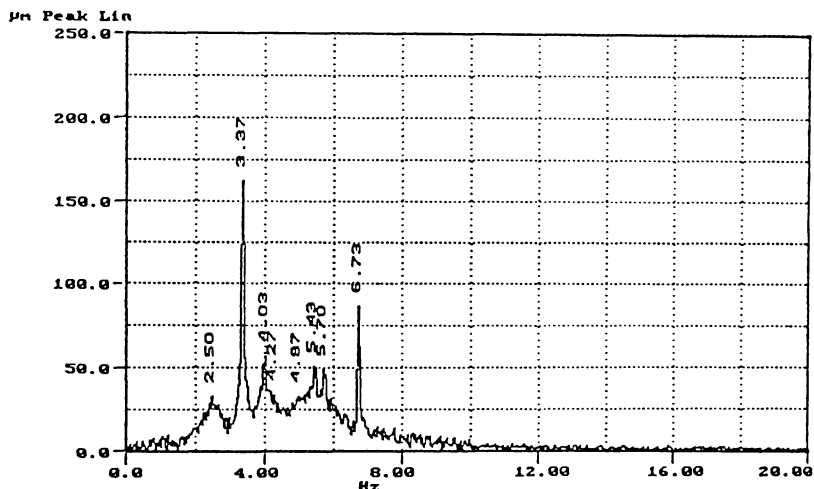


Fig. 3.50

După demontarea angrenajului s-a verificat bătaia radială a ansamblului roată-arbore și s-a stabilit poziția în care bătaia roții dințate 2 este maximă. Apoi s-a rotit ansamblul cu 180° și s-a măsurat din nou bătaia radială. Repetând operația de măsurare a bătaii radiale, separat pentru roata dințată și separat pentru arbore, s-a constatat că arborele este încovoiat. La analiza cauzelor defectului s-a stabilit că încovoierea arborelui roții dințate 2 al calandruului de ghidare se datorește trecerii forțate a unor grosimi prea mari de hârtie între calandru uscător și calandru de ghidare, cauzând îndoirea arborelui roții dințate 2 al calandruului de ghidare, care are un diametru mai mic decât arborele roții dințate 1 al calandruului uscător.

Roți dințate cu joc excesiv între dinți la angrenare (roți dințate oscilante). Din analiza vibrațiilor unui număr mare roți dințate cu joc excesiv între dinții la angrenare s-a constatat că acest defect poate să genereze o linie spectrală de amplitudine ridicată la o frecvență egală cu a doua armonică a frecvenței de angrenare.

La o mașină de fabricat hârtie de alt tip ca cele prezentate anterior, dar cu aceeași configurație a roților dințate (v. fig. 3.39), s-au constatat vibrații ridicate la angrenajul dintre roata dințată 1 al calandruului uscător cu $z_1 = 128$ dinți, având frecvența de rotație $f_1 = 2,5$ Hz și roata dințată 2 al calandruului de ghidare, cu $z_2 = 64$ dinți și $f_2 = 5$ Hz.

În tabelul 3.4 sunt prezentate datele și rezultatele calculului frecvențelor caracteristice pentru angrenajul de analizat, efectuate ca la tabelul 3.1, dar fără prezentarea evaluării rotațiilor.

Tabelul 3.4

Roata dințată 1	Angrenaj		Roata dințată 2
$z_1 = 128$ dinți	$i_{12} = 0,50$		$z_2 = 64$ dinți
$fac_{nec,12} = 2$	$fac_{com,12} = 64$	$mmc_{12} = 128$	$fac_{nec,21} = 1$
$f_1 = 2,50$ Hz	$f_{a,12} = 320,00$ Hz	$f_{int,12} = 2,50$ Hz	$f_2 = 5,00$ Hz
Armonici și fracțiuni ale frecvenței de angrenare:			
$\frac{1}{64} f_{a,12} = 5,00$ Hz	$\frac{1}{32} f_{a,12} = 10,00$ Hz	$\frac{3}{64} f_{a,12} = 15,00$ Hz	$\frac{1}{16} f_{a,12} = 20,00$ Hz
$\frac{5}{64} f_{a,12} = 25,00$ Hz	$\frac{3}{32} f_{a,12} = 30,00$ Hz	$\frac{7}{64} f_{a,12} = 35,00$ Hz	$\frac{1}{8} f_{a,12} = 40,00$ Hz
$\frac{1}{2} f_{a,12} = 160,00$ Hz	$1\frac{1}{2} f_{a,12} = 480,00$ Hz	$2f_{a,12} = 640,00$ Hz	$3f_{a,12} = 960,00$ Hz.

În fig. 3.51 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul roții dințate 2 a calandrelui de ghidare. În acest spectru se observă două linii spectrale de amplitudine ridicată, una la frecvența de 320 Hz și cea de a doua la 641,67 Hz. Frecvența de 320 Hz are valoarea frecvenței de angrenare $f_{a,12} = 320,00$ Hz. Frecvența de 641,67 Hz poate fi identificată cu a doua amonică a frecvenței de angrenare $2f_{a,12}$. Pentru identificarea unor eventuale modulații în frecvență ale frecvenței de angrenare și ale amonicii a doua a acestea este necesară analizarea vibrațiilor în jurul frecvențelor menționate, cu o rezoluție de frecvență mai mare.

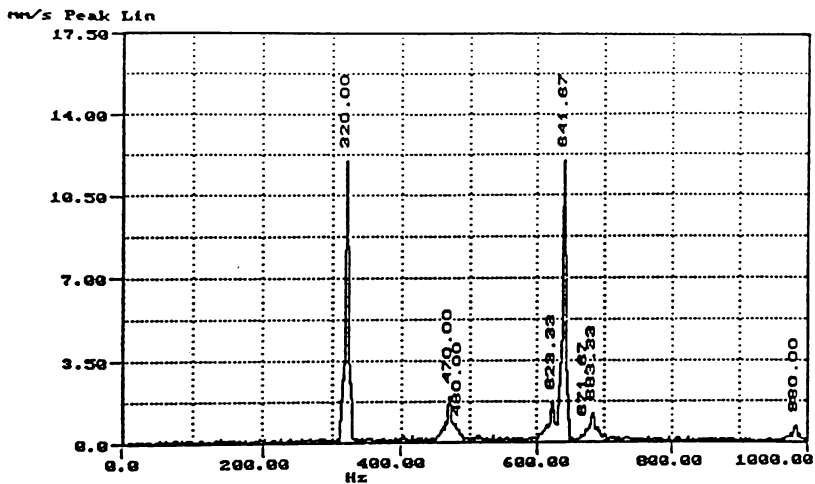


Fig. 3.51

Fig. 3.52 reprezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor analizate cu o fereastră de frecvență de 40 Hz în jurul frecvenței de angrenare. Diferența dintre frecvențele liniilor spectrale din punctele 1 și 2 respectiv 1 și 3 din spectrul menționat este de aproximativ 2,5 Hz, care este frecven-

ța de rotație f_1 a roții dințate 1 a calandruului uscător. Diferența dintre frecvențele liniilor spectrale din punctele 1 și 4 respectiv 1 și 5 este de aproximativ 5 Hz, care este frecvența de rotație f_2 a roții dințate 2 a calandruului de ghidare. Amplitudinea mai ridicată la frecvența modulată cu f_2 de pe partea cu frecvențe mai mari decât frecvența de angrenare (v. linia spectrală din punctul 5) indică, că roata dințată 2 a calandruului de ghidare este excentrică. Amplitudinea mai redusă la frecvența modulată cu f_2 de pe partea cu frecvențe mai mici decât frecvența de de angrenare (v. linia spectrală din punctul 4) indică, că roata dințată 2 a calandruului de ghidare are o oarecare slăbire a îmbinării sau o fixare incorectă. Când amplitudinea la frecvența modulată cu f_2 de pe partea cu frecvențe mai mari decât frecvența de de angrenare (v. linia spectrală din punctul 5) este mai ridicată decât amplitudinea la frecvența modulată cu f_2 de pe partea cu frecvențe mai mici decât frecvența de de angrenare (v. linia spectrală din punctul 4) înseamnă că la roata dințată 2 a calandruului de ghidare defectul mai mare îl constituie excentricitatea și defectul mai mic - slăbirea îmbinării sau fixarea incorectă.

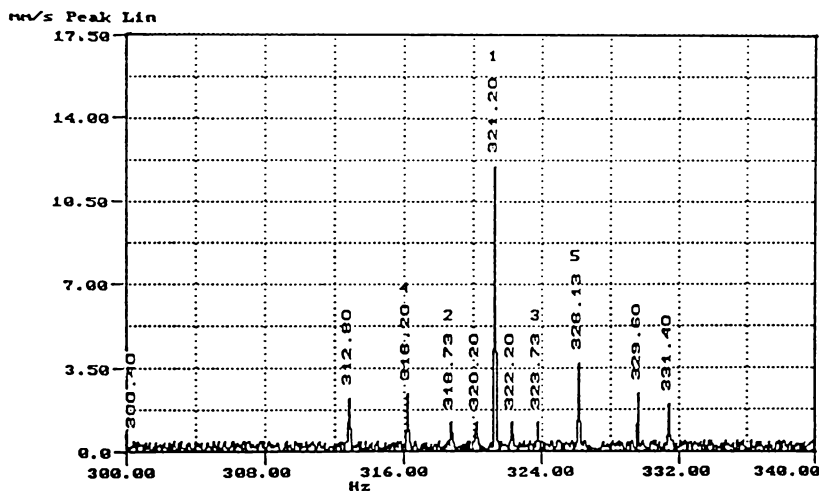


Fig. 3.52

In fig. 3.53 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor analizate cu o fereastră de frecvență de 20 Hz în jurul celei de a doua armonici a frecvenței de angrenare. Diferența dintre frecvențele liniilor spectrale din punctele 1 și 2 respectiv 1 și 3 din spectrul menționat este de aproximativ 2,5 Hz, care este frecvența de rotație f_1 a roții dințate 1 a calandruului uscător. Diferența dintre frecvențele liniilor spectrale din punctele 1 și 4 respectiv 1 și 5 este de aproximativ 5 Hz, care este frecvența de rotație f_2 a roții dințate 2 a calandruului de ghidare. Amplitudinea mai ridicată la frecvența modulată cu f_1 de pe partea cu frecvențe mai mici decât amonica a doua a frecvenței de angrenare (v. linia spectrală din punctul 3) indică, că îmbinarea roții dințate 1 a calandruului uscător este slăbită sau are o fixare incorectă. Amplitudinea mai redusă la frecvența modulată cu f_1 de pe partea cu frecvențe mai mari decât a doua armonică a frecvenței de angrenare (v. linia spectrală din punctul 2) indică, că roata dințată 1 a calandruului uscător are o oarecare excentricitate. De aceea la roata dințată 1 defectul mai mare îl constituie slăbirea îmbinării sau fixarea incorectă și defectul mai mic - excentricitatea.

Pe baza observațiilor făcute la analizarea unui număr mare de cazuri similare, se poate afirma că amplitudinea ridicată la frecvența egală cu a doua armonică a frecvenței de angrenare indică existența unui joc excesiv între dinții celor două roți dințate, care face ca în timpul angrenării, roțile dințate să oscileze în sensul de rotație și în sens invers. Acest defect este

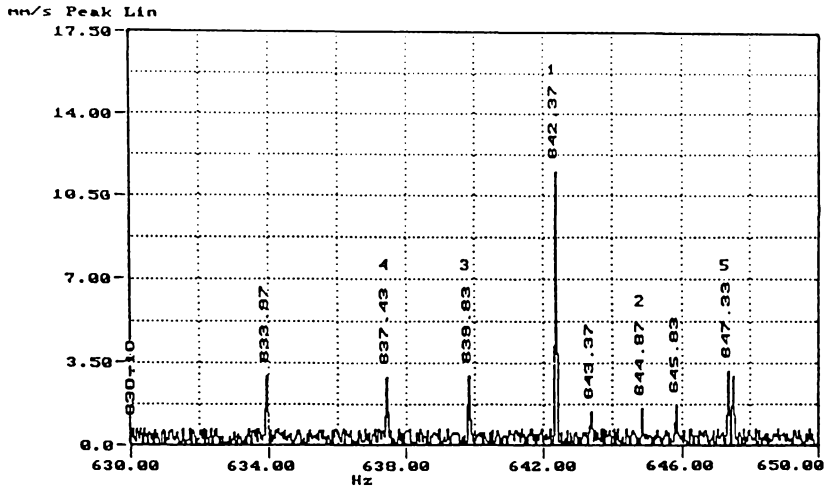


Fig. 3.53

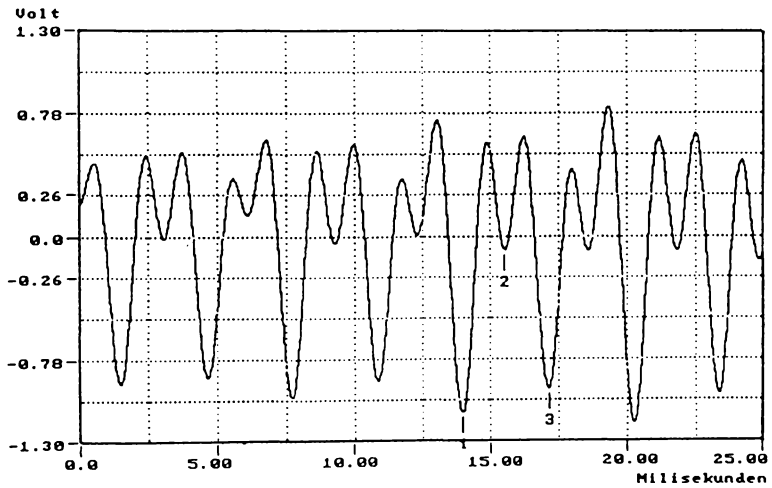


Fig. 3.54

cunoscut sub numele de roți dințate oscilante.

Pentru precizarea diagnozei este necesară și analizarea semnalului de timp al vibrațiilor.

În fig. 3.54 este reprezentată diagrama semnalului de timp al vibrațiilor. Diferența de timp dintre punctele 1 și 3 este 3,113 ms sau $\frac{1}{0,003113} = 321,23$ Hz, care se poate identifica cu frecvența de angrenare, egală cu $f_{a12} = 320,00$ Hz. Diferența de timp dintre punctele 1 și 2 este 1,557 ms sau $\frac{1}{0,001557} = 642,26$ Hz, care se poate identifica cu armonica a doua a frecvenței de angrenare, deci cu $2f_{a12} = 640,00$ Hz. Se remarcă că semnalul de timp al armonicii a doua este prezent în partea superioară a diagramei, deci este defazat cu 180° față de semnalul de timp al frecvenței de angrenare. Din analizarea vibrațiilor unui număr mare de cazuri similare, s-a constatat că diferența de fază a celor două semnale indică de asemenea defecte prin joc excesiv între dinții care se angrenează. Dacă prezența în spectrul de frecvență a amplitudinii ridicate la armonica a doua a frecvenței de angrenare (v. linia spectrală la frecvența 642,37 Hz din fig. 3.53) ar fi cauzată de o aliniere incorectă a roților dințate, ambele semnale de timp menționate mai înainte ar fi în fază și atunci semnalul de timp al armonicii a doua a frecvenței de angrenare ar apare în partea inferioară a diagramei semnalului de timp. Deci analiza semnalului de timp confirmă că între dinții celor două roți dințate există un joc excesiv, care în timpul angrenării acestora cauzează o mișcare de oscilație nedorită, înainte și înapoi.

La verificarea angrenajului s-a constatat că roțile dințate au un joc excesiv între dinți și că la angrenare jocul menționat cauzează o oscilație nedorită a roților. Această constatare a confirmat diagnoza efectuată. În consecință roțile dințate au fost înlocuite.

Roțile dințate, care se angrenează, pot deveni oscilante datorită mai multor cauze, ca de exemplu:

1. Roțile dințate puțin încărcate tind să oscileze.
2. Încărcarea alternantă a roților dințate la agitatori mecanici, autoclave etc., cauzează oscilații.
3. La tragerea hârtiei printre calandrelle mașinii de fabricat hârtie pot exista ambele cauze menționate mai înainte.
4. Funcționarea incorectă a motorului electric de acționare.
5. Existența unui joc excesiv între dinții roților dințate la angrenare.

Roți dințate cu dinți ruți, știrbiți sau fisurați. Dinți cu astfel de defecte pot genera impulsuri, care însă se amortizează repede. Dintele fără defect, care succede după dintele cu defect, oprește sistemul din vibrație. Aceasta explică de ce impulsul generat de un dinte rupt este bine amortizat și are adesea o desfășurare de numai o $\frac{1}{2}$ de ciclu.

O roată dințată cu mici știrbituri sau neregularități pe flancurile dinților sub cercul de rostogolire nu generează semnale specifice. Un dinte știrbit în dreptul cercului de rostogolire, un dinte fisurat sau un dinte rupt poate să genereze un singur semnal sub forma unui impuls.

Impulsul generat de un dinte defect are patru mărimi măsurabile de interes pentru diagnoză:

- frecvența;
- durata de amortizare;
- periodicitatea (gradul de repetiție al impulsului);
- amplitudinea.

Frecvența, respectiv frecvența care se evidențiază în spectru ca răspuns al impulsului, este o frecvență proprie. Sursa de excitație este dintele rupt. În acest caz pot fi prezente în spectrul de frecvență una sau mai multe componente de frecvență. Impulsul este modulat în amplitudine și în frecvență. Durata de amortizarea impulsului este determinată în mare parte de amortizarea sistemului.

Gradul de repetiție al impulsului în cazul unui dinte rupt este chiar frecvența de rotație a roții dințate respective. Dacă roata dințată are un dinte defect, un impuls este generat de fiecare dată când dintele defect intră în angrenare.

Amplitudinea impulsului este influențată de funcția de transfer, rezonanța, amortizarea, încărcarea sistemului și gravitatea defectului. În anumite cazuri impulsul nu poate fi generat la fiecare rotație. Acest fenomen are loc când un dinte defect "plutește" prin angrenare, fără ca roata dințată respectivă să fie încărcată.

La acționări sau mecanisme cu viteze reduse defectul poate fi auzit sub forma unei bătăi cu zgomot surd.

În fig. 3.55 este reprezentat schematic un ansamblu de arbore cu manivelă și angrenaj cu roți dințate cu dinți înclinați, utilizat la măcinarea rocilor de fosfat. Pe arborele A, rotit de o manivelă, este montat fix pinionul 1 cu $z_1 = 25$ dinți înclinați, care este angrenat cu roata dințată 2 cu $z_2 = 330$ dinți înclinați. Arborele A se rotește cu 3,45 Hz, deci $f_1 = 3,45$ Hz, iar roata dințată 2 are frecvența de rotație $f_2 = 0,26$ Hz. Frecvența de angrenare, calculată cu relația (3.38), rezultă $f_{a_{12}} = 86,25$ Hz. Angrenajul în timpul măcinării este supus la o încărcare mare și în consecință frecvența de angrenare este totdeauna prezentă în spectrul de frecvență al vibrațiilor. Când un dinte al pinionului este rupt, se aude o bătaie puternică la lagărul arborelui, la fiecare rotație a pinionului.

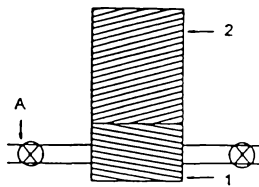


Fig. 3.55

În fig. 3.56 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe lagărul arborelui A. Frecvențele de 13,8 Hz și 27,6 Hz sunt generate de cutia de viteze a acționării mecanice a

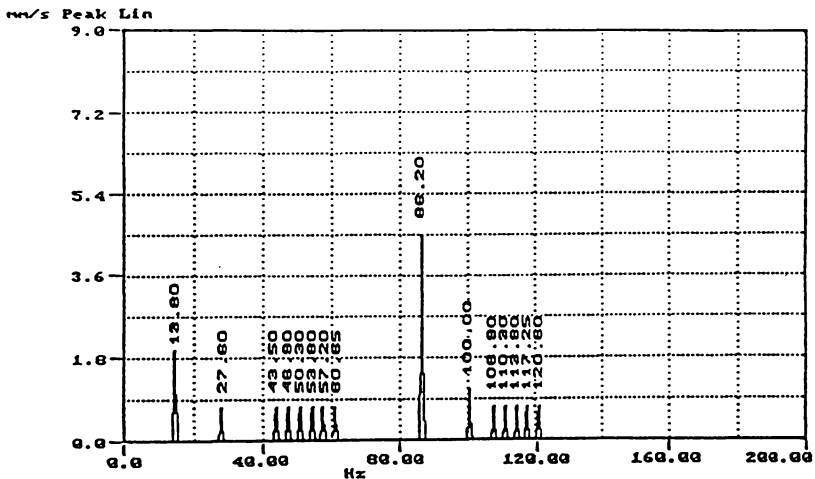


Fig. 3.56

arborelui (după cum se constatare deja de la darea în funcționare pentru prima oară a instalației). Linia spectrală la frecvența de 86, 20 Hz se identifică cu frecvența de angrenare calculată, menționată anterior. Frecvența de 100 Hz, la care se observă o linie spectrală în spectru, este suma dintre frecvența de angrenare măsurată de 86,20 Hz și frecvența de 13,8 Hz. Diferența de frecvență dintre liniile spectrale alăturate din jurul frecvenței de 50 Hz și de 115 Hz este de 3,35 Hz până la 3,5 Hz, care poate fi identificată cu frecvența de rotație a pinionului, egală cu $f_1 = 3,45$ Hz. Amplitudinile acestor linii spectrale de frecvență se evidențiază foarte bine în spectrul de frecvență și reprezintă rezultatul analizei FFT al impulsului generat de dintele rupt pe pinion.

Fig. 3.57 reprezintă diagrama semnalului de timp al vibrațiilor lagărului arborelui pinionului. Impulsul este generat la fiecare rotație de dintel rupt și are o durată de o $\frac{1}{2}$ perioadă. Identificarea acestuia este dificilă, deoarece în diagrama semnalului de timp sunt evidențiate de asemenea frecvențe generate de cutia de viteze, ca de exemplu frecvența de 13, 8 Hz sau $\frac{1}{13,8} = 0,0725$ s, respectiv 72,5 ms, frecvența de 27,6 Hz sau $\frac{1}{27,6} = 0,0362$ s, respectiv 36,2 ms, precum și alte frecvențe proprii ale cutiei de viteze, excitate de impulsul dintelui rupt.

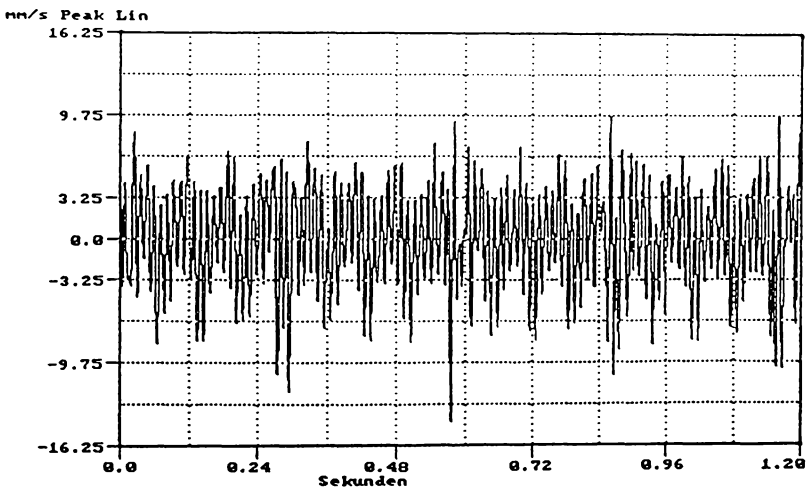


Fig. 3.57

În fig. 3.58 este prezentată fotografia pinionului cu un dinte rupt.

Deoarece la angrenaje acționate mecanic prin intermediul unei cutii de viteze, ca în cazul precedent, identificarea dinților ruți sau știrbiți s-a dovedit că este dificilă din cauzele menționate anterior, este necesar să se analizeze vibrațiile unui angranj la care roțile dințate cu dinți ruți sau știrbiți sunt acționate prin transmisie directă.

Pentru aceasta, în continuare, se prezintă un exemplu de diagnoză la un angrenaj cu dinți defecti, a cărui acționare se face direct cu ajutorul unui motor electric, fără altă componentă intermediară, cum ar fi cutie de viteze, reductor etc.

În fig. 3.59 se prezintă schema acționării porții de închidere a bazinului de alimentare cu apă a turmului de răcire al centralei nucleare. Aceasta se compune din motorul electric M, cu turație reglabilă, având o putere de 450 kW și un reductor de viteze format din roata dințată (pinionul) 1 și roata dințată 2. În timpul măsurării vibrațiilor, motorul electric a fost reglat la o frecvență de rotație constantă de 19,6 Hz. Roata dințată (pinionul) 1 are $z_1 = 24$ dinți înclinați și frecvența de



Fig. 3.58

rotație (conform reglării menționate) de $f_1 = 19,6$ Hz, iar roata dințată 2 are $z_2 = 137$ dinți înclinați și $f_2 = 3,43$ Hz.

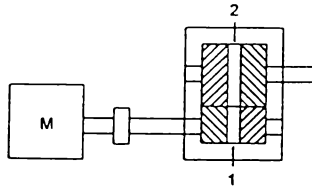


Fig. 3.59

În tabelul 3.5 sunt prezentate datele și rezultatele calculului frecvențelor caracteristice pentru angrenajul de analizat, efectuate ca la tabelul 3.1, dar fără prezentarea evaluării rotațiilor. Numerele de dinți ale celor două roți dințate au ca factor comun 1. Aceasta indică un raport ideal între

Tabelul 3.5

Roata dințată 1	Angrenaj	Roata dințată 2
$z_1 = 24$ dinți	$i_{12} = 5,71$	$z_2 = 137$ dinți
$fac_{nec_{12}} = 24$	$fac_{com_{12}} = 1$ $mmc_{12} = 3288$	$fac_{nec_{21}} = 137$
$f_1 = 19,60$ Hz	$f_{a_{12}} = 470,40$ Hz $f_{int_{12}} = 0,14$ Hz	$f_2 = 3,43$ Hz
Amonici și fracțiuni ale frecvenței de angrenare:		
$\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 235,20$ Hz	$\frac{1}{2}f_{a_{12}} = 705,60$ Hz	$2f_{a_{12}} = 940,80$ Hz $3f_{a_{12}} = 1411$ Hz.

numerele de dinți ale celor două roți. În acest caz, după cum se indică și în tabel, în spectrul de frecvență al vibrațiilor reductorului pot apare frecvențe egale cu $\frac{1}{2}f_{a,12}$ și $1\frac{1}{2}f_{a,12}$. Aceste frecvențe pot fi generate și pot apare în spectrul de frecvență numai dacă roțile dințate au dinți excentrici.

În fig. 3.60 sunt prezentate cinci spectre de frecvență (parțial suprapuse) ale vibrațiilor axiale, măsurate pe lagărul arborelui roții dințate 2. Spectrul de frecvență situat cel mai jos în figură, cu banda de frecvență de la 0 Hz la 500 Hz indică prezența mai multor componente de frecvență, care pentru identificare, trebuie analizate într-o bandă de frecvență cu o rezoluție mai ridicată.

În spectrul de frecvență, al doilea de jos din fig. 3.60, cu o bandă de frecvență între 0 și 200 Hz apar următoarele linii spectrale și modulații în frecvență:

1. Liniile spectrale la frecvențele 19,7 Hz, 39,3 Hz, 58,7 Hz, 78,8 Hz (fără indicarea frecvenței pe figură) și 99,0 Hz, pot fi identificate cu frecvența de rotație a pinionului 1, egală cu $f_1 = 19,60$ Hz, respectiv cu a 2-a, a 3-a, a 4-a și a 5-a armonică a acesteia.
2. Diferențele de frecvență de 19,6 Hz respectiv de 19,4 Hz între liniile spectrale alăturate la 176,3 Hz și la 156,7 Hz respectiv la 156,7 Hz și la 137,3 Hz, pot fi identificate cu frecvența de rotație a pinionului 1, egală cu $f_1 = 19,60$ Hz.
3. Diferențele de frecvență de 3,6 Hz respectiv de 3,4 Hz, între liniile spectrale alăturate la 114,3 Hz și la 110,7 Hz respectiv la 110,7 Hz și la 107,3 Hz, pot fi identificate cu frecvența de rotație a roții dințate 2, egală cu $f_2 = 3,43$ Hz.

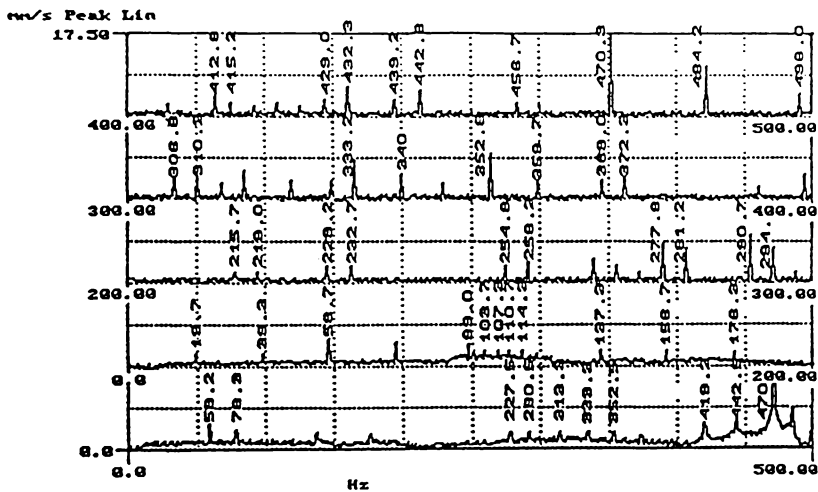


Fig. 3.60

Spectrul de frecvență al treilea, al patrulea și al cincelea (numărate de jos în sus pe fig. 3.60) reprezintă analize de frecvență cu benzi între 200 Hz și 300 Hz, între 300 Hz și 400 Hz și între 400 Hz și 500 Hz.

În al treilea și al patrulea spectru de frecvență se constată de asemenea diferențe de frecvență între frecvențele a două linii spectrale alăturate, care pot fi identificate fie cu frecvența de rotație a pinionului 1, fie cu cea a roții dințate 2.

Al cincelea spectru de frecvență conține o linie spectrală la 470,3 Hz, care se identifică cu frecvența de angrenare calculată, egală cu $f_{a,12} = 470,40$ Hz. În acest spectru se mai observă că frecvența de 484,2 Hz, la care apare o linie spectrală bine evidențiată, este aproximativ egală cu

frecvența de angrenare plus de patru ori frecvența de rotație a roții dințate 2, deoarece $[470,40 + (4 \cdot 3,43) = 484,12 \text{ Hz}]$. Frecvența de angrenare are de o parte și de alta benzi laterale de frecvență cu diferențe egale cu 13,6 Hz, respectiv 13,6 Hz (v. liniile spectrale la 484,2 Hz, respectiv la 456,7 Hz), care pot fi de asemenea identificate cu de patru ori frecvența de rotație a roții dințate 2, deoarece $(4 \cdot 3,43 = 13,72 \text{ Hz})$. Aceasta indică, că roata dințată 2 are patru dinți mai ridicați (mai înalți).

Amplitudinea liniei spectrale la 484,2 Hz fiind mai mare ca cea a liniei spectrale la 456,7 Hz indică, că roata dințată 2 are dinți excentrici.

Diferențele de frecvență de 3,4 Hz și 3,6 Hz, respectiv de 19,4 Hz și 19,6 Hz (v. al treilea spectru de jos din fig. 3.60) indică, că ambele roți dințate - pinionul 1 și roata dințată 2 - au fiecare câte un dinte rupt.

Fig. 3.61 reprezintă diagrama semnalului de timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor axiale măsurate pe lagărul arborelui roții dințate (pinionul) 1. În spectrul de frecvență se pot identifica linii spectrale la frecvența de rotație a pinionului 1, ca de exemplu la 19,67 Hz și la armonici ale acestea, precum și modulații în frecvență cu o frecvență care poate fi identificată cu frecvența de rotație a roții dințate 2 ($f_2 = 3,43 \text{ Hz}$). În diagrama semnalului de timp se identifică impulsul generat de dintele rupt de pe pinionul 1, care se repetă la fiecare rotație, având perioada de 51 ms sau $\frac{1}{0,051} = 19,6 \text{ Hz}$. În aceeași diagramă se identifică și impulsul generat de dintele rupt de pe roata dințată 2, care se repetă la fiecare rotație, având perioada de 294 ms sau $\frac{1}{0,294} = 3,4 \text{ Hz}$.

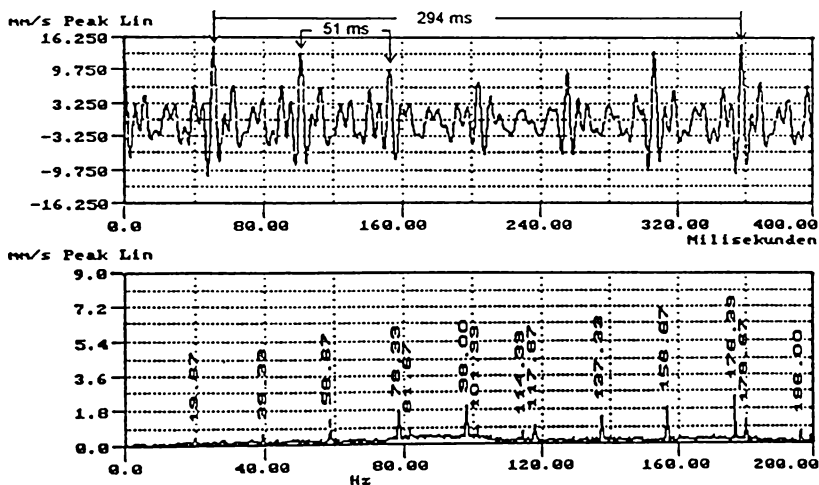


Fig. 3.61

În concluzie diagnoza indică, că ambele roți dințate au câte un dinte rupt și că roata dințată 2 are și patru dinți mai înalți, deci prezintă excentricități.

După demontarea angrenajului s-a procedat la verificarea ambelor roți dințate.

Fig. 3.62 prezintă fotografia roții dințate (pinionul) 1, în care se observă dintele rupt, care a generat impulsul la frecvența de rotație a acestei roți, egală cu $f_1 = 19,60 \text{ Hz}$.

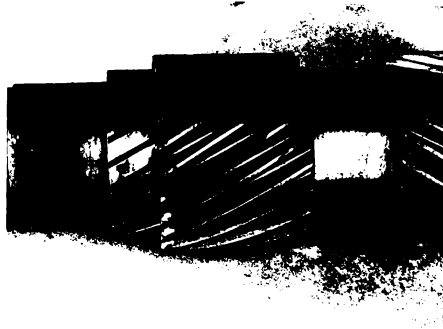


Fig. 3.62

În fig. 3.63 se observă că roata dințată 2 are un dinte rupt, care a generat impulsul la frecvența de rotație a acestei roți, egală cu $f_2 = 3,43$ Hz.



Fig. 3.63

Fig. 3.64 prezintă de asemenea o fotografie a roții dințate 2, în care este indicată cu o

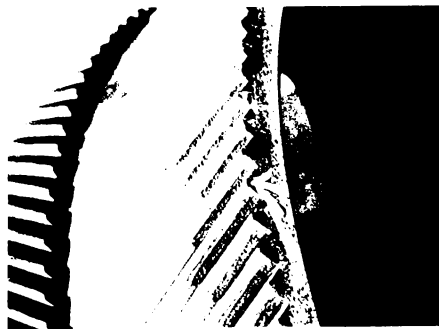


Fig. 3.64

săgeată, marcată cu vopsea albă, o știrbură pe un dinte mai înalt decât dintel anterior și cel posterior. La verificarea pe banc, în atelier, a roții dinate 2 s-au constatat patru astfel de dinți mai înalți, situați simetric pe această roată, la distanțe egal depărtate de spițele roții dinate. Aceste sectoare mai ridicate, respectiv dinți mai înalți, au cauzat modulația frecvenței de angrenare, ale cărei benzi laterale de frecvență, pe partea cu frecvențe mai mari și pe partea cu frecvențe mai mici decât frecvența de angrenare sunt egale fiecare cu circa 13,8 Hz (aproximativ de patru ori frecvența de rotație a roții dinate 2). Roata dinate 2, fiind executată din două bucăți - roata propriu-zisă și coroana dinate - sectoarele mai ridicate ar fi putut rezulta, de exemplu, la asamblarea la cald a coroanei dinate pe roată.

Constatările făcute au confirmat întocmai diagnoza efectuată.

Criterii originale specifice de identificare. Defectele unui angrenaj cu roți dinate pot fi determinate înainte de scoaterea din serviciu a acestuia, prin analiza FFT a vibrațiilor componentelor și efectuarea diagnozei respective. Aceste defecte pot fi determinate pe baza criteriilor originale specifice de identificare prezentate în continuare.

În cazul unui angrenaj cu roți dinate cu dinți excentrici sau cu sectoare dinate mai înalte, în spectrul de frecvență al vibrațiilor componentelor apar linii spectrale modulate cu frecvența de rotație a roții dinate defecte, de amplitudine mai ridicată, pe partea cu frecvențe mai mari decât frecvența de angrenare. În spectrul de frecvență al vibrațiilor roților dinate cu dinți excentrici pot apare de asemenea linii spectrale la frecvențe egale cu fracțiuni ale frecvenței de angrenare. Frecvențe egale cu fracțiuni ale frecvenței de angrenare sunt generate atunci când dinți excentrici de pe o roată se angrenează cu dinții respectivi de pe cealaltă roată. Dacă o roată dinate are mai multe sectoare dinate mai înalte decât ceilalți dinți, în spectrul de frecvență al vibrațiilor pot apare linii spectrale modulate cu o frecvență egală cu numărul de sectoare mai înalte înmulțit cu frecvența de rotație a roții dinate defecte.

La angrenaje la care roțile dinate sunt slăbite sau fixate insuficient, apar în spectrul de frecvență al vibrațiilor acestora linii spectrale, modulate cu frecvența de rotație a roții dinate respective, de amplitudine ridicată, pe partea cu frecvențe mai mici decât frecvența de angrenare. În cazul unei slăbiri mari a îmbinării sau a unei fixări foarte slabe a roților dinate, precum și la roți dinate libere pe arbore, curba amplitudinilor din spectrul de frecvență al vibrațiilor apare pe anumite porțiuni mai depărtată de axa orizontală a frecvențelor.

Un joc excesiv între dinții a două roți dinate în angrenare, defect cunoscut sub numele de roți dinate oscilante, generează în spectrul de frecvență al vibrațiilor linii spectrale de amplitudine mare la frecvența de angrenare și la armonica a doua a acesteia. În spectrul de frecvență al roților dinate oscilante sunt prezente de asemenea linii spectrale la frecvențe modulate cu frecvența de rotație a uneia, precum și a celeilalte roți dinate.

Un dinte rupt al unei roți dinate în angrenare generează un impuls la fiecare rotație a roții dinate. Impulsul poate fi identificat în diagrama semnalului de timp, deoarece perioada lui este egală cu $\frac{1}{f}$ frecvența de rotație a roții dinate defecte. În spectrul de frecvență al vibrațiilor unei roți dinate cu un dinte rupt apar linii spectrale la frecvența de rotație a roții dinate defecte și la armonici ale frecvenței menționate, precum și modulații cu frecvența de rotație a roții dinate respective.

În cazul tuturor roților dinate defecte, la care angrenarea se face defectuos, respectiv cu erori de angrenare, în spectrul de frecvență al vibrațiilor acestora apare o linie spectrală de mare amplitudine la frecvența de angrenare.

La majoritatea analizelor FFT în timp real, durata de timp de achiziționarea semnalelor vibrațiilor pentru o analiză de frecvență este determinată de banda de frecvență stabilită pentru această. Adesea când banda de frecvență este redusă, pentru a se putea observa un domeniu mare de timp, frecvențele înalte sunt filtrate și nu mai pot fi văzute în diagrama semnalului de timp. De asemenea, dacă la achiziționarea datelor se stabilește o bandă de frecvență mai mare, domeniul de timp posibil de observat pe ecran este așa de redus, încât nu se pot observa formele semnalului de timp, care se repetă. Această problemă se poate oarecum îmbunătăți prin creșterea sau descreșterea rezoluției liniilor de reprezentare, respectiv de vizualizare pe ecran. Totuși există un număr limitat de elemente de imagine și numai un anumit număr de linii poate fi imprimat pe o foaie de hârtie standardizată (majoritatea spectrelor de frecvență prezentate în lucrare provin dintr-o reprezentare, respectiv vizualizare pe ecran, cu 400 linii verticale).

În practica de analiză și diagnoză a vibrațiilor roților dinate este de multe ori necesar să se reprezinte perioade mari de timp. asemenea perioade mari de timp, ca de exemplu timpul de întâlnire a aceluiași dinți, este necesar să fie reprezentat și observat, pentru a se putea identifica cu exactitate doi dinți ruți. Observarea unor asemenea perioade mari de timp este necesară și

pentru a putea determina dacă pe roata dințată sunt dinți excentrici. Pentru a putea analiza astfel de cazuri, autorul lucrării a înregistrat pe bandă de magnetofon semnalele vibrațiilor, achiziționate cu domenii joase și înalte de frecvență, care au fost apoi analizate cu un analizor FFT (v. cap. 2.3).

3.10. Cauzele și identificarea vibrațiilor transmisiilor prin curele

Cauzele vibrațiilor la transmisii prin curele sunt de obicei următoarele:

- curele de transmisie uzate, întinse insuficient sau peste limita prescrisă, precum și curele neadevrate, care nu corespund roților de curea la care sunt montate;
- aliniera incorectă a roților sau a celor două ansambluri roată de curea - arbore;
- roți de curea excentrice;
- rezonanța curelelor de transmisie.

Roțile de curea pot avea una sau mai multe curele (roți de curele).

Curelele uzate, întinse incorect sau neadevrate ale transmisiilor prin curele generează vibrații radiale (în direcția curelelor de transmisie) cu o frecvență, pe care o denumim frecvența caracteristică a curelei de transmisie și care se calculează cu următoarele relații:

$$f_{CT_1} = d_{m_1} \cdot \frac{\pi}{L_{CT}} \cdot f_1 \quad (3.65)$$

$$f_{CT_2} = d_{m_2} \cdot \frac{\pi}{L_{CT}} \cdot f_2,$$

în care d_{m_1} este diametrul mediu al roții de curea a mașinii (motorului) de acționare, d_{m_2} - diametrul mediu al roții de curea a mașinii acționate, L_{CT} - lungimea curelei de transmisie, f_1 - frecvența de rotație a mașinii (motorului) de acționare, f_2 - frecvența de rotație a mașinii acționate. Între valorile calculate f_{CT_1} și f_{CT_2} rezultă o diferență de aproximativ 1%, datorită alunecării curelei (curelelor) pe roțile de curea.

Alinierea incorectă (nealinierea) a componentelor transmisiilor prin curele poate fi de trei tipuri sau combinații ale acestora. Cele trei tipuri de aliniere incorectă sunt prezentate schematic în fig. 3.65, în care **a)** reprezintă roți de curea deplasate una față de cealaltă, dar cu arbori paraleli și în același plan, **b)** - roți de curea și arbori care formează un unghi, dar sunt în același plan, **c)** - roți de curea și arbori care formează un unghi, dar nu sunt în același plan.

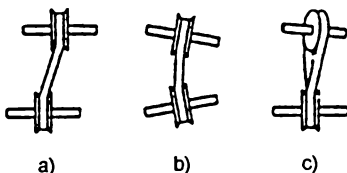


Fig. 3.65

Alinierea incorectă a componentelor transmisiei prin curele generează vibrații axiale, de amplitudine ridicată, la frecvența de rotație a mașinii (motorului) de acționare sau a mașinii acționate.

Ca exemplu de vibrații ale transmisiilor prin curele, se analizează în continuare vibrațiile ventilatorului axial al tumbului (cu celule de răcire) al circuitului de răcire (cu apă) de siguranță al redundanței B a centralei nucleare. Ventilatorul axial este acționat prin șase curele trapezoidale de un motor electric de 50 kW. Motorul electric are turația de 1491 min^{-1} , deci frecvența de rotație de $f_1 = 24,85 \text{ Hz}$ și o roată de curea cu diametrul mediu $d_{m_1} = 200 \text{ mm}$. Ventilatorul are

turația, menționată în cartea tehnică, de 294 min^{-1} , respectiv $f_2 = 4,9 \text{ Hz}$ și o roată de curea cu diametrul mediu $d_{m_2} = 1000 \text{ mm}$. Lungimea curelelor trapezoidale este $L_{CT} = 6300 \text{ mm}$.

Calculând frecvența caracteristică a curelei de transmisie conform relațiilor (3.65) rezultă $f_{CT_1} = 2,478 \text{ Hz}$ și $f_{CT_2} = 2,443 \text{ Hz}$, diferența dintre valorile calculate fiind de aproximativ 1%.

În fig. 3.66 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe lagărul arborelui motorului electric de acționare. Linia spectrală la frecvența de $3,04 \text{ Hz}$ se poate identifica cu frecvența caracteristică a curelei de transmisie calculată $f_{CT_1} = 2,478 \text{ Hz}$, cea la frecvența de $12,14 \text{ Hz}$, cu armonica a 4-a a frecvenței caracteristice a curelei de transmisie măsurate, deoarece $(4 \cdot 3,04 = 12,16 \text{ Hz})$.

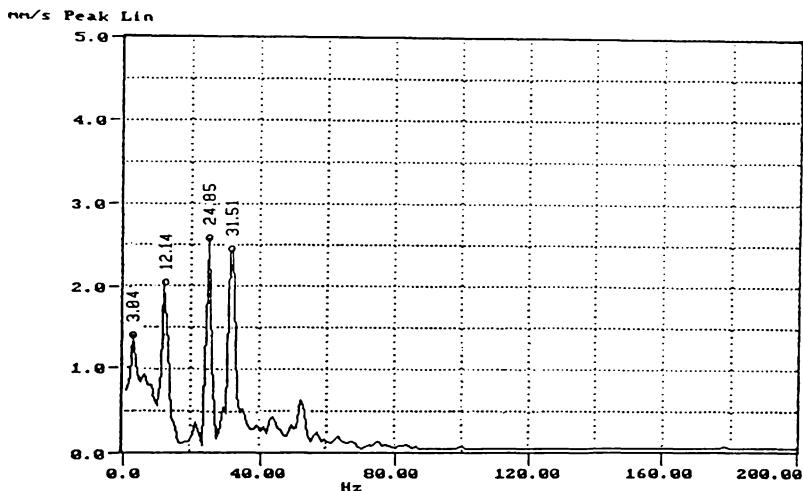


Fig. 3.66

După înlocuirea curelelor uzate și întinderea curelelor noi conform valorii prescrise, s-a pus în funcțiune agregatul și s-au măsurat din nou vibrațiile pe lagărul arborelui roții de curea a motorului de acționare. În spectrul de frecvență, obținut prin analiza FFT a acestor vibrații, nu au mai apărut liniile spectrale la frecvența caracteristică a curelei de transmisie și la frecvențe egale cu armonici ale acesteia.

Din analiza vibrațiilor cazului prezentat, precum și a unui număr mare de cazuri similare, s-a constatat că în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale transmisilor prin curele uzate, întinse incorect sau neadecvate se evidențiază frecvența caracteristică a curelei de transmisie și armonici până la ordinul 4 ale acesteia. Frecvența caracteristică a curelei de transmisie este mai redusă decât frecvența de rotație a motorului de acționare sau cea a mașinii acționate, deoarece $\pi \cdot d_{m_1} < L_{CT}$ respectiv $\pi \cdot d_{m_2} < L_{CT}$.

La o aliniere incorectă a roților de curea apare în spectrul de frecvență al vibrațiilor axiale al transmisilor prin curele o linie spectrală de amplitudine ridicată la frecvența de rotație a mașinii (motorului) de acționare sau a mașinii acționate (v. cap. 3.3).

În cazul unei roți de curea excentrice apare în spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale, măsurate pe lagărul arborelui roții respective, o linie spectrală de amplitudine ridicată la frecvența de rotație a roții excentrice (v. cap. 3.2).

Rezonanța transmisilor prin curele are loc atunci când o frecvență proprie a curelelor are o valoare foarte apropiată de frecvența de rotație a mașinii (motorului) de acționare sau a mașinii acționate. Rezonanța curelelor de transmisie poate cauza vibrații de amplitudine ridicată. Frecvența proprie a curelelor poate fi modificată prin varierea întinderii curelelor sau schimbarea

lungimii acestora. Determinarea frecvenței proprii a curelelor se poate efectua prin mărirea și apoi micșorarea întinderii curelelor în timpul măsurării vibrațiilor pe lagărele roților de curea ale transmisiei și analizarea răspunsurilor în frecvență ale vibrațiilor măsurate.

3.11. Cauzele și identificarea vibrațiilor datorită forțelor hidraulice și aerodinamice

Forțele hidraulice și aerodinamice pot cauza vibrații mari la mașini diferite, ca de exemplu turbine cu abur, turbine hidraulice, turbine cu gaz, pompe, compresoare și ventilatoare, la sisteme de propulsie cu elice la nave, precum și la sisteme de propulsie cu elice la avioane, turbo-propulsoare etc.

Vibrații mari la frecvența de trecere a paletelor unei pompe sau ventilator, care este egală cu numărul de palete înmulțit cu frecvența de rotație a rotorului respectiv, sunt cauzate de un dezechilibru al rotorului, ca de exemplu la paletele excentrice (v. cap. 3.1), la paletele insuficient fixate sau slăbite (v. cap. 3.6), precum și datorită unor forțe hidraulice și aerodinamice.

Cauzele apariției unor forțe hidraulice și aerodinamice, care generează vibrații mari, sunt multiple și pot fi identificate în funcție de indicațiile furnizate de spectrul de frecvență al acestor vibrații. Astfel vibrații de amplitudine mare la frecvența de trecere a paletelor și a armonicilor acestea, datorită forțelor hidraulice și aerodinamice, pot avea următoarele cauze:

- a) jocul dintre paletele rotorului și paletele statorului nu are aceeași valoare pe toată circumferința rotorului respectiv a statorului;
- b) conducte sau țevi de fluid curbate sub un unghi necorespunzător (unghi ascuțit), precum și obturații, care perturbă curgerea fluidului;
- c) poziționarea excentrică a pompei sau a ventilatorului în carcasă.

Vibrații de amplitudine mare se pot produce de asemenea când frecvența de trecere a paletelor sau a armonicilor are valori apropiate sau coincid cu frecvențe proprii ale agregatului respectiv.

Turbulențe la curgere au loc adesea la mașini hidraulice și aerodinamice, datorită variației presiunii sau a vitezei fluidului care trece prin mașină sau conductele acestora. Perturbații ale curgerii, care cauzează turbulențe, generează vibrații aleatoare de frecvențe joase, în genere într-un domeniu de frecvență între 0,5 Hz și 35 Hz. Astfel, de exemplu, în spectrul de frecvență al vibrațiilor ventilatorului, prezentat în capitoul anterior (v. fig. 3.66), se observă turbulențe, care se evidențiază în spectrul menționat prin vibrații aleatoare, într-un domeniu de joasă frecvență până la 16 Hz.

Vibrații de amplitudine ridicată, datorită unor forțe hidraulice, pot avea de asemenea următoarele cauze:

- a) insuficient lichid în conducta de aspirație sau bazinul de alimentare al pompei hidraulice;
- b) fenomenul de cavitație.

În cazul *existenței unei cantități insuficiente de lichid*, pentru ca fiecare paletă a rotorului să se poată umple, la fiecare rotație, cu o cantitate egală de lichid conform normelor de funcționare, sunt generate vibrații de amplitudine mare la frecvența de rotație a pompei respective.

În fig. 3.67 este reprezentat spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale pompei centrifuge a unui circuit intermediar de răcire cu apă, în centrala nucleară. Rotorul pompei are cinci palete și se rotește cu frecvența de 29,6 Hz. Linia spectrală la frecvența de 29,67 Hz, care se identifică cu frecvența de rotație a rotorului, are o amplitudine ridicată de 10,5 mm/s (față de valoarea normală la aceeași frecvență, de 1,5 mm/s). O amplitudine ridicată la frecvența de rotație indică de obicei un dezechilibru. Pompa, fiind de curând montată, ipoteza existenței unui dezechilibru fiind mai puțin probabilă, s-a procedat la efectuarea măsurării vibrațiilor pe o perioadă mai îndelungată. La analizarea rezultatelor s-a constatat, că amplitudinea la frecvența de rotație variază aproape la fiecare rotație, ceea ce indică, că nu poate fi cazul unui dezechilibru, deoarece la acest defect amplitudinea rămâne constantă. Atunci însă, când fiecare paletă din cauza insuficienței de lichid nu se poate umple corespunzător și gradul de umplere al fiecărei palete variază la fiecare rotație, amplitudinea vibrațiilor la frecvența de rotație variază și ea la fiecare rotație. În spectrul de frecvență menționat se observă de asemenea o linie spectrală la frecvența de 148 Hz, care se identifică cu frecvența de trecere a paletelor, deoarece $(5 \cdot 29,6 = 148 \text{ Hz})$. Constatările făcute indică, că pompa prezintă vibrații ridicate din cauza insuficienței de lichid și în consecință nu funcționează în condiții normale.

La demontarea capacului bazinului s-a constatat, că acesta nu era suficient alimentat cu apă și sorbul conductei de aspirație al pompei în funcționare nu rămânea tot timpul cufundat sub apă. Astfel la scăderea nivelului apei din bazin, apa nu acoperea decât parțial sorbul, permițând pom-

pei să aspire nu numai apă, dar și aer, conducând la funcționarea defectuoasă, cu vibrații ridicate, a pompei. Deci diagnoza efectuată a fost confirmată.

Din analizarea vibrațiilor unui număr mare de pompe centrifuge cu vibrații ridicate, datorită unei cantități insuficiente de lichid de aspirație, s-au stabilit următoarele criterii originale specifice de identificarea acestui defect:

1. Prezența în spectrul de frecvență a unei linii spectrale de amplitudine ridicată la frecvența de rotație a rotorului cu palete și variația mărimii acestei amplitudini la fiecare rotație, este cauzată de umplerea insuficientă și inegală cu lichid a fiecărei palete.
2. Prezența posibilă a unei linii spectrale de amplitudine redusă la frecvența de trecere a paletelor.
3. Semnalul de timp poate avea anumite distorsiuni.
4. Dacă pompa este acționată de un motor electric, intensitatea în amperi a curentului preluat de motorul electric poate fi mai mică de cât în cazul funcționării normale a pompei.

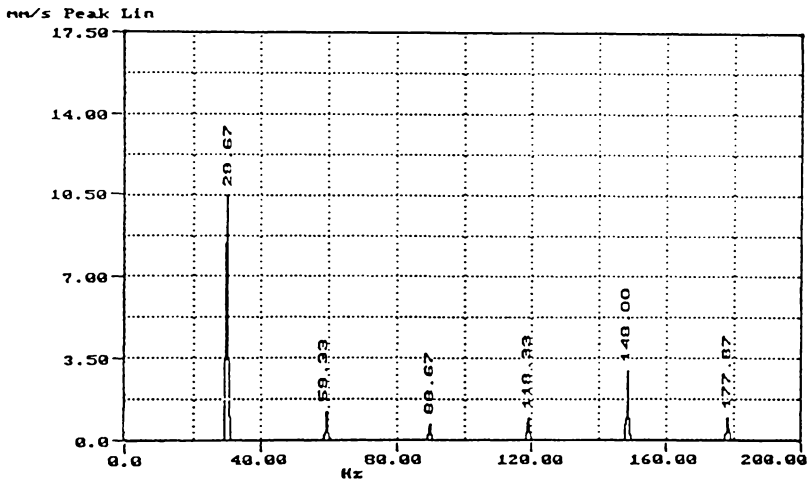


Fig. 3.67

Cavitatia poate avea loc la o pompă, dacă aceasta nu lucrează conform datelor indicate de punctul de funcționare optimă de pe curba caracteristică a pompei.

Proprietatea de reversibilitate a energiilor cinetice și energiilor de presiune ale unui curent de lichid perfect, împreună cu ecuațiile energiei și de continuitate duc la concluzia că în secțiunile mici ale curentului viteza are valori mari, energia cinetică este ridicată și ca urmare, energia de presiune în aceste secțiuni este mică, putându-se ajunge ca într-o anumită zonă presiunea să fie mai mică decât presiunea de vaporizare a lichidului. Într-o asemenea zonă, prin degajarea gazelor conținute în lichid și prin formarea vaporilor, curentul de lichid devine discontinuu. *Fenomenul de formare a vaporilor în masa lichidului în mișcare și de condensare ulterioară a acestora se numeste cavitație.* În cadrul fenomenului de cavitație voponii formați, la scurt timp se condensază brusc, produc vacuum și determină ciocnirea particulelor de lichid și apariția undelor de presiune și a zgomotelor.

Fenomenul de cavitație deteriorează instalațiile în care se formează, iar la mașinile hidraulice determină micșorarea randamentului.

Cavitația este însoțită de fenomene de eroziune și de vibrații și apare în general pe traseul liniilor de curent cu curburi mari, ca de exemplu pe paletetele turbinelor și pompelor centrifuge, în ejectoare etc. Zgomotul unei pompe cu cavitație poate fi asemănat de necunosători cu zgomotul unei pompe complet deteriorate.

În fig. 3.68 se prezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale ale unei pompe centrifuge de alimentare cu apă a unui circuit secundar. Pompa are nouă paletе și se rotește cu o frecvență de 30 Hz. Frecvența de trecere a paletelor este de 270 Hz, deoarece $(9 \cdot 30 = 270 \text{ Hz})$. În spectrul menționat se observă un zgomot de bandă largă, evidențiat prin depărtarea curbei amplitudinilor din spectru de axa frecvențelor. La partea superioară a curbei din spectrul de frecvență se observă de asemenea o linie spectrală la frecvența de 272,50 Hz, care poate fi identificată cu frecvența de trecere a paletelor. Nivelul global măsurat al vibrațiilor a fost de 11,30 mm/s (cu circa 7,5 mm/s peste limita măsurată la același tip de pompă a circuitului redundant, la funcționare normală). Aceste constatări indică, că pompa funcționează cu cavitație.

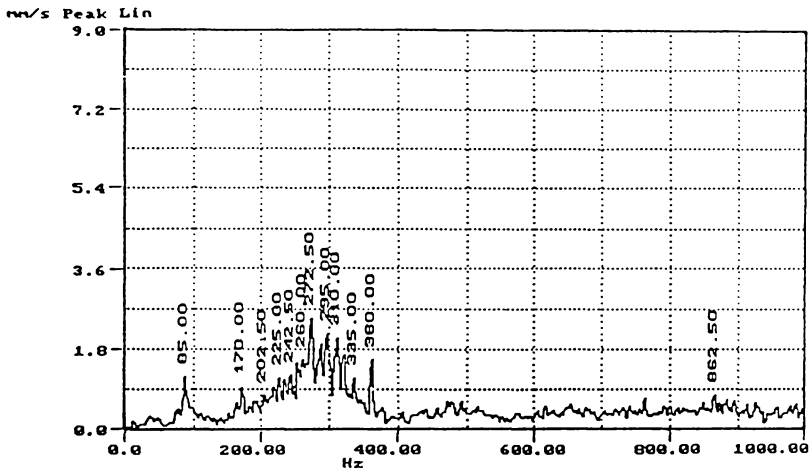


Fig. 3.68

La demontare, pe unele paletе ale pompei s-au constatat urme de eroziuni, cauzate de cavitație. La analizarea metalografică a suprafețelor paletelor respective, s-a constatat că aceste suprafețe nu îndeplinesc condițiile de netezime, prescrise în procesul de fabricație, fapt care a condus la formarea fenomenului de cavitație.

În concluzie din analizarea vibrațiilor a mai multor cazuri de mașini hidraulice cu cavitație, cercetate de autor, s-au stabilit următoarele criterii originale specifice de identificarea cavitației hidraulice:

1. Fenomenul de cavitație generează zgomote și vibrații.
2. Zgomotul la cavitație se aseamănă cu cel care s-ar produce la trecerea de prundiș (pietriș de dimensiuni mici) prin pompă.
3. Nivelul global al vibrațiilor mașinilor hidraulice cu cavitație depășește cu mult nivelul global al vibrațiilor mașinilor similare la funcționare normală.
4. În spectrul de frecvență al vibrațiilor mașinilor hidraulice cu cavitație se constată un zgomot de bandă largă de frecvență (adesea până la 2000 Hz), evidențiat prin depărtarea curbei din spectru de axa orizontală a frecvențelor, deasupra căreia se poate evidenția o linie spectrală la frecvența de trecere a paletelor.

Cavitația cauzează erodarea paletelor și conduce la deteriorarea mașinilor hidraulice.

4. CONSIDERAȚII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Supravegherea și monitorizarea vibrațiilor mașinilor și agregatelor (compararea continuă sau la termene planificate a nivelului vibrațiilor cu limitele prescrise) pentru detectarea cât mai timpurie a creșterii vibrațiilor peste limitele normale, identificarea exactă a cauzelor vibrațiilor și determinarea defectelor existente prin analiza și diagnoza vibrațiilor, în vederea remedierii defectelor sau înlocuirea componentelor defecte în timp util, aduce beneficii mari industriei, ca de exemplu:

- prelungirea duratei de funcționare (de viață) a mașinilor și instalațiilor;
- minimizarea timpului total de oprire din funcționare a mijloacelor tehnice de producție pentru diferite operații de întreținere sau reparații planificate și accidentale;
- reducerea volumului de operații de întreținere și reparații prin eliminarea operațiilor inutile;
- eliminarea unor echipamente suplimentare redundante, dar nu în cazul instalațiilor care asigură siguranța în funcționare a unor linii întregi de producție sau a unor componente de primă importanță pentru o centrală electrică convențională sau nucleară; în aceste cazuri instalațiile pot fi dublate sau chiar triplate, dintre care numai una lucrează, celelalte două instalații similare rămânând în rezervă;
- creșterea siguranței în funcționare a mașinilor și instalațiilor;
- asigurarea protecției personalului și a mediului înconjurător;
- mărirea și îmbunătățirea calității producției, precum și reducerea deșeurilor;
- asigurarea unui grad de utilizare optim al mașinilor și instalațiilor;
- reducerea costurilor de exploatare (întreținere și reparații) a mijloacelor tehnice de producție;
- mărirea rentabilității mașinilor și instalațiilor.

Din cele menționate rezultă importanța deosebită pe care o prezintă pentru industrie identificarea cauzelor creșterii nivelului vibrațiilor peste limitele normale și determinarea cât mai rapidă a deteriorărilor în formare.

În lucrarea prezentă, se dezvoltă o metodologie unitară pentru analiza și diagnoza vibrațiilor mașinilor și agregatelor cu mișcare de rotație, la care identificarea cauzelor vibrațiilor și determinarea defectelor se execută în timpul funcționării echipamentului analizat, fără scoaterea acestuia din exploatarea normală.

Tehnica de diagnoză elaborată poate furniza informațiile necesare pentru efectuarea unor diagnoze exacte prin analiza vibrațiilor, numai cu respectarea următoarelor condiții:

- achiziționarea corectă a semnalelor vibrațiilor prin:
 - alegerea optimă a punctelor de măsurare a vibrațiilor pe mașina de analizat,
 - folosirea unei aparaturi de măsurare, colectarea și stocarea semnalelor vibrațiilor adecvată scopului și mașinii de analizat;
- prelucrarea analogică și digitală a datelor achiziționate cu un hardware și un software corespunzător scopului propus.

Pentru studiul documentar, autorul a consultat un vast material bibliografic de specialitate, din care în bibliografia lucrării de față sunt menționate un număr de 241 publicații dintre cele mai importante, inclusiv 12 publicații elaborate de autor singur sau în colaborare (până în anul 1972 sub numele de Teodorescu P. și apoi sub numele de Theodor P.).

Din studiul documentar a reieșit că literatura de specialitate privind analiza și diagnoza vibrațiilor se poate grupa în trei mari categorii:

- a) publicații cu caracter general, care tratează analiza și diagnoza vibrațiilor (la unele și diagnoza zgomotului) la diferite tipuri de mașini și instalații;
- b) publicații cu caracter specific, care fie că se limitează la analizarea unei cauze principale de vibrații, fie că tratează analiza și diagnoza vibrațiilor numai la un tip de mașini sau agregate;
- c) publicații, în care se descriu sisteme expert, cu ajutorul cărora se pot efectua automat analize și diagnoze ale vibrațiilor la tipurile de mașini sau agregate pentru care au fost concepute.

Din categoria a) de publicații pot fi menționate următoarele (în ordine alfabetică conform bibliografiei): [16], [36], [52], [83], [91], [103], [144], [164] și [236]. În majoritatea dintre acestea se descrie foarte detaliat aparatura de măsurare, se dau anumite metode de analiza vibrațiilor (la unele și de analiza zgomotului), cu prezentarea câtorva exemple practice, dându-se unele relații de calcul a frecvențelor caracteristice, cu publicarea unui volum redus de rezultate ale măsurărilor și analizelor de vibrații.

Ca publicații din categoria b) pot fi menționate următoarele: [71], [72], [108], [118], [136], [146], [151], [163], [195], [239] și [240]. În aceste publicații se efectuează o analiză mai funda-

mentată a unei cauze de vibrații sau a cauzelor vibrațiilor specifice unui singur tip de mașini sau agregate decât în publicațiile menționate în categoria a), dar și în aceste publicații se prezintă un volum restrâns de rezultate ale măsurărilor și ale analizelor de vibrații.

Publicații din categoria c) au apărut în număr mic în ultimii ani, în prezent există puține sisteme expert pentru efectuarea automată a diagnozei vibrațiilor, care pot fi achiziționate pe piață. Cele care există au un preț foarte ridicat, aproape prohibitiv pentru industrie, și nu asigură identificarea corectă și fără echivoc a cauzelor principale ale vibrațiilor. Aceste sisteme expert sunt livrate de obicei împreună cu sisteme automate de supraveghere și monitorizarea continuă a vibrațiilor și sunt concepute numai pentru anumite tipuri de agregate, ca de exemplu pentru turbine cu abur, turbine cu gaz, turbogeneratoare etc. Dintre aceste publicații pot fi menționate următoarele: [132] și [232].

Mașinile și agregatele cu componente în mișcare de rotație produc vibrații. Acestea se datoresc unor imperfecțiuni (defecte minore) de fabricație și sunt acceptate între anumite limite, așa-zise limite normale de funcționare, care sunt stabilite conform tipului și caracteristicilor mașinilor și agregatelor respective pe baza normelor prescrise (toleranțe).

Creșterea nivelului vibrațiilor peste limitele normale se poate datora unor cauze diferite principale de vibrații, ca de exemplu dezechilibrul, slăbirea îmbinărilor mecanice, alinierea incorectă sau dezalinierea mașinilor și agregatelor, rezonanța, frecarea, uzarea prematură și defectarea rulmenților, deteriorarea roților dințate ale transmisiilor prin angrenaje, funcționarea defectuoasă sau deteriorarea transmisiilor prin curele, perturbări datorită unor forțe hidraulice sau aerodinamice etc.

Fiecare vibrație are o cauză și fiecare vibrație are o așa-zisă "semnătură", caracterizată prin următoarele:

- nivelul global al vibrațiilor;
- amplitudinile și frecvențele componentelor spectrale ale vibrațiilor;
- amplitudinile și caracteristicile semnalelor de timp ale vibrațiilor;
- fazele vibrațiilor;
- forma și tipul vibrațiilor.

Cunoașterea "semnăturii" vibrațiilor face posibilă identificarea cauzelor vibrațiilor.

Tehnica de diagnoză pentru determinarea surselor și cauzelor vibrațiilor mașinilor și agregatelor, respectiv a defectelor sau a deteriorărilor existente ale acestora, dezvoltată în lucrarea prezentă, se bazează pe identificarea "semnăturii" vibrațiilor în urma analizării semnalelor măsurate ale vibrațiilor în domeniul de timp și în domeniul de frecvență, precum și a fazelor vibrațiilor.

Aportul adus prin contribuții originale pentru fundamentarea teoretică și practică, precum și pentru dezvoltarea tehnicii de diagnoza vibrațiilor la un grad calitativ superior, a condus la elaborarea unei tehnici unitare pentru identificarea fiecărei cauze principale de vibrații, respectiv a defectelor posibile la mașini și agregate în funcționare, pe baza diagnozei vibrațiilor. Principalele contribuții ale autorului constau din următoarele:

- I. Stabilirea unei metodologii adecvate de măsurare și analizarea vibrațiilor, cu indicarea modului optim de alegere a punctelor de măsurare, a aparaturii și a software-ului necesar. Pentru măsurarea vibrațiilor la transmisiile prin angrenaje cu roți dințate s-au elaborat reguli speciale, care trebuie respectate în vederea obținerii de rezultate corecte.
- II. Cercetarea și modificarea unor metode existente de calcul ale frecvențelor caracteristice ale vibrațiilor, precum și elaborarea unor teorii de calcul ale acestora. Astfel pentru identificarea cauzelor principale de vibrații și a defectelor la transmisiile prin angrenaje planetare cu roți dințate, a fost elaborată teoria de calcul a frecvențelor caracteristice ale vibrațiilor acestor transmisiilor, ca de exemplu:
 - determinarea frecvențelor de rotație ale roților dințate centrale, ale roților dințate planetare și ale roților cu dantură interioară ale angrenajelor planetare;
 - determinarea raporturilor de transmisie dintre roțile dințate ale angrenajului planetar;
 - determinarea frecvențelor de angrenare dintre perechile de roți dințate ale angrenajului planetar.
- III. Elaborarea unor criterii originale specifice pentru identificarea fiecărei cauze principale de vibrații și a defectelor corespunzătoare posibile ale mașinilor și agregatelor pe baza lucrărilor experimentale de analiza și diagnoza vibrațiilor a unui număr mare de cazuri similare pentru fiecare din cauzele principale de vibrații tratate în lucrare.
- IV. Stabilirea unor operații bine precizate, pentru identificarea cauzelor principale ale vibrațiilor, în vederea asigurării efectuării unei diagnoze corecte a vibrațiilor.

V. Stabilirea ordinii și a procedurii de executat în cadrul fiecărei operații.
Operațiile stabilite de autor, pe baza cărora s-a identificat în lucrare fiecare cauză principală a vibrațiilor și defectele prin diagnoza vibrațiilor la mașini și agregate, sunt următoarele:

1. Măsurarea vibrațiilor mașinii sau agregatului de cercetat, conform metodologiei privind alegerea aparatului de măsurarea vibrațiilor, alegerea punctelor de măsurarea vibrațiilor și stabilirea mărimilor de măsurat, elaborată în lucrare.
2. Prelucrarea și analiza semnalelor vibrațiilor măsurate în domeniul de timp și în domeniul de frecvență cu aparatura și software-ul ales.
3. Determinarea "semnăturii" vibrațiilor măsurate și efectuarea unei diagnoze provizorii prin aproximarea cauzei principale de vibrații, precum și a defectelor posibile.
4. Calcularea, pe baza datelor tehnice ale mașinii sau agregatului de analizat, a frecvenței de rotație și a armonicilor, calcularea frecvențelor caracteristice ale vibrațiilor componentelor presupuse defecte (ca de exemplu la rulmenți: inel exterior sau interior defect, corpuri de rulare defecte; la angrenaje cu roți dințate: dinți ruși sau dinți excentrici etc.), calcularea armonicilor frecvențelor caracteristice menționate și ale benzilor laterale de frecvență ale acestora.
5. Compararea frecvențelor calculate cu frecvențele liniilor spectrale din spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate și identificarea caracteristicilor de frecvență comune unei cauze principale de vibrații sau specifice unui anumit defect în spectrul de frecvență menționat.
6. Analizarea semnalelor de timp ale vibrațiilor măsurate pentru identificarea anumitor defecte, ca de exemplu, un dinte rupt al unei roți dințate, sectoare excentrice ale coroanei dințate la unele tipuri de roți dințate etc.
7. Analizarea fazelor vibrațiilor pentru cazurile în care efectuarea acestei operații este absolut necesară pentru precizarea diagnozei vibrațiilor.
8. Identificarea exactă a cauzelor vibrațiilor, respectiv a defectelor posibile și efectuarea diagnozei definitive a vibrațiilor agregatului cercetat în timpul funcționării acestuia.
9. Constatarea defectelor și a deteriorărilor după oprirea din funcționare și demontarea agregatului cercetat; compararea defectelor constatate cu defectele pronosticate pe baza diagnozei vibrațiilor, în vederea verificării exactității diagnozei și a îmbunătățirii continue a criteriilor originale specifice de identificare.

În cazuri simple nu se execută toate operațiile menționate, ci numai cele care sunt absolut necesare pentru efectuarea unei diagnoze exacte a vibrațiilor și pentru planificarea corectă a reparațiilor.

Partea experimentală a lucrării o constituie măsurările și analizele FFT ale vibrațiilor executate de autor la diferite mașini și agregate, pe baza cărora s-au identificat cauzele principale ale vibrațiilor și defectele corespunzătoare posibile ale componentelor respective. După oprirea din funcționare și demontarea mașinilor și agregatelor analizate s-a procedat la constatarea defectelor și a deteriorărilor existente. Constatările făcute au confirmat exactitatea prognozelor cauzelor principale ale vibrațiilor și ale defectelor determinate prin diagnoza vibrațiilor. Pentru cazuri mai specifice s-au prezentat în lucrare fotografiile ale pieselor cu defectele constatate, care ilustrează exactitatea prognozelor efectuate prin diagnoza vibrațiilor.

Lucrarea de față, fiind fundamentată pe rezultatele unui studiu teoretic și experimental intens, pune bazele unei tehnici unitare, omogene și bine structurate pentru diagnoza vibrațiilor mașinilor și agregatelor cu componente în mișcare de rotație. Prin conținutul său cu multe exemple din practică, cu prezentarea rezultatelor complete ale măsurărilor și analizelor de vibrații, precum și a identificării cauzei principale de vibrații și a defectelor respective prin diagnozele vibrațiilor executate de autor, lucrarea înlesnește mărirea eficienței și a randamentului personalului tehnic în activitatea de diagnoza vibrațiilor mașinilor și agregatelor. Ea oferă inginerilor și tehnicienilor, însărcinați cu supravegherea funcționării în bune condiții a echipamentului tehnic și cu întreținerea și repararea acestuia, o tehnică bine structurată cu informații necesare și suficiente pentru identificarea cât mai rapidă și mai exactă a cauzelor principale de creșterea vibrațiilor și a deteriorărilor în fază de formare, pentru evitarea de avarii grave cu pagube importante pentru industrie.

BIBLIOGRAFIE

1. Allianz Bericht Nr. 24:
Schwingungsüberwachung von Turbosätzen - ein Weg zur Erkennung von Wellenrissen,
Allianz Versicherungs-AG, Berlin, 1987.
2. Archambault, R.
Application of the use time-frequency analysis for the detection of faults on diesel engines,
Conférence internationale sur progres recents des méthodes de surveillance acoustiques et
vibratoires, 27-29 octobre 1992, Senlis.
3. Barschdorf, D., Korthauer, R.
Aspects of Failure Diagnosis on Rotating Parts of Turbomachines using Computer Simula-
tion and Pattern Recognition Methods, Int. Conf. Condition Monitoring Brighton, 1986, 279-
294.
4. Barz, W. J., Albert, M., Brühl, P., Haseloff, J., Hengerer, F., Herles, G., Kötrisch, H.,
Kohler, P., Valentin, L., Russ, A. G., Sarfert, J., Tepper, H., Völkening, E. F. W.
Wälzlagertechnik Teil 1, Expert Verlag, Sindelfingen, 1985.
5. Bauerfeind, V.
Bewegungs- und Drucksignale als Informationsquelle, LRA-Seminar Garching, 1975.
6. Baxter, N. L.
Balancing Large Steam Turbines, Vibrations 1991, Vol. 7, No. 4, The Vibration Institute,
Willowbrook.
7. Bell, D. H.
An Enveloping Technique for Early Stage Detection and Diagnosis of Faults in Rolling Ele-
ment Bearings, Proceedings "Vibration Analysis to Improve Reliability and Reduce Failure",
The Design Automation Conference Cincinnati, (USA), September 10-13, 1985, 65-69.
8. Bendat, J. S.
Principles and Applications of Random Noise Theory, John Wiley and Sons, New York,
1958.
9. Bendat, J. S., Piersol, A. G.
Random Data: Analysis and Measurement Procedures, Wiley-Interscience, New York, 1971.
10. Benjamin, D. R.
Motor Bearing Problem in a Vertical Turbine Pump, Vibrations 1991, Vol. 7, No. 2, The
Vibration Institute, Willowbrook.
11. Bently, D. E.
Case Study of Shaft Crack Failure, ORBIT, 1989, Vol. 10 No. 3, Bently Nevada.
12. Bently, D. E.
Extending Machinery Life, ORBIT, 1990, Vol. 11 No. 2, Bently Nevada.
13. Bently, D. E., Bosmans, R. F.
Case Study of Shaft Crack Failure, ORBIT, 1989, Vol. 10, No. 3, Bently Nevada .
14. Bently, D. E., Muszynska, Agnes
Influence of Fluid-induced "Cross-stiffness" in Rotor/Bearing Models, ORBIT, 1990, Vol. 11,
No. 3, Bently Nevada.
15. Bently, D. E., Wemer, M.
Extending Machinery Life, ORBIT, 1990, Vol. 11, No. 1, Bently Nevada.

16. Bently, D. E., Zimmer, S., Palmatier, G. E., Muszynska, Agnes
Interpreting Vibration Information from Rotating Machinery, Bentley Nevada. In: Betriebsüberwachung von Hochleistungs-Turbomaschinen, Lehrunterlagen Seminar-Nr. 811610221, Nürnberg, Technische Akademie Wuppertal e.V., Wuppertal, 1991.
17. Bentley Nevada Corporation
Attitude Angle versus Low Rotative Speed Imbalance Response, ORBIT, 1993, Vol. 14, No. 1, Bentley Nevada.
18. Bentley Nevada Corporation
Full Versus Limited Vibration Diagnostic, ORBIT, 1992, Vol. 13, No. 3, Bentley Nevada.
19. Bentley Nevada Corporation
Misalignment and Shaft Crack-Related Phase Relationships for 1X and 2X Vibration Components of Rotor Responses, ORBIT, 1989, Vol. 10, No. 2, Bentley Nevada.
20. Bentley Nevada Corporation
Performance of REBAM During Ball Bearing Failures, Part 1, ORBIT, 1992, Vol. 13, No. 3, Bentley Nevada.
21. Bentley Nevada Corporation
Performance of REBAM during Ball Bearing Failures, Part 2, ORBIT, 1992, Vol. 13, No. 4, Bentley Nevada.
22. Bentley Nevada Corporation
Shaft Crack Detection Methodology, ORBIT, 1988, Vol. 9, No. 1, Bentley Nevada.
23. Bentley Nevada Corporation
Shaft Centerline Radial Position, ORBIT, 1989, Vol. 10, No. 1, Bentley Nevada.
24. Bentley Nevada Corporation
Torque Measurement, ORBIT, 1993, Vol. 14, No. 2, Bentley Nevada.
25. Bentley Nevada Corporation
Vibration Vector Monitoring, ORBIT, 1989, Vol. 10, No. 1, Bentley Nevada.
26. Beranek, L. L.
Noise and Vibration Control, McGraw-Hill Book Co., New York, 1971.
27. Berry, J. E.
Proven Method for Specifying Spectral Alarm Bands (6) as well as Narrowbands Alarm Envelopes using Today's Predictive Maintenance Software Systems (2nd Edition), 28. Technical Associates Of Charlotte, Inc., Charlotte, 1992.
28. Betriebsüberwachung von Hochleistungs-Turbomaschinen, Lehrunterlagen, Technische Akademie Wuppertal Seminar-Nr. 811610221, 9.-10.10.91 Nürnberg, 1991.
29. Bloomfield, W.
Fan Failures Traced to Blade Resonance Excitation by the Innovative Use of Instrumentation, ORBIT, 1988, Vol. 9, No. 1, Bentley Nevada.
30. Boëtius, J.
Rechnergestützte Interpretation von Messergebnissen für die diagnostische Maschinenüberwachung. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
31. Berețeanu, L., Smicală, I.
Vibrații mecanice cu aplicații. Editura Minton, Timișoara, 1993.
32. Bohanik, J. S., Thomas, R.
Reactor Recirculation Pump Shaft Crack. ORBIT, 1990, Vol. 11, No. 3, Bentley Nevada.

33. Boiangiu, D., Carageorghe, E. ș.a.
Mecanică și rezistența materialelor, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
34. Bosmans, R. F.
Amplitude/Phase/Time(APHT) Plot useful in Shaft Crack Detection, ORBIT, 1990, Vol. 11, No. 1, Bently Nevada.
35. Bratu, P.
Izolarea și amortizarea vibrațiilor la utilajele de construcții, Institutul de Cercetări Construcții, București, 1982.
36. Brenneke, H., Gervé, A., Göbel, S., Gülker, E., Hackstein, K., Haussmann, G., Jantzen, E., Kägler, S., Reimann, W., Reling, J., Schmidt, H., Sommer, K., Troeder, Ch., Van der Vlugt, R. J. E. A.
Frühdiagnose von Schäden an Maschinen und Maschinenanlagen, Expert Verlag, Sindelfingen, 1988.
37. Bretsch, J.
Intelligente Messsysteme zur Automatisierung technischer Prozesse, R. Oldenbourg Verlag, München, 1979.
38. Brîndeu, L.
Contribuții privind studiul mișcărilor periodice ale sistemelor vibropercutante, Teză de doctorat, conducător științific prof. dr. doc. ing. Gh. Silaș, Litografia Institutului Politehnic, Timișoara, 1970.
39. Brîndeu, L.
Vibrații. Mecanica analitică. Vibrații mecanice (curs), Litografia Institutului Politehnic, Timișoara, 1978.
40. Broch, J. T.
Mechanical Vibration and Shock Measurements, Brüel & Kjaer, Naerum, 1980.
41. Butkovic, M.
Vibration Monitoring and Analysis, Condition Based Maintenance and Technical Diagnostics of Machines, IMEKO Reprint, Zagreb, 1985, 61-76.
42. Buzdugan, Gh.
Dinamica fundațiilor de mașini, Editura Academiei R.S.R., București, 1968.
43. Buzdugan, Gh.
Izolarea antivibratorie a mașinilor, Editura Academiei R.S.R., București, 1980.
44. Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Radeș, M.
Vibrațiile sistemelor mecanice, Editura Academiei R.S.R., București, 1975.
45. Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Radeș, M.
Vibrații mecanice [manual], Ed. a 2-a, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
46. Buzdugan, Gh., Mihăilescu, E., Radeș, M.
Măsurarea vibrațiilor, Editura Academiei R.S.R., București, 1979.
47. Caughey, T. K., O'Kelly, M. E. J.
Classical Normal Modes in Damped Linear Dynamic System, J. of Appl. Mechanics 32 (1965), 583-566.
48. Chatfield, C.
Analyse von Zeitreihen, BSB B. G. Teubner Verlagsgesellschaft, Leipzig , 1982.
49. Chong-Won Lee
Vibration Analysis of Rotors, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1993.

50. Cioară, T.-Gh.
Metode experimentale pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale sistemelor vibrante, Teză de doctorat, conducător științific prof. em. dr. doc. ing. Gh. Silaș, Litografia Institutului Politehnic, Timișoara, 1985.
51. Cleary, P., Eden, D.
Queensland BHP Steel: Diagnosis of a Fan Bearing Problem, ORBIT, 1992, Vol. 13, No. 4, Bently Nevada.
52. Collacott, R. A.
Mechanical Fault Diagnosis, Chapman and Hall, London, 1977.
53. Constantinescu, I. N., Bolog, C.
Mecanica, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1978.
54. Cooley, I. W., Tuckey, I. W.
An Algorithm for the Machine Computation of Complex Fourier Series, Math. of Comp. 19 (1965), 297.
55. Crandall, St.
Random Vibration, M. I. T. Press, Massachusetts, 1963.
56. Crandall, S. H., Mark, W. D.
Random Vibrations in Mechanical Systems, Academic Press, New York, 1963.
57. Crawford, F. S., Jr.
Schwingungen und Wellen, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1989.
58. Crawley, F. K., Erskine, J. B.
Monitoring of Rolling Bearings, I. Chem. Eng. Symposium, Series Nr. 66, 137-145.
59. Darabont, A., Iorga, I., Ciodaru, M.
Măsurarea zgomotului și vibrațiilor în tehnică, Editura Tehnică, București, 1983.
60. Darabont, A., Iorga, I., Văiteanu, D., Simaschevici, H.
Șocuri și vibrații. Aplicații în tehnică, Editura Tehnică, București, 1988.
61. Darabont, A., Munteanu, M., Văiteanu, D.
Mecanică tehnică, Culegere de probleme, vol. I, Editura Scrisul Românesc, Craiova, 1983.
62. Darabont, A., Teodorescu, P.
Stabschwingungen mit zusätzlichen, konzentrierten Massen. Internationaler Kongress für Akustik, Budapest, 1971.
63. Darabont, A., Văiteanu, D.
Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor, Editura Tehnică, București, 1975.
64. Den Hartog, J. P.
Mechanical Vibrations, 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., New York, 1956.
65. Dibelius, G., Bloemers, D., Reimann, U., Ziemann, M.
Hochauflösende Wellenschwingungsüberwachungseinrichtungen zur Detektion von Wellenarrissen - Grundlagen für ein wissenschaftliches Monitoring-System. Vortrag auf dem VGB-Kongress: Kraftwerke 1990.
66. Dietzen, F. J.
Bestimmung der dynamischen Keoffizienten von Dichtspalten mit Finite-Differenzen-Verfahren, Fortschrittbericht VDI, VDI-Verlag Düsseldorf, 1988.
67. Diwald, W.
Das Biegeschwingsverhalten von Kreiselpumpen unter Berücksichtigung der Koppelschwingungen mit dem Fluid, Fortschrittbericht VDI, VDI-Verlag Düsseldorf, 1989.

68. Dincă, Fl., Teodosiu, C.
Vibrații nelineare și aleatoare, Editura Academiei R.S.R., București, 1969.
69. Drehschwingungsberechnungen in maschinentechnischen Anlagen, Lehrunterlagen
Technische Akademie Esslingen Lehrgang Nr. 12216/40.223, 25.-26.01.90 Ostfildern, 1990.
70. Dressler, Th.
Fehlerdiagnose mit einem Multiprozessorsystem, Fortschrittsberichte, Reihe 8: Mess-,
Steuerungs- und Regelungstechnik Nr. 117, VDI-Verlag Düsseldorf, 1985.
71. Drouiche, K., Sidhamed, M., Grenier, Y.
Détection de l'ecaillage de dentures d'engrenages par analyse vibratoire, Conférence
internationale sur progres recents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires,
27-29 octobre 1992, Senlis.
72. Ehrich, F. F.
Turbomachinery Tip Rubs and Interactive Resonances, Proceedings "Vibration Analysis to
Improve Reliability and Reduce Failure", The Design Automation Conference, Cincinnati,
1985, 17-21.
73. Eicher, N.
Einführung in die Berechnungen parametererregter Schwingungen (TUB-Dokumentation
Weiterbildung, 1), Techn. Universität Berlin, Berlin, 1981.
74. Ewins, D. J.
Modal Testing: Theory and Practice, Research Studies Press, 1984.
75. Farrell, K. G.
When Compressor Seals act like Bearings, ORBIT, 1992, Vol. 13, No. 4, Bently Nevada.
76. Fasig, P.
DC Motor and Firing Vibrations, Vibrations 1991, Vol. 7, No. 2, The Vibration Institute,
Willowbrook.
77. Federn, K.
Auswuchttechnik, Springer, Berlin, 1977.
78. Fischer, U., Stephan, W.
Mechanische Schwingungen, VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1984.
79. Flandrin, P.
Méthodes temps-frequence et temps-échelle pour l'analyse des signaux de vibration et de
chocs, Conférence internationale sur progres recents des méthodes de surveillance
acoustiques et vibratoires, 27-29 octobre 1992, Senlis.
80. Förster, R., Dittrich, B.
Zustandsdiagnose von Hochdruckregelventilen grosser Dampfturbinen, Energietechnik 35
(1985) 7, 250-256.
81. Führer, K.
Erfahrungen mit einem Monitoring-System an einem 300-MW-Dampfturbosatz. In:
Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung
von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
82. Futakawa, A., Masuda, T., Murakami, A., Hirabayashi, S.
Resonant Vibration of Rotor Teeth in Induction Motor, Proceedings "Vibration Analysis to
Improve Reliability and Reduce Failure", The Design Automation Conference, Cincinnati,
1985, 9-15.
83. Gașitanu, M., Crețu, Sp., Drăgan, B.
Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor, Editura Tehnică, București, 1989.

84. Ganter, M., Nold, S.
Ein System zur On-Line-Zustandsüberwachung von Kesselspeisepumpen. In: VDI-Bericht 868, VDI-Verlag Düsseldorf, 1991.
85. Gantz, D.
Schwingungsüberwachung der Wellen von Hauptkühlmittelpumpen, Kerntechnik-54 (1989) No. 2.
86. Gasch, R.
A Survey of the Dynamic Behaviour of a Simple Rotating Shaft with a Traverse Crack. J. of Sound and Vibration Vol. 158 (1), 1992.
87. Gasch, R.
Neue Kriterien der Rissidentifikation bei rotierenden Wellen. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
88. Gasch, R., Knothe, K.
Strukturodynamik, Bd. 1, Springer, Berlin, 1987.
89. Gasch, R., Pfützner, H.
Rotordynamik, Springer, Berlin, 1975.
90. Glienicke, J.
Feder- und Dämpfungskonstanten von Gleitlagern für Turbomaschinen und deren Einfluss auf das Schwingungsverhalten eines einfachen Rotors, Dissertation Universität Karlsruhe, 1966.
91. Goldman, S.
Vibration Spectrum Analysis, Industriel Press Inc., New York, 1991.
92. Grgic, A.
Torsionsschwingungsberechnungen für Antriebe mit elektrisch drehzahlgeregelten Wechselstrom- Motoren, VDI-Bericht 603, VDI-Verlag Düsseldorf, 1986.
93. Groșanu, J.
Mecanică analitică. Vibrații (curs), Litografia Institutului Politehnic, Timișoara, 1976 [1977].
94. Groșanu, J., Brîndeu, L.
Vibrații mecanice (curs), Litografia Institutului Politehnic, Timișoara, 1986.
95. Grossmann, E., Waller, H.
Rechnergestützte Schwingungsanalyse mit Hilfe der Fourier-Transformation, VDI-Zeitschrift 122 (1980) 11, 431-437.
96. Grossmann, E., Waller, H.
Rechnergestützte Schwingungsanalyse mit Hilfe der Fourier-Transformation, VDI-Zeitschrift 122 (1980) 12, 477-481.
97. Grumăzescu, M., Stan, A., Wegener, N., Marinescu, V.
Combaterea zgomotului și a vibrațiilor, Editura Tehnică, București, 1964.
98. Guy, K. R., Hanson, J. T.
Correcting a Resonance Problem of a Vertical Condensate Pump, Vibrations 1991, Vol. 7, No. 2, The Vibration Institute, Willowbrook.
99. Hagedorn, P.
Nichtlineare Schwingungen, Akademische Verlagsgesellschaft, Wiesbaden, 1978.
100. Hagedorn, P., Otterbein, S.
Technische Schwingungslehre. Lineare Schwingungen diskreter mechanischer Systeme, Springer, Berlin, 1987.

101. Hagedorn, P.
Technische Schwingungslehre. Bd. 2. Lineare Schwingungen kontinuierlicher mechanischer Systeme, Springer, Berlin, 1989.
102. Halm, G.
Resonanzfrequenzen bei der Untersuchung von Lagerschwingungen, Maschinenbautechnik 22 (1973) 1, 27-32.
103. Harker, R. J.
Generalized Methods of Vibration Analysis, John Wiley & Sons, New York, 1983.
104. Harrer A.
Schwingungsdiagnostik an Industrie-Dampfturboätzen - ein emüchternder Ist-Zustandsbericht aus einem Marktsegment. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungs-diagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
105. Harris, M. C., Crede, E. Ch.
Șocuri și vibrații, Editura Tehnică, București, vol. I și II, 1968 și vol. III, 1969 (trad. din lb. engleză).
106. Hart, H.
Einführung in der Messtechnik, VEB Verlag Technik, Berlin, 1986.
107. Heinrich, W., Hennig, K.
Zufallsschwingungen mechanischer Systeme, Vieweg, Braunschweig, 1978.
108. Hippmann, N.
Technische Diagnostik mit Methoden der Signalanalyse und Mustererkennung am Beispiel einer Kreiselpumpe, Dissertation A, IH Zittau, 1982.
109. Holzweissig, F.
Arbeitsbuch Maschinendynamik/Schwingungslehre. 2. Aufl., Fachbuchverlag, Leipzig, 1987.
110. Holzweissig, F., Dresig, H.
Lehrbuch der Maschinendynamik, Springer, Wien, 1979.
111. Holzweissig, F., Meltzer, G.
Messtechnik der Maschinendynamik, VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1978.
112. Iudin, Ia. E.
Izolarea împotriva zgomotelor, trad. din l. rusă, Editura Tehnică, București, 1968.
113. Jäger, G., Dibelius G.
Automatisierte Zustandsdiagnose zur optimalen Instandhaltung von Dampfturboätzen. VGB Kraftwerkstechnik 68, Heft 12, Dez. 1987.
114. Keim, M.
Entwicklung eines On-Line-Expertensystems auf PC-Basis zur Schwingungsdiagnose rotierender Maschinen. Diss. in: VDI-Fortschrittberichte Reihe 20, Nr. 50, VDI-Verlag Düsseldorf, 1991.
115. Kellenberger, W.
Elastisches Wuchten, Springer, Berlin, 1987.
116. Kimm, R. H.
Analysis of the Velocity Response of a Spherical Roller Bearing, Proceedings "Vibration Analysis to Improve Reliability and Reduce Failure", The Design Automation Conference Cincinnati, September 10-13, 1985, 39-44.
117. Kingham, J.
Balancing an Over Fire Air Fan, ORBIT, 1993, Vol. 14, No. 1, Bently Nevada.

118. Kinsky, D.
Schädigungsdiagnose an Wälzlagern bei besonderer Berücksichtigung wirkender Beanspruchungen, Dissertation A, IH Zittau, 1984.
119. Klotter, K.
Technische Schwingungslehre, Bd. 1, Einfache Schwinger, Teil A: Lineare Schwingungen, 3. Aufl., Springer, Berlin, 1978.
120. Knaebel, M.
Technische Schwingungslehre, Teubner, Stuttgart, 1976.
121. Kolerus, J.
Zustandsüberwachung von Maschinen, Expert Verlag, Sindelfingen, 1986.
122. Korenev, B. G., Rabinovic, I. M.
Baudynamik, Verlag für Bauwesen, Berlin, 1980.
123. Krämer, E.
Maschinendynamik, Springer, Berlin, 1984.
124. Krämer, E., Haapala, E., Paavola, M.
Betriebserfahrungen mit gerissenen Rotoren, Der Maschinenschaden 62, Heft 6, 1989.124.
125. Kreutzer, R.
Schäden an Gleitlagern, Allianz Versicherungs-AG, Berlin und München, 1990.
126. Kühlmann, P.
Schwingungen in Kolbenmaschinen, VDI-Bildungswerk, Schwingungen beim Betrieb von Maschinen BW 32.11.07, VDI-Gesellschaft Konstruktion und Entwicklung, Düsseldorf, 1980.
127. Lazan, B. J.
Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, Pergamon, Oxford, 1968.
128. Leducq, D.; Schlegel, R.
Apports de l'analyse par ondelettes en surveillance et diagnostic sur installation industrielles, Conférence internationale sur progrès récents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires, 27-29 octobre 1992, Senlis.
129. Lee, Y. W.
Statistical Theory of Communication, John and Sons, New York, 1960.
130. Leiter, G.
Erfahrungen mit der schwingungsdiagnostischen On-Line-Überwachung am 900-MW-Dampfturbosatz des Kernkraftwerkes Isar 1, Teil 3: Betriebserfahrungen, Aufwand und Nutzen. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
131. Liewers, P.
Rauschdiagnostik, Akademie-Verlag, Berlin, 1985.
132. Lindberg, G., Dunn, K., Basile, B., Burnington, R.
Diagnostics with Expert Systems for Boiler/Turbine Predictive Maintenance, EPRI-Conference "Predictive Maintenance for the 90's", October 15-17, 1990, Philadelphia.
133. Lingener, A.
Informationen durch Messungen - mehr Aussagen durch weniger, aber qualitativ bessere Informationen, Maschinenbautechnik 26 (1977) 9, 394-397.
134. Love, A. E. H.
A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity, 4th. Ed., Dover Publications, New York, 1944.

135. Lubenow, H.
Signalanalyse im Rahmen der Technischen Diagnostik, Dissertation A, EMA Universität Greifswald, 1984.
136. Lyon, R. H.
Fault Detection and Identification in Motor/Gearbox Combinations, INTER-NOISE 89, Newport-Beach CA, 4-6 December 1989, 1185-1190.
137. Maass, H., Klier, H.
Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 2, Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer, Wien, 1981.
138. Machinery Predictive Maintenance, Lehrunterlagen, Computational Systems Incorporated, Knoxville (USA), Vibro Dyn Seminar 12.03.90 Otefingen, 1990.
139. Magnus, G.
Schwingungen, Teubner, Stuttgart, 1976.
140. Mangeron, D., Irimiciuc, N.
Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie, vol. III, Mecanica vibrațiilor sistemelor rigide, Editura Tehnică, București, 1981.
141. McConnel, K. G.
Notes on Vibration Frequency Analysis, Society for Experimental Mechanics, Inc., Bethel, 1980.
142. Mechanical Vibration and Shock, ISO Standards Handbook 36, Genève, 1990.
143. Meher-Homji, C. B., Focke, A. B.
Performance and Vibration Monitoring for the Prevention of Gas Turbine Airfoil Failures, Proceedings "Vibration Analysis to Improve Reliability and Reduce Failure", The Design Automation Conference, Cincinnati, 1985, 31-38.
144. Meirovitch, L.
Elements of Vibration Analysis, McGraw-Hill, New York, 1986.
145. Mevel, B.; Guyader, J. L.
Dysfonctionnement vibratoire et route vers le chaos. Application au roulement à billes, Conférence internationale sur progres recents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires, 27-29 octobre 1992, Senlis.
146. Moeck, E., Strickert, H.
Technische Diagnostik an Schiffsmaschinenanlagen, VEB Verlag Technik, Berlin, 1982.
147. Morehead, J. C.
Utilization of the Standard Deviation Spectrum in Vibration Analysis, Vibrations 1991, Vol. 7, No. 3, The Vibration Institute, Willowbrook.
148. Moshrefi, N., Sreshta, H. A., Springer, W. T.
The Transverse Vibrational Characteristics of an Externally Damaged Pipe, Proceedings "Vibration Analysis to Improve Reliability and Reduce Failure", The Design Automation Conference, Cincinnati, 1985, 23-29.
149. Murray, G., Brier, S.
Analysis of Generator Rotor Unbalance, ORBIT, 1993, Vol. 14, No. 1, Bently Nevada.
150. Muszynska, Agnes
Shaft Vibration versus Shaft Stress, ORBIT, 1989, Vol. 10, No. 3, Bently Nevada.
151. Muszynska, Agnes
Thermal Rub Effect in Rotating Machines, ORBIT, 1993, Vol. 14, No. 1, Bently Nevada.

152. Muszynska, A., Bently, D. E.
Fluid-generated Instabilities of Rotors, ORBIT, 1989, Vol. 10, No. 1, 173 Bently Nevada.
153. Muszynska, A., Goldman, P.
Torsional Vibration Measurements Help in Shaft Crack Diagnosis, ORBIT, 1993, Vol. 13, No. 4, Bently Nevada.
154. Muşat, S.
Vibrații mecanice (curs), Atelierul de multiplicare al Universității, Galați, 1980.
155. Mühlenfeldt, K.
Der Wellenniss in stationären Betrieb von Rotoren, Diss. TU-Berlin, 1992.
156. Mühle, E.-E., Ziebarth, H.
Früherkennung von Querrissen an Turbinenwellen durch Schwingungsüberwachung - Theorie und Anwendung. Allianz-Berichte Nr. 24, Berlin, 1987.
157. Müller, P. C., Schiehlen, W. O.
Lineare Schwingungen, Akademische Verlagsgesellschaft, Wiesbaden, 1976.
158. Natke, H. G.
Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse, Vieweg, Braunschweig, 1983.
159. Newland, D. E.
An Introduction to Random Vibrations and Spectral Analysis, Longman Group Limited, London, 1975.
160. Newland, D. E.
Random Vibrations and Spectral Analysis, Longman House, Burnt Mill, Harlow, 1986.
161. Newland, D. E.
Mechanical Vibration Analysis and Computation, Longman Scientific & Technical, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1989.
162. Nigam, N. C.
Introduction to Random Vibrations, The MIT Press, Cambridge, 1983.
163. Nojack, K.
Lagerschaden-Früherkennung mit der Kurtosis-Methode, Elektronik 17 (1981), 55-58.
164. Norton, M. P.
Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press, Cambridge, 1989.
165. Nöremark, A., Rosander, M.
Computer-gesteuerte Vibrationsüberwachung von rotierenden Maschinen in Kraftwerken. In: VDI-Bericht Nr. 868, VDI-Verlag Düsseldorf, 1991.
166. Olsen, U.
Der aktuelle Stand der Schwingungsüberwachung von Turbomaschinen. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
167. Olsen, U.
Nutzen, Aufwand und Trends der Zustandsüberwachung von Wasserkraftmaschinensätzen. In: 7. Internationales Seminar "Wasserkraftanlagen", TU Wien, 1992.
168. Pachaud, Ch.
Détection des défauts électromagnétiques dans les moteurs asynchrones de grande puissance par analyse spectrale des vibrations et du courant d'alimentation, et par démodulation amplitude/fréquence des composantes cinématiques de base. Conférence

- internationale sur progres recents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires, 27-29 octobre 1992, Senlis.
169. Peeken, H., Troeder, C., Diekhans, G.
Beanspruchung elastischer Kupplungen in Antriebsystemen mit Asynchronmotoren, Antriebstechnik 18 (1979).
 170. Peterson, A. P. G., Gross, E. E.
Handbook of Noise Measurement, 7th Ed., General Radio Co., Concord, 1972.
 171. Radeş, M.
Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1979.
 172. Randall, R. B.
Application of B & K Equipment to Frequency Analysis, Brüel & Kjaer, Naerum, 1977.
 173. Randall, R. B., Hee, J.
Cepstrum-Analysis, Technical Review Brüel & Kjaer 3 (1981), 161-190.
 174. Rădoi, M., Deciu, E.
Mecanica. Editura Didactică și Pedagogică, Bucureşti, 1981.
 175. Rădoi, M., Deciu, E., Voiculescu, D.
Elemente de vibrații mecanice, Editura Tehnică, Bucureşti, 1977.
 176. Riley, R.
Vibration Analysis of Can Pumps, Vibrations 1991, Vol. 7, No. 2, The Vibration Institute, Willowbrook.
 177. Ripianu, A. ș.a.
Mecanica tehnică, Editura Didactică și Pedagogică, Bucureşti, 1979.
 178. Rosenberg, J.
Some Modifications in the Prony Method for the Spectral Analysis of Damped Vibration, Proceedings "Vibration Analysis to Improve Reliability and Reduce Failure", The Design Automation Conference, Cincinnati, 1985, 71-76.
 179. Rothkegel, W.
Risserkennung bei Rotoren durch Schwingungsüberwachung, in VDI FortschrittBerichte Reihe 11, Nr. 180, VDI-Verlag Düsseldorf, 1993.
 180. Rush, A. A.
Kurtosis - a Christal Ball for Maintenance Engineers, Iron and Steel International (1979) 2, 23-27.
 181. Salles, F., Lesueur, C.
Les vibrations mécaniques, Tome I, Masson et Cie, Editeures, Paris, 1972.
 182. Schiehlen, W.
Technische Dynamik, Teubner, Stuttgart, 1986.
 183. Schmidt, G.
Parametererregte Schwingungen, Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin, 1975.
 184. Schultheis, S. M.
Diagnostic Techniques using ADRE-3 for Evaluation of Radial Rubs in Rotating Machinery, ORBIT, 1991, Vol. 12, No. 3, Bently Nevada.
 185. Schwarz, W., Meyer, G., Eckhardt, D.
Mikrorechner - Wirkungsweise, Programmierung, Application, VEB Verlag Technik, Berlin, 1980.

186. Schwibinger, P.
Torsionsschwingungen von Turbgruppen und ihre Kopplung mit den Biegeschwingungen bei
Getriebemaschinen, Fortschrittbericht VDI, VDI-Verlag Düsseldorf, 1987.
187. Silaș, Gh.
Mecanică: vibrații mecanice, Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
188. Silaș, Gh., Brîndeu, L.
Sisteme vibropercutante: [monografie], Editura Tehnică, București, 1986.
189. Silaș, Gh., Groșanu, I.
Mecanică, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
190. Silaș, Gh., Hegedüs, A., Becherescu, D.
Indrumător de lucrări de mecanică și vibrații, Litografia Institutului Politehnic, Timișoara,
1975.
191. Silaș, Gh., Rădoi, M. Brîndeu, L. Klepp, H., Hegedüs, A.
Culegere de probleme de vibrații mecanice, vol. 1, Sisteme liniare cu un număr finit de
grade de libertate, Editura Tehnică, București, 1967.
192. Silaș, Gh., Rădoi, M. Brîndeu, ș.a.
Culegere de probleme de vibrații mecanice, vol. 2, Sisteme neliniare și parametrice.
Sisteme vibropercutante. Aplicații tehnice, Editura Tehnică, București, 1973.
193. Silcock, D.
Shaft Crack Detected at an Ammonia Plant, ORBIT, 1992, Vol. 13, No. 3, Bently Nevada.
194. Smith, J. D.
Vibration Measurement, Butterworths, London, 1989.
195. Snowdon, J. C.
Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems, Wiley, New York, 1968.
196. Sohre, J. S.
Turbomachinery Problems and their Correction Sawyer's Turbomachinery Maintenance
Handbook, Connecticut, 1980.
197. Southwick, D.
Plus and Minus Spectrum, Enhancement to Transient Data Manager Software-2, ORBIT,
1993, Vol. 14, No. 2, Bently Nevada.
198. Steidel, R. F., Jr.
An Introduction to Mechanical Vibrations, John Wiley & Sons, New York, 1989.
199. Stegemann, D., Reiche, W., Südmersen, U., Beermann, H.
Körperschall- und Schwingungsanalysen zur Schadenserkenntnis in Turbomaschinen, VGB
Kraftwerkstechnik 69, September 1989.
200. Stegemann, D., Reiche, W., Südmersen, U., Vortriede, A.
Vibration analysis as diagnostic method for rotating machinery, Conférence internationale
sur progres recents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires, 27-29 octobre
1992, Senlis.
201. Stühlen, B.
Untersuchungen zur Klassifikation normaler und gestörter Betriebszustände laufender
Turbomaschinen mit Hilfe angepasster Mustererkennungsverfahren, Dissertation A, TU
Karlsruhe, 1980.
202. Sturm, A. et al.
Wälzlagerdiagnose an Maschinen und Anlagen, Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1986.

203. Sturm, A., Förster, R.
Maschinen- und Anlagendiagnosik für die zustandsbezogene Instandhaltung, VEB Verlag Technik, Berlin, 1990.
204. Sunder, R.
Erfahrungen mit der schwingungsdiagnostischen On-Line-Überwachung am 900-MW-Dampfturbosatz des Kernkraftwerkes Isar 1, Teil 2: Überwachung im Frequenzbereich. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
205. Taylor, J. I.
Determination of Antifriction Bearing Condition by Spectral Analysis, Seminar Proceedings "Machinery Vibration Monitoring and Analysis", Huston, Februar 13-15, 1978, 1-26.
206. Teichmann, R.
Betriebs Erfahrungen mit VIBROCAM-5000 in einem Heizkraftwerk an zwei 32-MW-Dampfturbosätzen. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
207. Teodorescu, P.
Laboratorul I.C.S.P.M. pentru combaterea zgomotului și vibrațiilor în industrie, Protecția Muncii, Nr. 5, mai, 1971, pag. 10-11.
208. Teodorescu, P.
Les vibrations de la conduite de distribution (tuyauterie) et de la pompe d'accumulation de la Centrale Electrique Chatelard II. Motor Columbus Ingenieurunternehmung AG, Baden, 1973.
209. Teodorescu, P.
Calcul des pulsation propres, des fréquences propres des conduites de distribution et des fréquences des pompes d'accumulation de la Centrale de Lünensee (Voralberger Illwerke AG). Motor Columbus Ingenieurunternehmung AG, Baden, 1973.
210. Teodorescu, P.
Calcul des fréquences de la turbine horizontale Francis de la Centrale Electrique de Silvapiana. Motor Columbus Ingenieurunternehmung AG, Baden, 1973.
211. Teodorescu, P.
Schwingungsuntersuchungsbericht: Messungen und Frequenzanalysen der Schwingungen im Südbau der Papierfabrik Albbbruck (D). Motor Columbus Ingenieurunternehmung AG, Baden, 1983.
212. Teodorescu, P. și Darabont, A.
Progrese în combaterea zgomotului și vibrațiilor, Institutul Centrul de Documentare Tehnică, București, 1970.
213. Teodorescu, P. și Soare, L.
Combaterea zgomotului și vibrațiilor, M.I.C.M. Oficiul de Documentare și Publicatii Tehnice, București, 1972.
214. Theodor, P.
Vibration Control and Monitoring in Nuclear Power Plant. INTER-NOISE 89, Newport-Beach CA, 4-6 December 1989, 521-526.
215. Theodor, P.
Vibration Monitoring at Leibstadt Nuclear Power Plant. 2nd International Machinery Monitoring & Diagnostics Conference & Exhibit, Los Angeles CA (USA), 22-25 October 1990, 465-471.

216. Theodor, P.
Machinery Predictive Maintenance and Diagnostics at Leibstadt Nuclear Power Plant, 3rd International Machinery Monitoring & Diagnostics Conference & Exhibit, Las Vegas, Nevada (USA), 9-12 December 1991, 172-178.
217. Theodor, P.
Vibrațiile rulmenților și tehnici de diagnoză, Zilele Academice Timișene, Timișoara, 25 - 27 mai 1995.
218. Timar, P. L., Fazekas, A., Kiss, J., Miklos, A., Yang, S. J.
Noise and Vibration of Electrical Machines, Elsevier, Amsterdam (NL), 1989.
219. Tuten, J. M.
Condition Monitoring of Fans with Rolling Element Bearings, Electric Power Research Institute, Inc., Palo Alto, 1988.
220. VDI-Berichte 381:
Schwingungen von Maschinen, Fundament und Baugrund, Tagung Düsseldorf 1980, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1980.
221. Villanen, A.
Vibration Monitoring of Rotating Machines in Finnish Power Plants, Wiss. Bericht der IHZ, Nr. 774 (1987), 35-40.
222. Voinea, R., Voiculescu, D., Ceașu, V.
Mecanica, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
223. Voinea, R. P., Voiculescu, D. C., Simion, Fl.-P. I.
Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie, Editura Academiei R.S.R., București, 1989.
224. Walter, G.
Erfahrungen mit der schwingungsdiagnostischen On-Line-Überwachung am 900-MW-Dampfturbosatz des Kernkraftwerks Isar 1, Teil 1: Überwachung im Zeitbereich, Allianz Report 67 (1994) Heft 2.
225. Wang, J. H.
Phasenwinkelmessungen zur Überwachung der Unwuchsänderung in Turbomaschinen, VGB Kraftwerkstechnik 64 (1984) 5, 428-435.
226. Weaver, W. JR., Timoshenko, S. P., Young, D. H.
Vibration Problems in Engineering, Fifth Edition, J. Wiley & Sons, New York, 1990.
227. Wehling, H. J., Jax, P., Streicher, V.
Diagnose- und Überwachungssysteme im Kernkraftwerk, Wiss. Bericht der IHZ, Nr. 800 (1987), 42-48.
228. Wehling, H. J., Schütz, W., Wiemerslage, D.
Experimental Modal Analysis - an Auxiliary Means in Reactor Vibration Monitoring, CSNI-Specialists' Meeting on Continuous Monitoring Techniques for Assuring Coolant Circuit Integrity, London, 1985.
229. Weigel, M.
Ein neues System zur rechnergestützten diagnostischen Überwachung von Kraftwerksturbo-sätzen, Gasturbinen und Turboverdichtern. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
230. Weigel, M.
Möglichkeiten, Nutzen und Grenzen der Schwingungsdiagnostik an Kraftwerksturbo-sätzen. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwa-

- chung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
231. Weigel, M.
Schwingungen der Turbomaschinen, Teil I und II, ORGREB-Institut für Kraftwerke Vetschau, Institut für Energieversorgung, Dresden, 1979.
232. Weigel, B., Boëtius, J.
Rechnergestützte schwingungsdiagnostische Überwachung von Kraftwerksturboätzen. In: VDI-Bericht Nr. 846, VDI-Verlag Düsseldorf, 1990.
233. Whittaker, E. T., Watson, G. N.
A Course of Modern Analysis , 4th Ed., University Press, Cambridge, 1958.
234. Woschni, E. G.
Informationstechnik, VEB Verlag Technik, Berlin, 1981.
235. Woschni, E. G.
Probleme der digitalen Messwerterfassung und Verarbeitung. Messen - Steuern - Regeln 26 (1983) 11, 602-606.
236. Wowk, V.
Machinery Vibration: Measurement and Analysis, McGraw-Hill, Inc., New York, 1991.
237. Wutsdorff, P.
Einfluss der dynamischen Randbedingungen auf das Laufverhalten einer 150-MW-Dampfturbo-gruppe. In: VDI-Bericht Nr. 603, VDI-Verlag Düsseldorf, 1986.
238. Wutsdorff, P.
Messtechnische Untersuchungen leistungsabhängiger Schwingungen an Getriebeturbinen. In: VDI-Bericht Nr. 536, VDI-Verlag Düsseldorf, 1984.
239. Wutsdorff, P.
Methodisches Vorgehen bei der Diagnose von Schwingungsursachen an Dampfturbinen. In: Symposium "Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen", Schenck AG, Sonthofen, 1993.
240. Xia, S., Wang, G., Xu, G., Wu, X., Jiang, X., Xu, S.
Some Problems of Fault Diagnosis for Turbo-Machine Using Vibration Monitoring, Proceedings "Vibration Analysis to Improve Reliability and Reduce Failure", The Design Automation Conference, Cincinnati, 1985, 59-64.
241. Zömer, W., Müller, H., Andreae, K.-H., Emshoff, H.
Diagnosesystem zur Betriebsüberwachung von Turbinenanlagen, VGB Kraftwerkstechnik 71 (1991) Heft-67.