

# **CONTRIBUȚII LA DEZVOLTAREA UNOR METODE DE DETECTARE A DEFECTELOR LA STRUCTURI MECANICE ȘI ECHIPAMENTE ROTATIVE BAZATE PE ANALIZA SEMNALELOR VIBRO-ACUSTICE**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea *Politehnica* Timișoara  
în domeniul INGINERIE MECANICĂ  
de către

**ing. Alexandru Tocarciuc**

Conducător științific:

prof.univ.dr.ing. Liviu Bereteu

Referenți științifici:

prof.univ.dr.ing. Polidor Bratu

prof.univ.dr. Gheorghe Drăgănescu

prof.univ.dr. Ioan Bica

Ziua susținerii tezei: 13.12.2013

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

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

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

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

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

## Cuvânt înainte

Prezenta teză de doctorat reprezintă rodul preocupărilor mele în domeniul mecanicii experimentale cu aplicativitate în domeniul industrial, și reprezintă încununarea cu succes a unei etape importante din viața mea profesională. După absolvirea cursurilor Facultății de Mecanică din Timișoara, ca șef de promoție al specializării Mașini și Echipamente Termice, în anul 2003 am urmat cursurile doctorale în domeniul ingineriei mecanice sub conducerea științifică a regretatului Prof.dr.ing. Titus Gh. Cioară. În cei doar trei ani petrecuți sub conducerea domnului Cioară am deprins de la acesta tainele mecanicii experimentale, ale măsurătorilor de vibrații, fapt ce m-a ajutat să abordez detectarea de defecte prin urmărirea variației parametrilor modali. După trecerea bruscă și neașteptată a domnului Cioară în neființă am continuat studiile doctorale sub conducerea științifică a domnului Prof.dr.ing. Liviu Bereteu. În paralel cu programul doctoral am urmat cursurile de master, la specializarea Vibrații, Vibropercuții și Hidrodinamică, pe care le-am absolvit cu media zece.

Tematica abordată în teză este reprezentată de detectarea defectelor la structuri mecanice și echipamente rotative, și reprezintă rezultatul experienței acumulate în ultimii zece ani în cadrul a patru universități prin intermediul burselor Erasmus și Marie Curie, sau a grantului tip TD CNCSIS, cât și în cadrul a două companii de top: LMS Internațional (Belgia) și Continental AG (Germania).

Pentru părerile sale critice și constructive pe care mi le-a oferit în toți acești ani, pentru sfaturile pe care mi le-a dat încă din vremea studenției mele, pentru faptul că a condus științific cercetarea, mulțumirile mele se îndreaptă în primul rând către conducătorul științific al acestei teze, domnul Prof.dr.ing. Liviu Bereteu.

Deasemenea doresc să adresez mulțumiri domnului Prof.dr. Gheorghe Drăgănescu pentru ideile utile pe care mi le-a împărtășit și care m-au ajutat să finalizez această teză.

Mulțumiri se cuvin tuturor dascălilor mei care au avut un rol în formarea mea în primul rând ca om și apoi ca cercetător, în special colectivelor din Catedra de Mecanică și Vibrații și Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere din cadrul Facultății de Mecanică din Timișoara, colectivului Laboratorului pentru Dinamica Structurilor și Mașinilor (LADISK) din Universitatea din Ljubljana, și colectivului Departamentului de Mecanică de la Facultatea de Mecanică a Universității Tehnice din Praga.

Doresc să îi mulțumesc pe această cale companiei de consultanță și inovare în inginerie LMS International, reprezentată cu cinste în Brașov de către domnul director general Cristi Irimia, care începând cu anul 2011 m-a sprijinit financiar pentru continuarea studiilor doctorale, oferindu-mi totodată posibilitatea să îmi continui dezvoltarea abilităților și cunoștințelor în cadrul companiei, fapt ce m-a ajutat în mod direct la realizarea unei teze originale cu rezultate științifice publicate în reviste de specialitate.

Timișoara, Decembrie, 2013

ing. Alexandru TOCARCIUC

Familiei mele.

Tocarciuc, Alexandru

**Contribuții la dezvoltarea unor metode de detectare a defectelor la structuri mecanice sau echipamente rotative bazate pe analiza semnalelor vibro-acustice**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 142, Editura Politehnica, 2014, 186 pagini, 118 figuri, 27 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-745-2

Cuvinte cheie:

detectare de defecte, semnale vibro-acustice, entropii statistice

Rezumat,

Lucrarea este dedicată unei teme actuale și de mare importanță științifică pe plan internațional, înscriindu-se în domeniul detectării defectelor la structuri mecanice și echipamente rotative, cu aplicabilitate în zona industrială. Sunt propuse două metode noi de prelucrare a semnalelor vibro-mecanice semnalelor bazate pe algoritmi care folosesc entropiile statistice. Această abordare nouă permite semnalarea prezenței defectelor cu ajutorul unor parametri estimativi, aleși intuitiv, care sunt definiți cu ajutorul entropiilor Shannon, Renyi sau Sharma-Mittal. Sunt investigate experimental un număr de nouă defecte induse artificial. folosind standuri experimentale special concepute.



## CUPRINS

<b>1. INTRODUCERE</b> .....	<b>19</b>
1.1 Considerații generale.....	19
1.2 Actualitatea temei.....	21
1.2.1 Metode bazate pe Transformata Wavelet.....	23
1.2.2 Metode combinate bazate pe Transformata Wavelet.....	23
1.3 Obiectivele propuse ale prezentului studiu.....	24
<b>2 DINAMICA SISTEMELOR ROTATIVE</b> .....	<b>25</b>
2.1 Noțiuni introductive de dinamica rotorilor.....	25
2.1.1 Vibrațiile forțate neamortizate ale rotorului dezechilibrat.....	26
2.1.2 Vibrațiile forțate amortizate ale rotorului dezechilibrat.....	29
2.2 Tipuri de surse de vibrații la mașinile rotative.....	31
2.2.1 Dezechilibre sau excentricități.....	33
2.2.2 Nealinieri ale transmisiei prin curea.....	33
2.2.3 Defecte ale lagărelor.....	34
2.2.4 Nealinieri ale sistemelor de transmisie a mișcării.....	34
2.2.5 Slăbirea prin pierderea parțială a fixării mașinii de fundația sa.....	34
<b>3 ELEMENTE DE TEORIA SEMNALELOR</b> .....	<b>35</b>
3.1 Tipuri de semnale.....	35
3.1.1 Semnale continue în timp continuu.....	36
3.1.2 Semnale continue în timp discret.....	37
3.1.3 Semnale discrete în timp continuu.....	37
3.1.4 Semnale discrete în timp discret.....	38
3.2 Elemente de analiza semnalelor.....	39
3.2.1 Seriile Fourier și semnalele periodice.....	39
3.2.2 Transformata Fourier și semnalele neperiodice.....	41
3.2.3 Analiza Cepstrum.....	46
3.2.4 Analiza Wavelet – Generalități.....	48
3.2.5 Transformata Wavelet Continuă.....	55
3.2.6 Transformata Wavelet Discretă.....	57
3.3 Elemente de mecanică statistică - entropii.....	57
<b>4 ACHIZIȚIA DE SEMNALE ȘI TIPURI DE TRADUCTORI</b> .....	<b>61</b>
4.1 Generalități despre achiziția de semnale.....	61
4.1.1 Terminologie și noțiuni introductive.....	61
4.1.2 Schema generală a unui sistem de măsurare.....	62
4.2 Descrierea aparaturii folosite la achiziția semnalelor.....	63
4.2.1 Traductor de semnal.....	63
4.2.2 Sisteme pentru condiționarea semnalului achiziționat.....	63
4.2.3 Sisteme de achiziții de date.....	64
4.2.4 Sisteme de prelucrare a semnalului digital achiziționat.....	65
4.2.5 Sisteme de stocare de date.....	66

4.3	Tipuri de traductori.....	66
4.3.1	Traductori electro-tensiometrici rezistivi .....	67
4.3.2	Puntea electro-tensiometrică rezistivă Wheatstone .....	69
4.3.3	Traductori inductivi.....	71
4.3.4	Traductori piezoelectricsi .....	73
4.4	Microfonul acustic cu condensator .....	76
4.4.1	Elemente de acustică .....	76
4.4.2	Principiul de funcționare al microfonului .....	77
4.4.3	Direcționalitatea microfonului.....	78
4.4.4	Răspunsul în frecvență.....	79
4.4.5	Sensibilitatea microfonului.....	79
4.4.6	Efectul de proximitate .....	79
4.4.7	Factorii care pot afecta calitatea înregistrărilor acustice.....	79
<b>5</b>	<b>DETECTAREA DE DEFECTE – INVESTIGAȚII NUMERICE .....</b>	<b>80</b>
5.1	Metode modale pentru identificarea defectelor.....	80
5.1.1	Variația frecvențelor proprii ale structurii.....	81
5.1.2	Modificări care apar în forma Funcției de Răspuns în Frecvență .....	81
5.1.3	Modificări ale formei modurilor proprii .....	82
5.1.4	Vibrațiile forțate ale unei bare încastrate la un capăt.....	82
5.1.5	Rezultate obținute .....	84
5.2	Analiza modală a unui ansamblu de plăci sudate .....	86
5.2.1	Descrierea modelului numeric .....	86
5.2.2	Setarea parametrilor analizei folosind ANSYS APDL.....	87
5.2.3	Rezultate obținute .....	87
5.2.4	Discuții și concluzii preliminare.....	92
5.3	Metode statistice de prelucrare a semnalelor pentru detectarea defectelor ..	93
5.3.1	Transformata Wavelet și Entropia Shannon .....	93
5.3.2	Transformata Wavelet și Entropia Renyi .....	94
5.3.3	Transformata Wavelet și Entropia Sharma-Mittal .....	95
5.3.4	Transformata Wavelet și Dispersia temporală.....	95
5.3.5	Rezultate obținute .....	96
5.3.6	Discuții și concluzii preliminare.....	102
<b>6</b>	<b>DETECTAREA DE DEFECTE - INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE.....</b>	<b>103</b>
6.1	Stand experimental pentru investigarea structurilor mecanice .....	104
6.2	Stand experimental pentru studiul vibrațiilor .....	105
6.3	Ansamblu de plăci din oțel inoxidabil sudate transversal .....	109
6.3.1	Rezultate obținute .....	110
6.4	Ansamblu de plăci din OL37 sudate longitudinal .....	112
6.4.1	Rezultate obținute .....	113
6.5	Excentricitate statică la echipamente rotative .....	115
6.5.1	Rezultate obținute .....	115
6.6	Excentricitate de cuplu la echipamente rotative.....	117
6.6.1	Rezultate obținute .....	118
6.7	Fixarea defectuoasă a motorului electric .....	120
6.7.1	Rezultate obținute .....	120

6.8	Abaterea de la planeitate a transmisiei prin curea .....	122
6.8.1	Rezultate obținute .....	123
6.9	Modificarea stării de integritate structurală a curelei .....	124
6.9.1	Rezultate obținute .....	125
6.10	Slăbirea fixării lagărului din vecinătatea motorului electric.....	127
6.10.1	Rezultate obținute .....	127
6.11	Slăbirea fixării lagărului din stânga al rotorului condus.....	129
6.11.1	Rezultate obținute .....	130
<b>7</b>	<b>DISEMINAREA REZULTATELOR ȘI CONCLUZII .....</b>	<b>132</b>
7.1	Diseminarea rezultatelor investigațiilor numerice .....	132
7.2	Diseminarea rezultatelor investigațiilor experimentale .....	135
7.2.1	Ansamblu de plăci sudate .....	135
7.2.2	Defecte induse pe standul experimental pentru studiul vibrațiilor ....	135
7.2.3	Concluzii finale.....	141
<b>8</b>	<b>PRINCIPALELE CONTRIBUȚII PERSONALE .....</b>	<b>144</b>
	<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>147</b>
	<b>ANEXA 1.....</b>	<b>155</b>
	<b>ANEXA 2.1 .....</b>	<b>156</b>
	<b>ANEXA 2.2 .....</b>	<b>159</b>
	<b>ANEXA 3.....</b>	<b>162</b>
	<b>ANEXA 4.....</b>	<b>167</b>
	<b>ANEXA 5.....</b>	<b>170</b>
	<b>ANEXA 6.....</b>	<b>173</b>
	<b>ANEXA 7 .....</b>	<b>176</b>
	<b>ANEXA 8.....</b>	<b>178</b>
	<b>ANEXA 9.....</b>	<b>181</b>
	<b>ANEXA 10 .....</b>	<b>184</b>

## LISTĂ DE FIGURI

FIGURA 2.1.1 ROTOR DEZECHILIBRAT STATIC, REZEMAT LA AMBELE CAPETE .....	26
FIGURA 2.1.2 DEZECHILIBRU DE CUPLU DATORAT MONTAJULUI ÎNCLINAT AL DISCULUI .....	27
FIGURA 3.1.1 EXEMPLU DE SEMNAL CONTINUU ÎN TIMP CONTINUU .....	36
FIGURA 3.1.2 EXEMPLU DE SEMNAL CONTINUU ÎN TIMP DISCRET .....	37
FIGURA 3.1.3 EXEMPLU DE SEMNAL DISCRET ÎN TIMP CONTINUU .....	37
FIGURA 3.1.4 EXEMPLU DE SEMNAL DISCRET ÎN TIMP DISCRET .....	38
FIGURA 3.2.1 EXEMPLU DE SEMNAL STAȚIONAR .....	50
FIGURA 3.2.2 EXEMPLU DE SEMNAL ALEATOR.....	51
FIGURA 3.2.3 TRANSFORMATA FOURIER A SEMNALULUI STAȚIONAR DEFINIT ANTERIOR.....	51
FIGURA 3.2.4 TRANSFORMATA FOURIER A SEMNALULUI ALEATOR DEFINIT ANTERIOR .....	51
FIGURA 3.2.5 GRAFIC COMPARATIV – TRANSFORMATA FOURIER (STAȚIONAR VERSUS ALEATOR) ...	52
FIGURA 3.2.6 TRANSFORMATA WAVELET.....	53
FIGURA 3.2.7 TRANSFORMATA WAVELET – SEMNAL STAȚIONAR VS. SEMNAL ALEATOR.....	54
FIGURA 3.3.1 SCHEMA DE INTERDEPENDENȚĂ A ENTROPIILOR .....	60
FIGURA 4.1.1 SCHEMA GENERALĂ A UNUI SISTEM DE MĂSURARE ȘI ACHIZIȚIE DE DATE .....	62
FIGURA 4.2.1 SCHEMA GENERALĂ A UNUI AMPLIFICATOR OPERAȚIONAL .....	64
FIGURA 4.3.1 ELEMENTE CONSTRUCTIVE ALE UNUI TRADUCTOR ELECTRO-TENSIOMETRIC REZISTIV, TER, CU FIR REZISTIV .....	68
FIGURA 4.3.2 STAND DE MĂSURĂ A EFECTELOR DINAMICE CARE APAR LA PROPULSAREA UNUI DOP – SE UTILIZEAZĂ PUNTE COMPLETĂ WHEATSTONE PENTRU MĂSURAREA MOMENTULUI DE TORSIUNE [84-87].....	70
FIGURA 4.3.3 PUNTE COMPLETĂ WHEATSTONE – FIGURĂ SCHEMATICĂ .....	71
FIGURA 4.3.4 EXEMPLU DE TRADUCTORI INDUCTIVI DE DEPLASARE .....	72
FIGURA 4.3.5 TRADUCTORI INDUCTIVI DE DEPLASARE.....	72
FIGURA 4.3.6 CÎRCUITUL ECHIVALENT AL UNUI TRADUCTOR PIEZOELECTRIC .....	73
FIGURA 4.4.1 SCHEMA DE FUNCȚIONARE A MICROFONULUI CU CONDENSATOR .....	77
FIGURA 4.4.2 EXEMPLU DE CURBĂ DE RĂSPUNS ÎN FRECVENȚĂ .....	78
FIGURA 5.1.1 SCHEMA CU AMPLASAREA ACCELEROMETRELOR .....	83
FIGURA 5.1.2 MODELAREA BAREI ÎNCASTRATE LA UN CAPĂȚ, CU DEFECT .....	83
FIGURA 5.1.3 MODELAREA DEFECTULUI – DETALIU .....	83
FIGURA 5.1.4 MODELAREA ÎNCASTRĂRII (CELE 6 GRADE DE LIBERTATE SE BLOCHEAZĂ) .....	83

FIGURA 5.1.5 MODELAREA INTERACȚIUNII DINTRE FEȚELE CRĂPĂTURII – DIFERITE ADÂNCIMI ALE DEFECTULUI .....	84
FIGURA 5.2.1 ANSAMBLULUI DE PLĂCI SUDATE TRANSVERSAL .....	86
FIGURA 5.2.2 MODELAREA DEFECTULUI - DETALIU .....	87
FIGURA 5.2.3 VARIAȚIA RELATIVĂ A FRECVENȚELOR PROPRII .....	90
FIGURA 5.2.4 VARIAȚIA IFP CU NIVELUL DE DEFECT.....	90
FIGURA 5.3.1 SPECTRUL DE FRECVENȚE AL FORȚEI EXCITATOARE .....	97
FIGURA 5.3.2 MODULUL TWD AL FORȚEI EXCITATOARE.....	97
FIGURA 5.3.3 MODULUI SPECTRULUI DE FRECVENȚĂ AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 – CAZUL FĂRĂ DEFECT .....	98
FIGURA 5.3.4 MODULUL TWD AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 .....	98
FIGURA 5.3.5 MODULUI SPECTRULUI DE FRECVENȚĂ AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 – CAZUL CU DEFECT 17% .....	99
FIGURA 5.3.6 MODULUL TWD AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 – CAZUL CU DEFECT 17%.....	99
FIGURA 5.3.7 MODULUI SPECTRULUI DE FRECVENȚĂ AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 – CAZUL CU DEFECT 33% .....	100
FIGURA 5.3.8 MODULUL TWD AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 – CAZUL CU DEFECT 33%.....	100
FIGURA 5.3.9 MODULUI SPECTRULUI DE FRECVENȚĂ AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 – CAZUL CU DEFECT 50% .....	101
FIGURA 5.3.10 MODULUL TWD AL ACCELERAȚIEI ÎN PUNCTUL A4 – CAZUL CU DEFECT 50% ....	101
FIGURA 5.3.11 GRAFIC COMPARATIV – CAZUL BAREI ÎNCASTRATE LA UN CAPĂT .....	102
FIGURA 6.1.1 STAND EXPERIMENTAL PENTRU INVESTIGAREA STRUCTURILOR MECANICE SUDATE ..	104
FIGURA 6.1.2 INTERFAȚA PROGRAMULUI DE ACHIZIȚII CAKEWALK .....	104
FIGURA 6.2.1 STAND EXPERIMENTAL PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR .....	105
FIGURA 6.2.2 MODUL DE ACHIZIȚIE ȘI CONDIȚIONARE A SEMNALELOR .....	106
FIGURA 6.2.3 VARIATOR DE TURAȚIE.....	106
FIGURA 6.2.4 INTERFAȚA PROGRAMULUI VIBROLAB DE ACHIZIȚIE A DATELOR .....	107
FIGURA 6.2.5 EXEMPLU DE SEMNALE ACHIZIȚIONATE DE CĂTRE TRADUCTORII T1 ȘI T2 .....	107
FIGURA 6.2.6 STAND EXPERIMENTAL PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR – VEDERE DE SUS .....	108
FIGURA 6.3.1 ANSAMBLU DE METALICE SUDATE TRANSVERSAL .....	109
FIGURA 6.3.2 GRAFIC COMPARATIV – INDICELE IES VERSUS INDICIISP ȘI IFP .....	111
FIGURA 6.4.1 ANSAMBLU DE PLĂCI SUDATE LONGITUDINAL.....	112
FIGURA 6.4.2 TRANSFORMATA WAVELET A SEMNALULUI ACUSTIC NORMALIZAT LA 0dB (MEDIE A 3 MĂSURĂTORI SUCCESIVE) .....	113

FIGURA 6.4.3 TRANSFORMATĂ WAVELET A SEMNALULUI ACUSTIC NORMALIZAT LA 0dB (MEDIE A 3 MĂSURĂTORI SUCCESIVE) .....	114
FIGURA 6.4.4 GRAFIC COMPARATIV – INDICELE IES VERSUS INDICIISP ȘI IFP .....	114
FIGURA 6.5.1 DEFECT EXCENTRICITATE STATICĂ – DETALIU .....	115
FIGURA 6.5.2 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – EXCENTRICITATE STATICĂ .....	116
FIGURA 6.5.3 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – EXCENTRICITATE STATICĂ .....	116
FIGURA 6.5.4 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – EXCENTRICITATE STATICĂ .....	117
FIGURA 6.6.1 DEFECT EXCENTRICITATE DE CUPLU - DETALIU .....	117
FIGURA 6.6.2 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – EXCENTRICITATE DINAMICĂ .....	118
FIGURA 6.6.3 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – EXCENTRICITATE DINAMICĂ .....	119
FIGURA 6.6.4 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – EXCENTRICITATE DINAMICĂ .....	119
FIGURA 6.7.1 SLĂBIREA FIXĂRII MOTORULUI ELECTRIC – RUPEREA CAPULUI UNUI ȘURUB DE PRINDERE .....	120
FIGURA 6.7.2 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – PIERDERE ȘURUB FIXARE M .....	121
FIGURA 6.7.3 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – PIERDERE ȘURUB FIXARE M .....	121
FIGURA 6.7.4 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – PIERDERE ȘURUB FIXARE M .....	122
FIGURA 6.8.1 CUREAUA CARE NU SE MAI FUNCȚIONEAZĂ ÎNTR-UN PLAN. ....	122
FIGURA 6.8.2 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – ABATERE PLANEITATE ROLE .....	123
FIGURA 6.8.3 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – ABATERE PLANEITATE ROLE .....	124
FIGURA 6.9.1 DEFECT SIMULAT LA TRANSMISIA PRIN CUREA.....	124
FIGURA 6.9.2 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – DEFECT CUREA TRANSMISIE .....	125

FIGURA 6.9.3 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – DEFECT CUREA TRANSMISIE	126
FIGURA 6.9.4 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – DEFECT CUREA TRANSMISIE	126
FIGURA 6.10.1 DEFECT SIMULAT LA LAGĂRUL (M) DIN VICINĂTATEA MOTORULUI ELECTRIC	127
FIGURA 6.10.2 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – FIXARE LAGĂR M DEFECTUOASĂ	128
FIGURA 6.10.3 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – FIXARE LAGĂR M DEFECTUOASĂ	128
FIGURA 6.10.4 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – FIXARE LAGĂR M DEFECTUOASĂ	129
FIGURA 6.11.1 DEFECT SIMULAT LA LAGĂRUL STÂNGA (T1) AL ROTORULUI CONDUS.	129
FIGURA 6.11.2 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – FIXARE LAGĂR T1 DEFECTUOASĂ	130
FIGURA 6.11.3 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – FIXARE LAGĂR T1 DEFECTUOASĂ	131
FIGURA 6.11.4 INDICII ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – FIXARE LAGĂR T1 DEFECTUOASĂ	131
FIGURA 7.1.1 VARIAȚIA RELATIVĂ A FRECVENȚELOR PROPRII – ANSAMBLU DE PLĂCI SUDATE TRANSVERSAL	132
FIGURA 7.1.2 MOD PROPRIU DE ÎNCOVOIERE – ÎN PLANUL ANSAMBLULUI DE PLĂCI SUDATE– PENTRU DOUĂ NIVELURI ALE DEFECTULUI	133
FIGURA 7.1.3 FORMA MODULUI DE ÎNCOVOIERE CARE SE TRANSFORMĂ ÎN MOD COMPLEX ÎNCOVOIERE- TORSIUNE ODATĂ CU CREȘTEREA ADÂNCIMII TĂIETURII – PENTRU DIVERSE NIVELURI ALE DEFECTULUI	133
FIGURA 7.1.4 GRAFIC COMPARATIV – CAZUL BAREI ÎNCASTRATE LA UN CAPĂT	134
FIGURA 7.2.1 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – T1	136
FIGURA 7.2.2 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – T2	137
FIGURA 7.2.3 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1200 ROT/MIN – M	137
FIGURA 7.2.4 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – T1	138
FIGURA 7.2.5 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – T2	138
FIGURA 7.2.6 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1500 ROT/MIN – M	139
FIGURA 7.2.7 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – T1	139
FIGURA 7.2.8 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – T2	140

FIGURA 7.2.9 VARIAȚIA INDICIILOR ENTROPICI PENTRU TURAȚIA DE 1800 ROT/MIN – M .....	140
FIGURA A4.1 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – EXCENTRICITATE STATICĂ, 1200 ROT/MIN .....	167
FIGURA A4.2 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – EXCENTRICITATE STATICĂ, 1500 ROT/MIN .....	168
FIGURA A4.3 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – EXCENTRICITATE STATICĂ, 1800 ROT/MIN .....	169
FIGURA A5.1 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – EXCENTRICITATE DE CUPLU, 1200 ROT/MIN .....	170
FIGURA A5.2 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – EXCENTRICITATE DE CUPLU, 1500 ROT/MIN .....	171
FIGURA A5.3 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – EXCENTRICITATE DE CUPLU, 1800 ROT/MIN .....	172
FIGURA A6.1 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – SLĂBIREA FIXĂRII MOTORULUI ELECTRIC, 1200 ROT/MIN.....	173
FIGURA A6.2 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – SLĂBIREA FIXĂRII MOTORULUI ELECTRIC, 1500 ROT/MIN.....	174
FIGURA A6.3 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – SLĂBIREA FIXĂRII MOTORULUI ELECTRIC, 1800 ROT/MIN.....	175
FIGURA A7.1 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – NEALINIAREA ÎN PLAN A ROLELOR TRANSMISIEI PRIN CUREA, 1200 ROT/MIN.....	176
FIGURA A7.2 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – NEALINIAREA ÎN PLAN A ROLELOR TRANSMISIEI PRIN CUREA, 1500 ROT/MIN.....	177
FIGURA A8.1 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – DEFECT LA CUREAUA DE TRANSMISIE, 1200 ROT/MIN.....	178
FIGURA A8.2 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – DEFECT LA CUREAUA DE TRANSMISIE, 1500 ROT/MIN.....	179
FIGURA A8.3 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – DEFECT LA CUREAUA DE TRANSMISIE, 1800 ROT/MIN.....	180
FIGURA A9.1 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – PRINDERE SLĂBITĂ LAGĂR M, 1200 ROT/MIN ..	181
FIGURA A9.2 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – PRINDERE SLĂBITĂ LAGĂR M, 1500 ROT/MIN ..	182
FIGURA A9.3 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – PRINDERE SLĂBITĂ LAGĂR M, 1800 ROT/MIN ..	183
FIGURA A10.1 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – SLĂBIREA FIXĂRII LAGĂRULUI T1, 1200 ROT/MIN .....	184
FIGURA A10.2 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – SLĂBIREA FIXĂRII LAGĂRULUI T1, 1500 ROT/MIN .....	185
FIGURA A10.3 DISTRIBUȚIA DE PROBABILITATE – SLĂBIREA FIXĂRII LAGĂRULUI T1, 1800 ROT/MIN .....	186



## LISTĂ DE TABELE

TABEL 4.3.1	EXEMPLE DE TRADUCTORI PIEZOELECTRICI FOLOSIȚI ÎN APLICAȚII INGINEREȘTI .....	75
TABEL 5.1.1	FUNCȚIILE DE RĂSPUNS ÎN FRECVENȚĂ, PENTRU DIFERITE NIVELURI ALE DEFECTULUI, PENTRU PUNCTELE DE MĂSURĂ A1, ... , A8 DE PE BARĂ .....	85
TABEL 5.2.1	VALORILE FRECVENȚELOR PROPRII [Hz] PENTRU DIFERITE NIVELURI ALE DEFECTULUI .	88
TABEL 5.2.2	VARIAȚIA RELATIVĂ A FRECVENȚELOR PROPRII [%] PENTRU DIFERITE NIVELURI ALE DEFECTULUI .....	89
TABEL 5.2.3	FORMA MODURILOR PROPRII: FĂRĂ DEFECT – CU DEFECT 25% .....	91
TABEL 5.3.1	REZULTATE BARĂ ÎNCASTRATĂ .....	102
TABEL 7.2.1	SENSIBILITATEA INDICILOR ENTROPICI LA DEFECTE ÎN ECHIPAMENTE ROTATIVE .....	143
TABEL A4.1.	INDICII ENTROPICI – EXCENTRICITATE STATICĂ, 1200 ROT/MIN .....	167
TABEL A4.2.	INDICII ENTROPICI – EXCENTRICITATE STATICĂ, 1500 ROT/MIN .....	168
TABEL A4.3.	INDICII ENTROPICI – EXCENTRICITATE STATICĂ, 1800 ROT/MIN .....	169
TABEL A5.1.	INDICII ENTROPICI – EXCENTRICITATE DE CUPLU, 1200 ROT/MIN.....	170
TABEL A5.2.	INDICII ENTROPICI – EXCENTRICITATE DE CUPLU, 1500 ROT/MIN.....	171
TABEL A5.3.	INDICII ENTROPICI – EXCENTRICITATE DE CUPLU, 1800 ROT/MIN.....	172
TABEL A6.1.	INDICII ENTROPICI – SLĂBIREA FIXĂRII MOTORULUI ELECTRIC, 1200 ROT/MIN .....	173
TABEL A6.2.	INDICII ENTROPICI – SLĂBIREA FIXĂRII MOTORULUI ELECTRIC, 1500 ROT/MIN .....	174
TABEL A6.3.	INDICII ENTROPICI – SLĂBIREA FIXĂRII MOTORULUI ELECTRIC, 1800 ROT/MIN .....	175
TABEL A7.1.	INDICII ENTROPICI – NEALINIAREA ÎN PLAN A ROLELOR TRANSMISIEI PRIN CUREA, 1200 ROT/MIN.....	176
TABEL A7.2.	INDICII ENTROPICI – NEALINIAREA ÎN PLAN A ROLELOR TRANSMISIEI PRIN CUREA, 1500 ROT/MIN.....	177
TABEL A8.1.	INDICII ENTROPICI – DEFECT LA CUREAUA DE TRANSMISIE, 1200 ROT/MIN .....	178
TABEL A8.2.	INDICII ENTROPICI – DEFECT LA CUREAUA DE TRANSMISIE, 1500 ROT/MIN .....	179
TABEL A8.3.	INDICII ENTROPICI – DEFECT LA CUREAUA DE TRANSMISIE, 1800 ROT/MIN .....	180
TABEL A9.1.	INDICII ENTROPICI – PRINDERE SLĂBITĂ LAGĂR M, 1200 ROT/MIN .....	181
TABEL A9.2.	INDICII ENTROPICI – PRINDERE SLĂBITĂ LAGĂR M, 1500 ROT/MIN .....	182
TABEL A9.3.	INDICII ENTROPICI – PRINDERE SLĂBITĂ LAGĂR M, 1800 ROT/MIN .....	183
TABEL A10.1.	INDICII ENTROPICI – SLĂBIREA FIXĂRII LAGĂRULUI T1, 1200 ROT/MIN .....	184
TABEL A10.2.	INDICII ENTROPICI – SLĂBIREA FIXĂRII LAGĂRULUI T1, 1500 ROT/MIN .....	185
TABEL A10.3.	INDICII ENTROPICI – SLĂBIREA FIXĂRII LAGĂRULUI T1, 1800 ROT/MIN .....	186

## NOTAȚII, ABREVIERI, ACRONIME

$e_C$  – excentricitatea rotorului față de centrul său de greutate, [  $m$  ];

$\beta$  – unghiul de înclinație al discului care generează dezechilibrul de cuplu, [  $rad$  ];

$M$  – masa discului, [  $kg$  ];

$k_{11}$  – coeficient de rigiditate la arborele rezemat la ambele capete, [  $N / m$  ];

$k_{22}$  – coeficient de rigiditate la arborele rezemat la ambele capete, [  $N \cdot m$  ];

$k_{12}$  – coeficient de rigiditate la arborele rezemat la ambele capete, [  $N$  ];

$c$  – coeficient de amortizare la arborele rezemat la ambele capete, [  $N \cdot s / m$  ];

$c_1$  – coeficient de amortizare la arborele rezemat la ambele capete, [  $N \cdot m \cdot s$  ];

$J_T$  – momentul de inerție transversal masic al discului, [  $kg \cdot m^2$  ];

$J_p$  – momentul de inerție polar masic al arborelui, [  $kg \cdot m^2$  ];

$\varphi_j$  – deplasarea unghiulară, [  $rad$  ];

$\dot{\varphi}_j$  – viteza unghiulară, [  $rad / s$  ];

$\ddot{\varphi}_j$  – accelerația unghiulară, [  $rad / s^2$  ];

$\mathcal{R}$  – mulțimea numerelor reale;

$t$  – timpul [  $s$  ];

$\omega_0$  – viteza unghiulară fundamentală [  $rad / s$  ];

$\nu$  – frecvența, [  $1 / s$  ];

$C_n, D_n$  – spectrul unui semnal;

$A_n, B_n$  – amplitudinile corespunzătoare armonicilor de pulsație  $n\omega_0$ ;

$\phi_n$  și  $\psi_n$  – defazajele corespunzătoare armonicilor de pulsație  $n\omega_0$ ;

$\mathbb{F}[x(t)]$  – transformata Fourier a unui semnal  $x(t)$ ;

$X(\omega)$  – spectrul de frecvențe al funcției  $x(t)$ ;

$\mathbb{F}^{-1}\{X\}$  – integrala Fourier a unui semnal  $x(t)$ ;

$Re(-)$  – componenta reală a unui număr sau funcții complexe;

$Im(-)$  – componenta imaginară a unui număr sau funcții complexe;

$A(\omega)$  – spectrul de amplitudine a unui semnal  $x(t)$ ;

$\phi(\omega)$  – spectrul de fază a unui semnal  $x(t)$ ;

$X_{Im}(\omega)$  – componenta imaginară a transformatei Fourier a semnalului  $x(t)$ ;

$X_{Re}(\omega)$  – componenta reală a transformatei Fourier a semnalului  $x(t)$ ;

$Y(\omega)$  – transformata Fourier a semnalului  $y(t)$ ;

$X^*(\omega)$  – conjugata lui  $X(\omega)$ ;

$S(\omega)$  – densitatea spectrală de putere a semnalului  $x(t)$ ;

$c_X[n]$  – cepstrumul real al secvenței  $X$ ;

$\hat{X}[n]$  – cepstrumul complex al secvenței  $X$ ;

$w(\tau)$  – funcția wavelet mamă;

$\tau$  – parametru de translație, [ s ];

$s$  – factor de scară sau parametru de dilatație;

$CWT_X^\psi(\tau, s)$  – coeficienții transformatei wavelet;

$S_A$  – variația entropiei sistemului în starea  $A$ , [ J / K ];

$A, A_0$  – starea finală respectiv starea de referință pentru care se determină entropia;

$Q$  – cantitatea de căldură schimbată cu exteriorul, [ J ];

$T_A$  – temperatura absolută la care s-a produs schimbul de căldură, [ K ];

$p_i$  – distribuție de probabilitate;

$H(p)$  – entropia Shannon;

$S_T(p, q)$  – entropia Tsallis;

$S_R(p, q)$  – entropia Renyi;

$S_{SM}(p, \{q, r\})$  – entropia Sharma-Mittal;

$q, r$  – ordinul entropiei respectiv parametru specific entropiei Sharma-Mittal;

$U_-$  – tensiunea de intrare inversoare, [V];

$U_0$  – tensiunea de ieșire, [V];

$E_+$  – sursa pozitivă de alimentare a circuitului de amplificare;

$E_-$  – sursa negativă de alimentare a circuitului de amplificare;

TER – Traductor electro-tensiometric rezistiv (denumiri alternative: timbru tensiometric, marcă tensiometrică);

$\rho_e$  – rezistivitatea electrică a materialului, [V];

$R$  – rezistența electrică, [ $\Omega$ ];

$\mu$  – coeficientul lui Poisson, [-];

$G$  – sensibilitatea mărcii tensiometrice, [-];

$C_B$  – constanta de material Bridgman, [-];

$\varepsilon$  – lungirea specifică a materialului mărcii tensiometrice, [-];

$k'$  – este coeficientul de sensibilitate al materialului mărcii tensiometrice, [-];

$R_1, R_2, R_3, R_4$  – rezistențele electrice ale celor 4 TER-uri care compun o punte completă Wheatstone, [ $\Omega$ ];

$U_j$  – tensiunea inițială aplicată punții Wheatstone, [V];

$U_{iesire}$  – tensiunea măsurată la ieșirea din puntea Wheatstone, [V];

$R_i$  – rezistența electrică internă a voltmetrului care măsoară tensiunea electrică de ieșire a punții Wheatstone, [ $\Omega$ ];

$L_m$  – inductanța magnetică a unei bobine, [H];

$n_b$  – este numărul de înfășurări din bobină, [infășurari];

$G_f$  – este factorul de formă geometrică, [ $m/infășurari^2$ ];

$\mu_m$  – este permeabilitatea magnetică a mediului, [  $H / m$  ];  
 $q_A$  – sarcina electrică indusă între fețele capacitorului, [  $C$  ];  
 $k$  – constanta piezoelectrică a materialului, [  $C / N$  ];  
 $C_A$  – capacitanța capacitorului de arie  $A$ , [  $F$  ];  
 $\varepsilon_r$  – este constanta dielectrică a mediului, [ – ];  
 $\varepsilon_0$  – este constanta dielectrică a stratului izolator dintre cele două plăci ale capacitorului, [ – ];  
 $K_{TRADUCTOR}$  – sensibilitatea traductorului piezoelectric, [  $V / m$  ];  
 $\tau_A$  – constanta de timp, [  $s$  ];  
 $E_m$  – sensibilitatea microfonului acustic, [  $V / Pa$  ];  
 $U_b$  – tensiunea la borne, [  $V$  ];  
 $P_{ac}$  – presiunea acustică, [  $Pa$  ];  
 $E_{ref}$  – sensibilitatea de referință, [  $mV/\mu bar$  ];  
FEM – AML – Finite Element Method – Automatically Matching Layer (Metoda elementelor finite cu straturi suprapuse în mod automat) – metodă dezvoltată de LMS pentru calcule acustice numerice;  
FRF – funcția de răspuns în frecvență;  
MAC – Modal Assurance Criterion (criteriul de suprapunere a modurilor proprii);  
APDL – ANSYS Parametric Design Language (Limbaaj de programare parametrică utilizat de către programul cu elemente finite ANSYS);  
IFP – indicele frecvență proprie;  
IES – indicele Entropia Shannon;  
IER – indicele Entropia Renyi;  
IESM – indicele Entropia Sharma-Mittal;  
TWD – transformata wavelet discretă;  
 $x^N(t)$  – semnalul  $x(t)$  normalizat;  
IDT – indicele dispersie temporală;



# 1. INTRODUCERE

Detectarea de defecte, metodele de a evaluare a nivelului de zgomot în funcționare, cât și monitorizarea stării de integritate structurală în domeniile mecanic, aeronautic sau al construcțiilor civile, reprezintă unelte sau tehnici importante care aduc beneficii atât de natură economică dar mai ales de siguranță în exploatare. Aceste nevoi s-au transpus în domeniul ingineresc prin dezvoltarea continuă de noi tehnici care au la bază metode de analiză a semnalelor vibratorii sau acustice, fie că este vorba de construcții civile de importanță majoră (baraje, poduri, clădiri turn sau ferme de centrale eoliene), aeronave și autoturisme sau de mașini și echipamente industriale.

O definiție foarte bună a termenului de defect este dată de către Sohn [1]. Acesta definește defectul ca fiind "*o schimbare introdusă într-un sistem, care contribuie la proasta sa funcționare, curentă sau viitoare. Implicit în această definiție conceptul de defect ar fi lipsit de conținut fără existența unei comparații între două stări ale sistemului analizat, una care este presupusă inițială și deseori fără defecte*".

Astfel, în funcție de tipul de defect care apare, putem avea pierderi de rigiditate (fisuri, ruperi ale punctelor de sudură), modificări ale condițiilor de frontieră, pierderi de material (ruperea unei palete a unei turbine cu aburi) sau modificări ale parametrilor legăturilor (de exemplu slăbirea unui șurub care fixează un echipament de fundație).

În literatura de specialitate sunt cunoscute mai multe clasificări ale metodelor de analiză a defectelor. O clasificare foarte bună este oferită de Sohn [1], și mai apoi întărită de Montalvao în lucrarea sa de sinteză [2].

Astfel, metodele de analiză a defectelor pot fi împărțite în 5 mari grupe, în funcție de nivelul până la care se dorește investigarea defectului și a implicațiilor sale, existând metode pentru:

- *Detectarea prezenței defectului.* Există un defect în sistemul analizat?
- *Localizarea defectului.* Se poate spune unde anume este defectul?
- *Detectarea tipului de defect.* Ce fel de defect a apărut în sistemul analizat?
- *Detectarea gradului de severitate al defectului.* Cât de grav este defectul?
- *Estimarea duratei de viață rămase.* Cât timp mai poate funcționa sistemul în condiții sigure de exploatare?

## 1.1 Considerații generale

Prezentul studiu, **se limitează la investigarea metodelor pentru a detecta prezența defectului în structuri mecanice și echipamente rotative**, lăsând deschisă calea spre a investiga și celelalte patru grupe ale metodelor enunțate anterior unor studii ulterioare.

Lucrarea este structurată în opt capitole, bibliografie și anexe, care cuprind abordări atât numerice cât și experimentale pentru identificarea unor parametri constitutivi, sensibili la a semnală prezența defectelor în structuri mecanice și echipamente rotative. Teza cuprinde o sinteză bibliografică cuprinzătoare de dată recentă privind metode de detectare a defectelor prezente la structuri mecanice sau echipamente rotative: bare, rotori, transmisii prin curele, angrenaje de roți dințate, rulmenți și lagăre, cutii de transmisii, centrale eoliene, poduri, structuri industriale.

În **Capitolul 1** se face o clasificare generală a tipurilor de defecte întâlnite, trecându-se apoi la o descriere a metodelor folosite la ora actuală pentru detectarea de defecte. Se continuă cu o clasificare generală a metodelor existente bazate pe analiza semnalelor, trecând mai apoi la cazul particular al metodelor bazate pe transformata wavelet și mai apoi pe cazul specific al metodelor combinate bazate pe transformata wavelet împreună cu alte tehnici (de exemplu: rețele neuronale, entropiile statistice). În acest capitol sunt prezentate granițele cercetărilor la care se limitează teza, prezentând spre finalul capitolului obiectivele pe care și le propune autorul.

În **Capitolul 2** sunt prezentate câteva elemente de dinamica sistemelor rotative, fiind deduse ecuațiile de mișcare ale vibrațiilor forțate neamortizate ale arborelui dezechilibrat cât și ale vibrațiilor forțate amortizate ale arborelui dezechilibrat. La finalul capitolului sunt enumerate câteva din sursele care pot produce vibrații în sisteme rotative.

În **Capitolul 3** sunt prezentate elemente de teoria semnalelor. Sunt descrise semnalele continue sau discrete în timp continuu sau discret. Capitolul mai conține și considerații teoretice asupra semnalelor periodice sau neperiodice, a Analizei Wavelet și Cepstrum, fiind enumerate în finalul său mai multe elemente de mecanica statistică: Entropia Shannon, Entropia Tsallis, Entropia Renyi și Entropia Sharma-Mittal.

**Capitolul 4** cuprinde o descriere a metodelor folosite la ora actuală pentru achiziția de semnale. Sunt descriși parametrii care influențează achiziția de semnale (rata de eșantionare, sensibilitatea traductorilor, modul în care microfonul înregistrează semnale acustice cardioid – supercardioid-hipercardioid). Sunt prezentate: aparatura utilizată pentru măsurători vibro-acustice, câteva tipuri de accelerometre folosite pentru măsurători de vibrații, menționându-se și tipul de măsurătoare pentru care acestea sunt folosite.

**Capitolul 5** cuprinde investigații numerice efectuate cu scopul de a identifica și eventual cuantifica calitativ potențialul metodei variației parametrilor modali pentru determinarea prezenței defectelor în structuri mecanice și echipamente rotative. Totodată, pe baza rezultatelor simulărilor numerice, s-a investigat potențialul folosirii unor noi parametri, care să fie sensibili la a detecta prezența defectelor, definiți astfel: Indicele Frecvență Proprie (IFP), Indice Entropia Shannon (IES), Indice Entropia Renyi (IER), Indice Entropia Sharma-Mittal (IESM) și Indice Dispersie în Timp (IDT). Acești parametri sunt analizați pentru a se determina sensibilitatea lor la a semnală prezența defectelor într-o bară încastrată la un capăt, care conține o fisură, și care este excitată la capătul liber de o forță pseudo-aleatoare. IFP este folosit mai apoi și la analiza în condiții liber-liber a unui ansamblu de plăci sudate. Modelele numerice sunt realizate folosind programul de elemente finite ANSYS, codurile sursă fiind conținute în Anexa-2.1 și Anexa-2.2.

În **Capitolul 6** sunt realizate investigații experimentale cu scopul de a valida indicii entropici propuși de autor pentru detectarea de defecte în structuri mecanice și echipamente rotative. Pentru realizarea acestui deziderat se realizează două tipuri de experimente.



Primul experiment constă în analiza semnalelor vibro-acustice înregistrate pe un stand experimental pentru studiul defectelor la structuri mecanice. Se analizează două structuri mecanice (un ansamblu sudat transversal compus din două plăci din inox, și un ansamblu sudat longitudinal din două plăci din OL37) în stare intactă (fără defect) și stare cu defect indus artificial la cordonul de sudură.

Al doilea experiment constă în analiza efectelor produse de un număr de șapte tipuri de defecte induse pe un stand experimental pentru studiul vibrațiilor. Aceste tipuri de defecte induse sunt mai des întâlnite în situații reale, din diverse aplicații industriale, astfel constituind un plan real de investigații experimentale. Se analizează efectele produse de cele șapte tipuri de defecte prin analiza semnalelor vibratorii achiziționate în trei locații diferite pentru trei regimuri distincte de funcționare.

La finalul capitolului sunt prezentate principalele rezultate obținute în urma analizei semnalelor achiziționate folosind două metode originale, astfel:

- pentru analiza semnalelor vibro-acustice, se folosește o metodă bazată pe transformata wavelet împreună cu entropia statistică Shannon;
- pentru analiza semnalelor vibratorii achiziționate pe standul experimental pentru studiul vibrațiilor se folosește o metodă bazată pe probabilități împreună cu entropiile statistice Shannon, Renyi sau Sharma-Mittal.

Rezultatele intermediare ale cercetării sunt prezentate în anexele 4 – 10, de la sfârșitul tezei.

**Capitolul 7** este dedicat diseminării rezultatelor prezentului studiu. Sunt prezentate principalele concluzii, specificându-se potențialul parametrilor introduși pentru aplicații industriale. Se prezintă concluzii finale bazate pe interpretări personale ale rezultatelor cercetării.

În **Capitolul 8** sunt enumerate succint principalele contribuții personale, fiind prezentate și posibile căi viitoare de cercetare.

## 1.2 Actualitatea temei

În funcție de structura sau echipamentul care este investigat, în literatura de specialitate sunt prezente studii care prezintă metode de detectare a defectelor la următoarele tipuri de structuri mecanice și echipamente rotative:

- Rotori [3-9];
- Bare sau țevi [10-16];
- Lagăre sau rulmenți [8, 17-20];
- Motoare electrice [21, 22] sau la înfășurarea rotorică [23, 24];
- Dinților roților dințate [25, 26] sau la cutia de transmisie [27];
- Echipamente și mașini rotative [28-32];
- Centrale eoliene [33-36];
- Alte structuri mecanice [37-43].

Tot în literatura de specialitate, sunt prezentate mai multe metode utilizate pentru detectarea defectelor. Unele dintre acestea sunt rezultatul direct al investigațiilor modale (ceea ce implică o testare experimentală folosind aparatură adecvată testării modale), altele sunt rezultatul investigațiilor asupra echipamentelor la funcționarea acestora în condiții operaționale (ceea ce implică măsurarea semnalelor operaționale: deplasări, presiuni acustice, viteze, accelerații). În cele ce urmează sunt prezentate unele dintre metodele folosite recent, pentru detectarea de defecte la structuri mecanice și echipamente rotative:

- **Statistica de ordin superior** – a fost folosită pentru studierea semnalelor biologice de către Chuaa [44], pentru analiza excentricității și simetriei rotorilor de către Climente-Alarcona [4] sau pentru analiza sistemelor cu probleme ale buclei de control [45];
- **Transformata Hilbert – Huang** – este folosită pentru analiza semnalelor vibratorii de către Feldman [46], dar și pentru analiza semnalelor inimii[47];
- **Coerența de ordin superior** – a fost folosită de către Sinha [13] pentru detectarea prezenței fisurilor;
- **Kurtosisul spectral** – a fost găsit ca un parametru bun pentru a detecta deteriorarea dinților transmisiei unui agregat eolian [25];
- **Spectrele de ordin superior** – au fost folosite de către Jasinski [48] pentru detectarea de defecte folosind testarea la oboseală cu ajutorul excitației de amplitudine mică;
- **Bispectrul** – a fost folosit atât în detectarea de defecte la mașinile și echipamentele rotative [28], cât și pentru detectarea neliniarităților în sisteme structurale [49];
- **Trispectrul** – a fost găsit ca un parametru util pentru detectarea defectelor în sistemele cu mai multe grade de libertate, excitate cu o forță gaussiană[50];
- **Spectrul de putere instantaneu, mediat** – este un indicator pentru detectarea defectelor la mașini și echipamente rotative care funcționează în condiții nestaționare [30];
- **Transformata Wavelet Continuă sau Transformata Wavelet Discretă** – reprezintă două metode de analiză a semnalelor folosite pentru detectarea de defecte, întâlnite tot mai des în literatura de specialitate a ultimilor 10 ani.

Transformata Wavelet singură, sau împreună cu alte tehnici de prelucrare de semnale reprezintă metode pentru detectarea prezenței defectelor, atât la structuri mecanice simple, cât și la echipamente și mașini rotative. Metodele de prelucrare a semnalelor care au la baza atât waveleturile cât și Transformata Wavelet raportează detectarea prezenței fisurilor în bare, a defectelor în motoare electrice (arbori cu fisuri, rulmenți deteriorați, înfășurarea rotorică deteriorată) sau echipamente(pompe monobloc) și mașini rotative.

În continuare sunt prezentate cele mai noi metode de detectare a defectelor la structuri mecanice și echipamente rotative, care au la bază Transformata Wavelet.

### 1.2.1 Metode bazate pe Transformata Wavelet

O primă lucrare care sintetizează teoria waveleturilor pentru detectarea de defecte a fost publicată în 1998 de către Liew și Wang în *Journal of Engineering Mechanics* [39]. O lucrare de sinteză, mai cuprinzătoare, publicată de Avdakovic în anul 2012 [51] în *Electrical Power Systems Research Journal*, abordează tipurile de defecte care pot fi detectate cu ajutorul **Transformatei Wavelet** în dinamica sistemelor de putere. Tot cu ajutorul Transformatei Wavelet, Chen raportează identificarea amortizării modale cât și a frecvențelor proprii [52]. Nagaraju a identificat defecte în sisteme rotorice [9] în timp ce Al-Badour a analizat vibrațiile mecanice ale unei mașini rotative [3]. Ebrahimi a raportat găsirea unor parametri bazați pe transformata wavelet care semnalează prezenței defectului în arborele unui motor cu inducție [6].

Tot pentru detectarea de defecte [53], Cusido a folosit Transformata Wavelet, în timp ce Kankar raportează detectarea cu ajutorul Transformatei Wavelet a defectelor la rulmenți [17]. Pentru detectarea de fisuri în bare, Jiang folosește panta barei împreună cu Transformata Wavelet complexă [12]. Muralidharana folosește Transformata Wavelet pentru detectarea de defecte la pompe centrifugale monobloc [54].

În continuare sunt prezentate metodele combinate bazate pe transformata wavelet împreună cu alte tehnici, pentru detectarea de defecte la structuri mecanice și echipamente rotative.

### 1.2.2 Metode combinate bazate pe Transformata Wavelet

**Bicoerența wavelet** a fost folosită de către Combet [26] pentru detectarea defectelor locale ale dinților roților dințate. Detectarea prezenței de defecte superficiale ale rețelelor de conducte inaccesibile a fost raportată de către Acciani [55] folosind **Transformata Wavelet împreună cu un algoritm bazat pe rețele neurale**. Gketsis folosește tot un algoritm bazat pe rețele neurale artificiale pentru a detecta defecte la înfășurarea rotorică la o centrală eoliană [23].

Pentru detectarea în stadiu incipient de defecte ale echipamentelor rotative, Bin [56] a folosit **pachete de funcții wavelet**. Xinglong folosește **Transformata Wavelet pe intervale de frecvență** pentru un algoritm îmbunătățit pentru localizarea de defecte [57]. **Transformata Wavelet împreună cu un algoritm de învățare SVM** este folosită pentru detectarea de defecte ale rulmenților [18] de către Konar.

**Waveleturile** au fost folosite de către Umesha [14] pentru detectarea fisurilor în bare, iar o **metodă de filtrare bazată pe waveleturi** [32] a fost raportată de către Yan pentru detectarea defectelor la mașini.

Bošković, raportează în anul 2012, în lucrarea sa [58] publicată în *Mechanical Systems and Signal Processing*, un algoritm pentru detectarea de defecte la transmisiile prin roți dințate, supuse unor sarcini variabile, folosind o metodă combinată bazată pe **Transformata Wavelet și Entropia Renyi**.

În subcapitolul următor sunt prezentate obiectivele asumate ale prezentului studiu.

### 1.3 Obiectivele propuse ale prezentului studiu

Prezentul studiu se limitează la investigații numerice și experimentale asupra identificării prezenței defectelor la structuri mecanice și echipamente rotative, folosind metode de analiză a semnalelor bazate pe **entropii statistice și transformata wavelet** și **entropii statistice și funcții de probabilitate** ale semnalului brut.

Obiectivele prezentului studiu sunt următoarele:

- Realizarea unui studiu bibliografic riguros și actual pentru identificarea și înțelegerea limitărilor oferite de metodele noi pentru detectarea de defecte la structuri mecanice și echipamente rotative. Studiul se va concentra pe două direcții principale:
  - O direcție este concentrată în jurul investigațiilor de analiză modală și a parametrilor modali.
  - O a doua direcție este concentrată pe prelucrarea de semnale prin metode moderne de analiză a semnalelor.
- Propunerea unor noi parametri constitutivi pentru detectarea defectelor, bazați pe entropii statistice (entropia Shannon, entropia Renyi, entropia Sharma-Mittal) și compararea sensibilității acestora față de variația parametrilor modali;
- Crearea unor scenarii de analiză numerică și realizarea unor investigațiilor numerice corespunzătoare pentru validarea parametrilor constitutivi propuși;
- Identificarea metodelor celor mai indicate pentru realizarea unor investigații experimentale și realizarea standurilor experimentale pentru a valida experimental parametrii constitutivi propuși;
- Realizarea unor teste pe structuri mecanice sudate transversal și longitudinal cât și pe standuri experimentale de studiu al vibrațiilor (care să conțină componente rotative) pe care se vor induce mai multe tipuri de defect;
- Identificarea tipurilor de defecte care pot fi induse atât în structurile mecanice analizate cât și în standul pentru studiul vibrațiilor, folosind lucrări de specialitate existente, standarde internaționale sau alte surse de informații din industrie;
- Compararea rezultatelor obținute pe cale numerică și experimentală a parametrilor constitutivi propuși cu alți parametri obținuți din investigațiile modale și enunțarea de concluzii;
- Descrierea contribuțiilor personale cât și impactul pe care prezentul studiu îl reflectă asupra unor aplicații din industrie.

## 2 DINAMICA SISTEMELOR ROTATIVE

Solicitările dinamice care apar la mașinile și echipamentele rotative se datorează acțiunii și interacțiunii componentelor sale aflate în mișcare. Fie că este vorba de erori de proiectare sau de interacțiunea insuficient înțeleasă dintre părțile componente ale unui sistem rotativ, fie că apare uzura inerentă sau regimul de funcționare este modificat în mod eronat în afara limitelor impuse prin proiectare, componentele aflate în mișcare de rotație generează vibrații suplimentare ale sistemului. În funcție de parametrii prescriși de funcționare, aceste vibrații pot fi în limite normale sau se pot afla în afara lor.

Prin monitorizarea nivelurilor de vibrații operaționale ale unui sistem rotativ, se pot obține informații care pot caracteriza starea sa de funcționare. În general monitorizarea poate avea rolul de a detecta defecte sau preîntâmpina apariția acestora, de a monitoriza efectele dinamice produse de diferite regimuri de funcționare [59] sau de condițiile atmosferice (de ex.: furtuni, variații de temperatura), de a monitoriza traficul auto sau a monitoriza alte efecte care pot apare în timpul exploatării.

Acest domeniu vast, este denumit **Monitorizarea Stării de Integritate Structurală – MSIS** (*“Structural Health Monitoring”* – în limba engleză), și este dezbătut pe larg de către comunitatea științifică internațională [60-63]. Datorită avansului tehnologic, dar și a normelor tot mai stricte privind securitatea în muncă, securitatea sistemelor și echipamentelor mecanice, securitatea structurilor mecanice mari (cum ar fi clădiri, poduri, baraje, etc.), domeniul MSIS s-a dezvoltat continuu, noi metode de monitorizare a stării de integritate structurală au fost implementate odată cu apariția de noi standarde care au fost adoptate la nivel legislativ în ultimii ani.

În prezentul capitol sunt prezentate câteva noțiuni introductive despre dinamica rotorilor, fiind determinate ecuațiile de mișcare ale vibrațiilor forțate amortizate sau neamortizate ale arborelui rezemat la ambele capete. În finalul capitolului sunt descrise câteva surse de vibrații care pot influența și eventual crește nivelul vibrațiilor la sisteme rotorice peste limitele normale în funcționare.

### 2.1 Noțiuni introductive de dinamica rotorilor

În acest subcapitol se analizează vibrațiile forțate ale rotorului dezechilibrat. În prima parte sunt descrise ecuațiile diferențiale ale vibrațiilor neamortizate, respectiv ale celor amortizate, determinând mai apoi vitezele unghiulare critice pentru fiecare caz în parte.

### 2.1.1 Vibrațiile forțate neamortizate ale rotorului dezechilibrat

Vibrațiile forțate sunt produse de forțe exterioare variabile în timp sau de deplasări impuse. Dacă asupra masei acționează o forță excitatoare armonică de amplitudine constantă și frecvență variabilă, atunci când frecvența excitatoare se apropie de una dintre frecvențele proprii ale sistemului, deplasarea masei crește semnificativ, având o evoluție asimptotică. Această fenomen se numește **rezonanță** și este caracterizat de vibrații mecanice puternice. La sistemele neamortizate, frecvențele de rezonanță sunt egale cu frecvențele proprii ale sistemului.

În practică, se recomandă ca mașinile rotative să nu funcționeze la regimuri rezonatorii, dar dacă totuși la pornirea sau oprirea mașinii, de la turația zero până la turația nominală se întâlnesc și turații rezonatorii (denumite **turații critice**), atunci este de preferat o trecere rapidă a mașinii prin aceste regimuri tranzitorii, evitând astfel posibile distrugerii ale acestora.

În cazul rotorilor, vibrațiile forțate pot fi generate și de următoarele două tipuri de dezechilibre:

- Dezechilibre statice, datorate unor mase excentrice;
- Dezechilibre de cuplu, datorate unui montaj înclinat al discului.

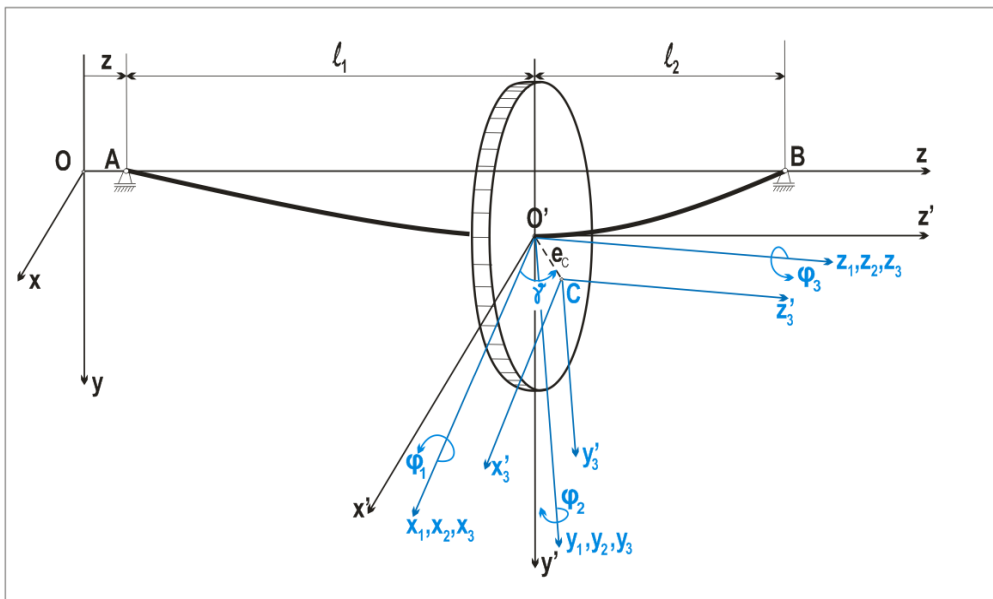


Figura 2.1.1 Rotor dezechilibrat static, rezemat la ambele capete

2.1.1.1 Ecuțiile de mișcare ale rotorului

Pentru rotorul prezentat în figura 2.1.1 având dezechilibrul static (excentricitatea  $e_C$ ) și dezechilibrul de cuplu datorat unghiului  $\beta$  (figura 2.1.2), cu discul având greutatea proprie  $M$  aplicată în centrul de masă al rotorului, ecuațiile diferențiale ale mișcării rotorului vor fi:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + k_{11}x - k_{12}\varphi_2 = Me_C\Omega^2 \cos(\Omega t + \gamma) , \\ M\ddot{y} + k_{11}y + k_{12}\varphi_1 = Me_C\Omega^2 \sin(\Omega t + \gamma) + Mg , \\ J_T\ddot{\varphi}_1 + J_p\Omega\dot{\varphi}_2 + k_{12}y + k_{22}\varphi_1 = -(J_T - J_d)\beta \left[ \Omega^2 \cos(\Omega t) \right] , \\ J_T\ddot{\varphi}_2 - J_p\Omega\dot{\varphi}_1 - k_{12}x + k_{22}\varphi_2 = -(J_T - J_d)\beta \left[ \Omega^2 \sin(\Omega t) \right] . \end{cases} \quad (2.1)$$

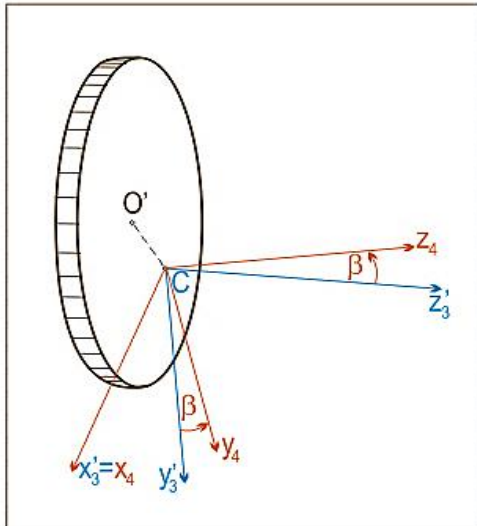


Figura 2.1.2 Dezechilibrul de cuplu datorat montajului înclinat al discului

Sub formă complexă, dacă se notează cu:

$$\begin{aligned} \xi &= x + iy , \\ \theta &= \varphi_2 - i\varphi_1 , \end{aligned} \quad (2.2)$$

atunci ecuațiile anterioare (2.1) vor deveni:

$$\begin{cases} M\ddot{\xi} + k_{11}\xi - k_{12}\theta = Me_C\Omega^2 \exp[i(\Omega t + \gamma)] + i Mg , \\ J_T\ddot{\theta} - iJ_p\Omega\dot{\theta} - k_{12}\xi + k_{22}\theta = i(J_p - J_T)\Omega^2\beta \exp(i\Omega t) . \end{cases} \quad (2.3)$$

Soluția particulară va avea următoarea formă exponențială:

$$\begin{aligned} \xi &= \xi_g + \xi_S \exp[i(\Omega t + \gamma)] + \xi_C \exp(i\Omega t) , \\ \theta &= \theta_g + \theta_S \exp[i(\Omega t + \gamma)] + \theta_C \exp(i\Omega t) , \end{aligned} \quad (2.4)$$

unde termenii complecși  $\xi_g$  și  $\theta_g$  se datorează greutateii arborelui,  $\xi_S$  și  $\theta_S$  se datorează dezechilibrului static iar  $\xi_C$  și  $\theta_C$  dezechilibrului de cuplu.

### 2.1.1.2 Soluții particulare

Dacă se neglijează efectul greutateii discului (de exemplu dacă discul se rotește în plan orizontal, astfel axa de rotație a arborelui este verticală), atunci ecuațiile diferențiale (2.1) vor deveni:

$$\begin{cases} M\ddot{\xi} + k_{11}\dot{\xi} - k_{12}\theta = Me_C \Omega^2 \exp[i(\Omega t + \gamma)], \\ J_T \ddot{\theta} - iJ_p \Omega \dot{\theta} - k_{12}\dot{\xi} + k_{22}\theta = 0, \end{cases} \quad (2.5)$$

având următoarea soluție particulară, sub formă exponențială:

$$\begin{aligned} \xi &= \xi_S \exp[i(\Omega t + \gamma)], \\ \theta &= \theta_S \exp[i(\Omega t + \gamma)]. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Dacă se neglijează efectul greutateii discului (de exemplu dacă discul se rotește în plan orizontal, astfel axa de rotație a arborelui este verticală), dar se ține cont de dezechilibrul de cuplu, atunci ecuațiile diferențiale (2.1) vor deveni:

$$\begin{cases} M\ddot{\xi} + k_{11}\dot{\xi} - k_{12}\theta = 0, \\ J_T \ddot{\theta} - iJ_p \Omega \dot{\theta} - k_{12}\dot{\xi} + k_{22}\theta = i(J_p - J_T) \Omega^2 \beta \exp(i \Omega t), \end{cases} \quad (2.7)$$

având următoarea soluție particulară, sub formă exponențială:

$$\begin{aligned} \xi &= \xi_C \exp(i \Omega t), \\ \theta &= \theta_C \exp(i \Omega t). \end{aligned} \quad (2.8)$$

### 2.1.1.3 Viteze unghiulare critice

Dacă soluțiile particulare descrise de ecuațiile 2.6 și 2.8 au numitorii tinzând către zero, amplitudinea deplasării va crește către infinit, iar atunci viteza unghiulară  $\Omega$  va avea rădăcini de următoarea formă:

$$\Omega_{C_1 C_2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{-k_{22}}{J_p - J_T} + \frac{k_{11}}{M} \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{k_{11}}{M} - \frac{k_{22}}{J_p - J_T} \right)^2 + \frac{k_{11}k_{22} - k_{12}^2}{M(J_p - J_T)}}}. \quad (2.9)$$

Un caz particular se poate obține pentru  $k_{22} = 0$ ,  $k_{12} = 0$ , când vom avea:

$$\begin{aligned} \Omega &= \sqrt{\frac{1}{2} \left( 0 + \frac{k_{11}}{M} \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{k_{11}}{M} - 0 \right)^2 + 0}} + 0 = \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{k_{11}}{M} \right) + \frac{1}{2} \left( \frac{k_{11}}{M} \right)} = \\ &= \sqrt{\frac{k}{M}}, \end{aligned}$$

care reprezintă o relație cunoscută între viteza unghiulară, masă și rigiditate.



### 2.1.2 Vibrațiile forțate amortizate ale rotorului dezechilibrat

Dacă este considerată și amortizarea, prin coeficienții de amortizare  $c$  și  $c_1$ , atunci răspunsul sistemului la vibrații forțate va fi defazat, situându-se în urma excitației, energia fiind disipată prin frecare vâscoasă.

#### 2.1.2.1 Ecuațiile de mișcare ale rotorului

Dacă este considerată o amortizare liniară de tip vâscos, în plus față de efectul greutateii discului, ecuațiile diferențiale (2.1) vor avea următoarea formă:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + c\dot{x} + k_{11}x - k_{12}\varphi_2 = Me_C \Omega^2 \cos(\Omega t + \gamma), \\ M\ddot{y} + c\dot{y} + k_{11}y + k_{12}\varphi_1 = Me_C \Omega^2 \sin(\Omega t + \gamma) + Mg, \\ J_T \ddot{\varphi}_1 + J_p \Omega \dot{\varphi}_2 + c_1 \dot{\varphi}_1 + k_{12}y + k_{22}\varphi_1 = -(J_p - J_T) \beta \left[ \Omega^2 \cos(\Omega t) \right], \\ J_T \ddot{\varphi}_2 - J_p \Omega \dot{\varphi}_1 + c_1 \dot{\varphi}_2 - k_{12}x + k_{22}\varphi_2 = -(J_p - J_T) \beta \left[ \Omega^2 \sin(\Omega t) \right]. \end{cases} \quad (2.10)$$

Dacă se neglijează efectul greutateii discului, atunci ecuațiile diferențiale (2.10) se vor scrie sub următoarea formă (neglijând termenul  $Mg$ ):

$$\begin{cases} M\ddot{x} + c\dot{x} + k_{11}x - k_{12}\varphi_2 = Me_C \Omega^2 \cos(\Omega t + \gamma), \\ M\ddot{y} + c\dot{y} + k_{11}y + k_{12}\varphi_1 = Me_C \Omega^2 \sin(\Omega t + \gamma), \\ J_T \ddot{\varphi}_1 + J_p \Omega \dot{\varphi}_2 + c_1 \dot{\varphi}_1 + k_{12}y + k_{22}\varphi_1 = -(J_p - J_T) \beta \left[ \Omega^2 \cos(\Omega t) \right], \\ J_T \ddot{\varphi}_2 - J_p \Omega \dot{\varphi}_1 + c_1 \dot{\varphi}_2 - k_{12}x + k_{22}\varphi_2 = -(J_p - J_T) \beta \left[ \Omega^2 \sin(\Omega t) \right]. \end{cases} \quad (2.11)$$

#### 2.1.2.2 Dezechilibrul static

Dacă se neglijează efectul greutateii proprii a discului, atunci ecuațiile diferențiale (2.11) vor deveni în cazul dezechilibrului static:

$$\begin{cases} M\ddot{\xi} + c\dot{\xi} + k_{11}\xi - k_{12}\theta = Me_C \Omega^2 \exp[i(\Omega t + \gamma)], \\ J_T \ddot{\theta} - iJ_p \Omega \dot{\theta} + c_1 \dot{\theta} - k_{12}\xi + k_{22}\theta = 0, \end{cases} \quad (2.12)$$

având soluția particulară de forma:

$$\begin{cases} \xi = (A_1 + iA_2) \exp[i(\Omega t + \gamma)] = A \exp[i(\Omega t + \gamma - \zeta_1)], \\ \theta = (B_1 + iB_2) \exp[i(\Omega t + \gamma)] = B \exp[i(\Omega t + \gamma - \zeta_2)]. \end{cases} \quad (2.13)$$

Pentru a găsi valorile celor 4 constante ale soluției particulare se vor înlocui în ecuațiile diferențiale (2.12), valorile lui  $\xi$  și  $\theta$  din ecuația (2.13), obținând astfel:

$$A_1 = \left[ \frac{\left( k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2 \right) \left[ \left( k_{11} - M \Omega^2 \right) \left( k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2 \right) - c c_1 \Omega^2 - k_{12}^2 \right]}{\Gamma} + \frac{c_1 \Omega^2 \left( k_{11} - M \Omega^2 \right)}{\Gamma} \right] Me_C \Omega^2, \quad (2.14)$$

$$A_2 = \frac{c_1 \Omega \left( c c_1 \Omega^2 + k_{12}^2 \right) + c \Omega \left( k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2 \right)}{\Gamma} Me_C \Omega^2, \quad (2.15)$$

$$B_1 = \frac{k_{12} \left[ \left( k_{11} - M \Omega^2 \right) \left( k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2 \right) - c c_1 \Omega^2 - k_{12}^2 \right]}{\Gamma} Me_C \Omega^2, \quad (2.16)$$

$$B_2 = - \frac{k_{12} \left[ c_1 \Omega \left( k_{11} - M \Omega^2 \right) + c \Omega \left( k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2 \right) \right]}{\Gamma} Me_C \Omega^2, \quad (2.17)$$

unde  $\Gamma$  este:

$$\Gamma = \left[ \left( k_{11} - M \Omega^2 \right) \left( k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2 \right) - c c_1 \Omega^2 - k_{12}^2 \right]^2 + \left[ \left( k_{11} - M \Omega^2 \right) c_1 \Omega + \left( k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2 \right) c \Omega \right]^2. \quad (2.18)$$

Pentru a găsi amplitudinile celor două deplasări, se folosesc următoarele relații:

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}, \quad B = \sqrt{B_1^2 + B_2^2}, \quad (2.19)$$

iar defazajele dintre deplasări și forța aplicată se calculează cu relațiile:

$$\operatorname{tg} \zeta_1 = - \frac{A_2}{A_1}, \quad \operatorname{tg} \zeta_2 = - \frac{B_2}{B_1}. \quad (2.20)$$

Se poate observa din relațiile precedente, că punctul de fixare al discului pe axa arborelui se deplasează pe un cerc de rază  $A$ , iar axa arborelui face un unghi  $B$  cu axa lagărelor.

### 2.1.2.3 Dezechilibrul de cuplu

Datorită montării defectuoase a discului pe arbore, cu un unghi de înclinație  $\beta$  față de axa de rotație, în timpul funcționării apare așa zisul dezechilibru de cuplu. Ecuațiile diferențiale ale mișcării care descriu această situație, atunci când nu există suplimentar o excentricitate și influența greutateii proprii discului este neglijabilă, vor fi:

$$\begin{cases} M \ddot{\xi} + c \dot{\xi} + k_{11} \xi - k_{12} \theta = 0, \\ J_T \ddot{\theta} - i J_p \Omega \dot{\theta} + c_1 \dot{\theta} - k_{12} \xi + k_{22} \theta = i (J_p - J_T) \Omega^2 \beta \exp(i \Omega t), \end{cases} \quad (2.21)$$

soluția particulară fiind de forma:

$$\begin{aligned}\xi &= (C_1 + iC_2) \exp[i\Omega t] = C \exp[i(\Omega t - \zeta_3)], \\ \theta &= (D_1 + iD_2) \exp[i\Omega t] = D \exp[i(\Omega t - \zeta_4)].\end{aligned}\quad (2.22)$$

Pentru a găsi valorile celor 4 constante ale soluției particulare se vor înlocui în ecuațiile diferențiale (2.21), valorile lui  $\xi$  și  $\theta$  din ecuația (2.22), obținând astfel:

$$C_1 = \frac{k_{12} \left[ c_1 \Omega (k_{11} - M\Omega^2) + c \Omega (k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2) \right]}{\Gamma} (J_p - J_T) \beta \Omega^2, \quad (2.23)$$

$$C_2 = \frac{k_{12} \left[ (k_{11} - M\Omega^2) (k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2) - c c_1 \Omega^2 - k_{12}^2 \right]}{\Gamma} (J_p - J_T) \beta \Omega^2, \quad (2.24)$$

$$D_1 = \frac{(k_{11} - M\Omega^2) c_1 \Omega + (c c_1 \Omega^2 + k_{12}^2) c \Omega}{\Gamma} (J_p - J_T) \beta \Omega^2, \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned}D_2 &= \left[ \frac{c^2 \Omega^2 (k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2) + (k_{11} - M\Omega^2) (k_{22} - J_T \Omega^2 + J_p \Omega^2)}{\Gamma} \right. \\ &\quad \left. - \frac{k_{12}^2 \Omega^2 (k_{11} - M\Omega^2)}{\Gamma} \right] (J_p - J_T) \beta \Omega^2,\end{aligned}\quad (2.26)$$

unde  $\Gamma$  este definită de relația (2.18).

Pentru a găsi amplitudinile celor două deplasări, cât și defazajele dintre deplasări și forța aplicată se pot folosi următoarele relații:

$$C = \sqrt{C_1^2 + C_2^2}, \quad D = \sqrt{D_1^2 + D_2^2}, \quad \operatorname{tg} \zeta_3 = -\frac{C_2}{C_1}, \quad \operatorname{tg} \zeta_4 = -\frac{D_2}{D_1}. \quad (2.27)$$

Se poate observa din relațiile (2.27), că punctul de fixare al rotorului pe axa arborelui se deplasează pe un cerc de rază  $C$ , iar axa arborelui face un unghi  $D$  cu axa lagărelor.

## 2.2 Tipuri de surse de vibrații la mașinile rotative

Prin existența vibrațiilor în mașini rotative, se introduc forțe dinamice care solicită părțile componente, producând așa numitul fenomen de oboseală a materialului din care acestea sunt fabricate. Prin acest fenomen, în material pot apare fisuri, care se pot extinde până la ruperea totală a componentei, întrerupând buna funcționare a mașinii. Astfel, prin monitorizarea continuă a nivelului vibrațiilor se poate detecta prezența unor astfel de evenimente nedorite, încă din faza lor incipientă, fenomenul putând fi monitorizat cu ajutorul unor parametri estimativi până când se decide că variația relativă a acestora este suficient de mare pentru ca defectul monitorizat în sistem să pericliteze funcționarea normală a acestuia. În acest

caz este mai puțin important să se indice componenta defectă, fiind mai important ca echipamentul să ajungă într-un regim de funcționare în siguranță. Acest lucru poate însemna oprire totală sau parțială a funcționării acestuia. Sistemele care decid acest lucru se bazează tocmai pe variația parametrilor pe care acestea le monitorizează.

Astfel, nivelul măsurat al vibrațiilor mecanice în mașinile rotative poate depinde de mai mulți factori, cum ar fi:

- Viteza de rotație a componentelor constituate;
- Sarcina la care operează mașina;
- Locul unde este montat traductorul care monitorizează vibrațiile;
- Interacțiunea dinamică dintre componentele mașinii;
- Nivelul de vibrații existent și produs de alte surse decât mașina;
- Gradul și tipul de izolare antivibratorie.

Prin analiza vibrațiilor operaționale se urmărește identificarea defectelor încă din fază incipientă pentru ca apoi folosind metode de predicție să se evalueze durata rămasă de funcționare a mașinii în parametrii prescriși prin proiectare. Aceasta monitorizare ajută și la stabilirea sau urmărirea unui program de mentenanță adecvat.

Unele dintre cauzele care induc vibrații mecanice la mașini și echipamente rotative sunt:

- Excentricități care pot apare datorită desprinderii unor bucăți de material dintr-o componentă aflată în mișcare de rotație;
- Abaterea de la coaxialitate a elementelor care sunt montate pe același arbore sau linie de arbori;
- Slăbirea fixării mașinii de fundația pe care aceasta este montată;
- Modificarea formei arborelui datorită încărcării excesive, uzurii premature, creșterii exagerate a temperaturii de lucru;
- Fisurarea sau alinierea defectuoasă a arborilor;
- Cuplajele elastice realizate defectuos;
- Funcționarea la turații critice (frecvențe de rezonanță);
- Rezonanțe datorate cuplajelor sau interacțiunii dinamice dintre diferitele componente ale mașinii;
- Rulmenți cu defecte;
- Ungerea insuficientă a rulmenților;
- Transmisii prin curea, prin abaterea de la funcționarea în același plan a roților care antrenează cureaua;
- Curele de transmisii deteriorate (rupte/delaminate/ciupite);
- Forțele aerodinamice sau hidrodinamice existente la viteze mari de rotație;
- Prezența forțelor de frecare;
- Nealinieri ale statorului cu rotorul, la motoare electrice;

- Deteriorarea sau ruperea dinții roților dințate ale transmisiilor mecanice;
- Pierderea unei bucăți de material sau totală la palete de turbină de abur;
- Regimurile tranzitorii la care sunt supuse conductele care transportă lichid de răcire, ulei de ungere, sau fluide polifazice (șlam, amestec gaz-petrol, etc.).

### 2.2.1 Dezechilibre sau excentricități

Sursele de dezechilibru, deși pot fi variate, acestea au în comun distribuția defectuoasă a masei față de axa de rotație în jurul căreia aceasta se rotește. În funcție de echipamentul investigat sursele de dezechilibru se pot găsi la:

- cuplajul a doi arbori cu ajutorul flanșelor, când o șaibă lipsă sau în plus, un șurub montat invers față de restul șuruburilor care cuplează cele două flanșe, un șurub uitat a fi montat sau un șurub montat prea lung;
- turbina de aburi, dacă una dintre palete se rupe, această lipsă de masă reprezentând o sursă de dezechilibru;
- un autovehicul, dacă roțile nu sunt bine echilibrate, acestea introduc în autovehicul o forță dinamică oscilatorie cu frecvența în funcție de viteza de rulare;
- la paletele unui agregat eolian, dacă acestea nu sunt curățate periodic de insectele moarte aflate pe muchia de atac, cu ajutorul apei pulverizate prin duzele prevăzute special pentru acest lucru;
- arbori, prin prelucrarea defectuoasă atunci când există material lipsă sau în exces în anumite zone;

### 2.2.2 Nealinieri ale transmisiei prin curea

La transmisiile prin curea principala problemă o reprezintă montajul defectuos al rotelor care angrenează sau sunt angrenate de către curea. Astfel, dacă rola motoare nu se află în același plan cu rola condusă, apare așa zisa abatere de la planeitate a rotelor, astfel cureaua având în ea pe lângă starea normală de tensiune longitudinală și o stare suplimentară de tensiune, transversală, care are un caracter ciclic în timpul funcționării. Tocmai acest caracter ciclic produce o delaminare a straturilor de cauciuc de cele din material textil/nylon, ducând la distrugerea curelei, și implicit la funcționarea necorespunzătoare a mașinii sau echipamentului din care aceasta face parte. Aceeași problemă enunțată mai sus poate apare și în cazul unei abateri unghiulare, când axa de rotație a uneia dintre role nu este paralelă cu axa de rotație a celeilalte role.

### 2.2.3 Defecte ale lagărelor

La lagărele de rostogolire (rulmenți), pot apare uzuri ale căii de rulare. Aceste uzuri se prezintă ca mici pișcături din materialul aflat în zona căii de rulare. Prin trecerea bilelor sau cilindrilor rulmentului pe calea de rulare deteriorată, se generează o forță pulsată suplimentară, forță care excită echipamentul din care face parte, crescând astfel nivelul de vibrații.

### 2.2.4 Nealinieri ale sistemelor de transmisie a mișcării

Aceste nealinieri pot fi interne sau externe. Acestea pot produce vibrații atât pe direcție radială cât și axială, forța dinamică care apare fiind cu atât mai mare cu cât aceste nealinieri sunt mai mari. În principal, acestea pot fi datorate nealinierii axelor de rotație ale elementelor care ar trebui să se rotească fiecare după o aceeași axă de rotație.

### 2.2.5 Slăbirea prin pierderea parțială a fixării mașinii de fundația sa

Acest tip de defect care de obicei apare în timpul funcționării mașinii, poate fi datorat slăbirii strângerii unui șurub datorată montajului necorespunzător, sau strângerii cu un moment de torsiune mult mai mare decât cel recomandat, astfel existând condițiile instalării suplimentare a unei stări locale de tensiuni care poate duce la apariția unor microfisuri. Aceste microfisuri, datorită fenomenului de oboseală, cresc, și conduc la ruperea șurubului. Prin aceasta se pierde funcționalitatea oferită de acesta, și implicit regimul vibratoriu se modifică, putând fi periculos pentru buna funcționare a mașinii rotative.

## 3 ELEMENTE DE TEORIA SEMNALELOR

Datorită dezvoltării continue a puterii de calcul, s-au dezvoltat în ultimele decenii atât sistemele de achiziție a semnalelor cât și programele folosite pentru prelucrarea datelor achiziționate.

În prezent este uzual a se achiziționa semnale în același timp cu zeci de traductori, cu o frecvență de achiziție net superioară față de acum 20 de ani, și a prelucra aceste semnale și stoca în timp real pe un suport digital în vederea interpretării lor ulterioare.

Există pe piață soluții integrate și complete, oferite de firme de prestigiu în domeniu, soluții care vin în întâmpinarea cererii industriei. Astfel, datorită faptului că marile companii producătoare de bunuri pot reduce costurile de producție prin eficientizarea și reducerea continue a timpului necesar pentru a lansa pe piață un produs nou (dezvoltat de la stadiul de idee), s-a dezvoltat și segmentul de firme de inovare, de firme care oferă soluții competitive de sisteme de achiziții de date, de firme care dezvoltă standuri de testări dedicate pentru validarea integrității unui produs anume.

Prin urmare, s-au dezvoltat continuu noi metode numerice pentru a procesa semnalele în scopuri diverse, cum ar fi: reducerea zgomotului, testarea de noi ipoteze, optimizare de strategii de măsurare, diagnosticarea și înțelegerea dificultăților care apar datorită măsurătorilor sau descompunerii semnalelor.

Principalul aspect care trebuie avut în vedere atunci când se achiziționează semnale pentru a identifica defecte în structuri mecanice sau echipamente mecanice rotative este acela de a obține prin prelucrare matematică a semnalului achiziționat parametri sensibili la prezența acestor defecte. Cu alte cuvinte, printr-o măsurătoare cât mai simplă trebuie să se obțină suficientă informație astfel ca printr-o prelucrare ulterioară a semnalului original să obținem acei parametri estimativi care să ne ofere certitudinea că defectul este prezent în structura sau echipamentul mecanic investigat.

În capitolul prezent sunt prezentate elementele din analiza semnalelor care sunt utile în studiul experimental al zgomotelor și vibrațiilor, cu aplicabilitate în detectarea defectelor la structuri sau echipamente rotative.

### 3.1 Tipuri de semnale

În general, prin termenul de **semnal** se înțelege acela mărime fizică din natură, a cărei valoare variază în raport cu timpul.

Dacă valorile unui semnal sunt cunoscute în orice moment, acesta se numește **semnal determinist**, și poate fi scris ca funcție de timp  $x = f(t)$ . Dacă valorile acestui semnal nu pot fi determinate cu un număr finit de parametri, acesta se numește **semnal aleatoriu**. Semnalele deterministe au un conținut de frecvență

relativ constant de-a lungul unei perioade de timp mai lungi. Aceste tipuri de semnale se pot întâlni mai ales la mașinile rotative sau instrumentele muzicale.

Semnalele, în funcție de modul de variație în timp sau de modul de definire al timpului pot fi clasificate în **semnale discrete** și **semnale continue**, respectiv în **semnale definite în timp continuu** și **semnale definite în timp discret**.

Semnalele se numesc **periodice** de perioadă  $T$ , dacă au proprietatea:  $x(t) = x(t + nT)$ , pentru orice  $t \in \mathfrak{R}$  și  $n \in \mathbb{N}$ . Cele care nu satisfac proprietatea de periodicitate, se numesc **neperiodice**. Semnalele deterministe pot fi atât periodice cât și cvasi-periodice. Dacă semnalele periodice se pot exprima ca o dezvoltare în serie armonică, cele cvasi-periodice se pot exprima de regulă ca o combinație de serii armonice.

Deseori, este suficient să cunoaștem semnalele sub forma neprelucrată, ca funcție de timp, pentru a obține informații de natură experimentală. În practică, pentru investigații detaliate sau obținerea de informații suplimentare și poate mai intuitive, este necesară utilizarea **analizei semnalelor**.

Semnalele pot fi clasificate în funcție de natura domeniului de definire a variabilei independente timp ( $t$ ) în: a) **semnale continue în timp continuu**, b) **semnale continue în timp discret**, c) **semnale discrete în timp continuu** și d) **semnale discrete în timp discret**.

În continuare se va face o scurtă descriere a fiecăruia dintre cele patru tipuri de semnal enumerate anterior, oferind și câteva exemple mai des întâlnite în aplicațiile ingineresti.

### 3.1.1 Semnale continue în timp continuu

Reprezintă semnalele care sunt descrise în toate momentele domeniului timp în intervalul analizat și a căror amplitudine poate lua orice valoare reală în domeniul lor de valori.

Acest tip de semnale sunt prelucrate de circuite analogice. Exemplificând, ele pot fi electrice (tensiune, curent, câmp electric, câmp magnetic) cât și mecanice (deplasare, viteză, unghi, viteza unghiulară, forțe, cuplu, presiune). Pentru a putea fi prelucrate, acestea sunt convertite în mărimi electrice cu ajutorul unor **traductori** (senzori).

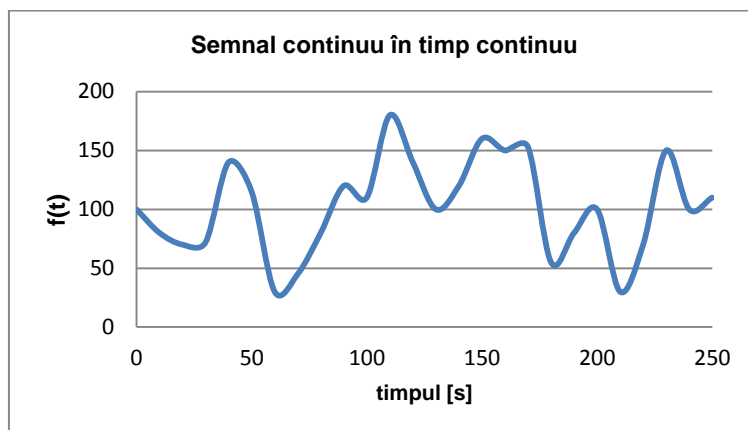


Figura 3.1.1 Exemplu de semnal continuu în timp continuu



Semnalele continue în timp continuu descriu în modul cel mai complet parametrul fizic măsurat (monitorizat).

### 3.1.2 Semnale continue în timp discret

Reprezintă semnalele definite doar în anumite momente ale domeniului timp și a căror amplitudine poate fi orice valoare reală.

Practic semnalele continue în timp discret provin din semnale continue în timp continuu cărora, printr-o prelucrare matematică, le este restrâns domeniului de definiție.

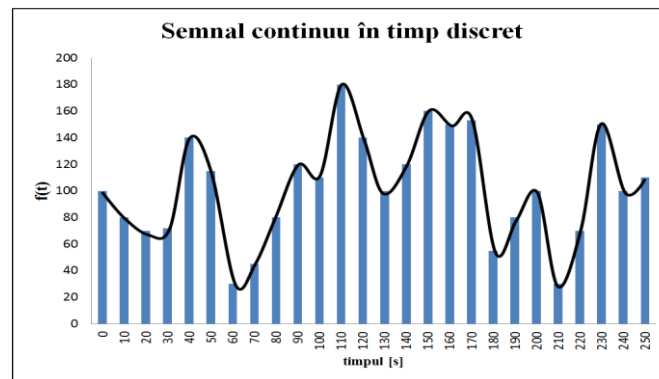


Figura 3.1.2 Exemplu de semnal continuu în timp discret

Operația prin care din semnalul continuu se iau doar anumite probe, denumite în continuare eșantioane, corespunzătoare unor valori discrete ale timpului, se numește **eșantionare**. Dacă valorile discrete de timp se aleg echidistante, intervalul de timp dintre două eșantioane formează **perioada de eșantionare**.

### 3.1.3 Semnale discrete în timp continuu

Reprezintă semnalele care sunt descrise în toate momentele domeniului timp în intervalul de timp analizat, dar a căror amplitudine nu poate lua decât anumite valori discrete din domeniul lor de valori.

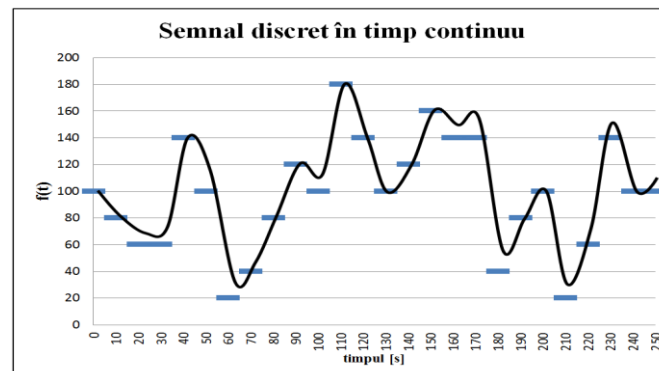


Figura 3.1.3 Exemplu de semnal discret în timp continuu

De exemplu, dacă măsurăm o presiune acustică în timp continuu cu un sonometru numeric al cărui afișaj are un număr predefinit de cifre, acesta poate indica o valoare discretă a presiunii acustice de 2.22 Pascali.

Operația prin care un semnal continuu este reprezentat cu un număr finit de cifre sau un număr finit de biți se numește **discretizare**.

### 3.1.4 Semnale discrete în timp discret

Sunt semnale care se obțin din cele continue în timp continuu prin eșantionare în momente de timp bine definite, și apoi prin discretizarea valorii semnalului, luând valori discrete din domeniul său de valori.

Astfel, semnalul va lua doar un număr finit de valori discrete și doar pentru anumite momente de timp.

Acest tip de semnale sunt prelucrate de circuite digitale, operația putând fi numită **digitizare**. Exemplificând, ele sunt obținute din semnalele analogice prin eșantionare și digitizare, semnalele astfel rezultate numindu-se **semnale digitale**.

Prin eșantionare și digitizare se pierde o parte din informația purtată de semnalul analogic inițial. Practic, semnalul este mai sărac în informații, și acest lucru trebuie avut în vedere atunci când se stabilesc tipul și parametrii de măsură ai aparatului folosit pentru investigații experimentale.

Eșantionarea și digitizarea, reprezintă unele dintre dezavantajele asumate ale sistemelor moderne de achiziții de date. Totuși, aceste inconveniente ale sistemelor de achiziții de date sunt mici comparativ cu avantajele pe care acestea le oferă: repetabilitatea măsurătorilor, stabilitatea sistemului de măsură, viteză mare de prelucrare și generare de rapoarte ale măsurătorilor. Toate aceste avantaje se traduc în final în economie de timp și de bani.

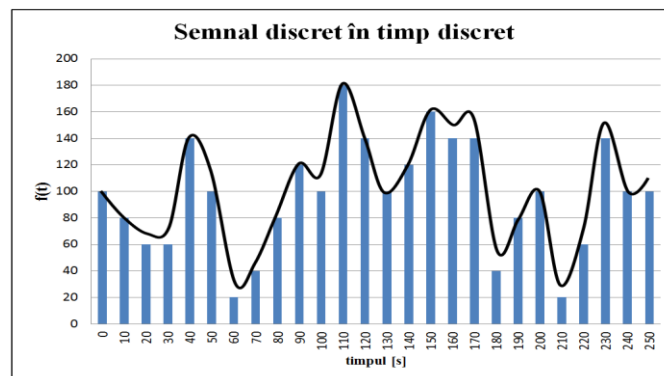


Figura 3.1.4 Exemplu de semnal discret în timp discret

### 3.2 Elemente de analiza semnalelor

**Analiza semnalelor** reprezintă o prelucrarea matematică importantă pentru a putea înțelege unele dintre fenomenele existente în diverse sisteme. În continuare se vor arată câteva metode cunoscute de prelucrare a semnalelor utilizând *Transformata Fourier*, *Analiza Cepstrum* cât și *Transformata Wavelet*.

#### 3.2.1 Seriile Fourier și semnalele periodice

Fie un semnal periodic  $x(t)$  care are următoarea proprietate:

$$x(t) = x(t + nT) \text{ pentru orice } t \in \mathfrak{R} \text{ și } n \in \mathbb{N},$$

unde  $T$  reprezintă perioada.

Dacă se notează frecvența cu  $\nu = 1/T$ , și pulsația fundamentală cu  $\omega_0 = 2\pi\nu$ , atunci semnalul periodic se poate dezvolta în serie Fourier, astfel:

$$x(t) = \sum_{n=0}^{+\infty} (C_n \sin n\omega_0 t + D_n \cos n\omega_0 t), \quad (3.1)$$

unde cei doi coeficienți  $C_n$  și  $D_n$  se pot calcula cu relațiile:

$$C_n = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot \sin n\omega_0 t \cdot dt, \quad (3.2)$$

$$D_n = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot \cos n\omega_0 t \cdot dt, \quad (3.3)$$

în care  $t \in \mathfrak{R}$  și  $n \in \mathbb{N}$ .

Dacă  $n = 0$  atunci:

$$C_0 = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot \sin 0 \cdot dt = 0 \text{ iar } D_0 = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot dt \text{ reprezintă aria}$$

cuprinsă între  $x(t)$  și abscisă, împărțită la  $T$ , adică exact valoarea medie a semnalului  $x(t)$ .

Se poate astfel observa că un semnal periodic  $x(t)$  se poate dezvolta ca o sumă de oscilații sinusoidale și cosinusoidale, de amplitudini  $C_n$  și  $D_n$ , și pulsații  $n\omega_0$ , denumite armonici. Perechea de coeficienți  $C_n$  și  $D_n$  se numește **spectrul semnalului**  $x(t)$ .

Descompunerea semnalului  $x(t)$  în armonici se numește **analiză spectrală**, iar reconstrucția semnalului  $x(t)$  prin suprapunerea de armonici se numește **sinteză spectrală**.

Exemplificând, pentru calculul primilor 10 coeficienți  $C_n$  și  $D_n$  ai dezvoltării în serie Fourier a funcției  $x(t) = \cos(t) + t$ , periodică de perioadă  $2\pi$ , s-a implementat în MATLAB programul din **Anexa-1**.

După rularea programului, valorile calculate ale coeficienților sunt afișate în fereastra de comandă a programului:

#### 40 ELEMENTE DE TEORIA SEMNALELOR – 3.

Coeficientul Fourier:	C_0 ==> 3.14	
Coeficientul Fourier:	C_1 ==> 0.647	D_1 ==> -2.209
Coeficientul Fourier:	C_2 ==> 0.243	D_2 ==> -1.375
Coeficientul Fourier:	C_3 ==> -0.020	D_3 ==> -0.981
Coeficientul Fourier:	C_4 ==> 0.130	D_4 ==> -0.826
Coeficientul Fourier:	C_5 ==> 0.032	D_5 ==> -0.129
Coeficientul Fourier:	C_6 ==> 0.378	D_6 ==> -0.424
Coeficientul Fourier:	C_7 ==> 0.343	D_7 ==> -0.224
Coeficientul Fourier:	C_8 ==> -0.282	D_8 ==> -0.168
Coeficientul Fourier:	C_9 ==> 0.182	D_9 ==> -0.035
Coeficientul Fourier:	C_10 ==> 0.146	D_10 ==> 0.022

Descompunerea în serii Fourier se poate regăsi și sub **formă reală**:

$$x(t) = \sum_{n=0}^{+\infty} A_n \sin(n\omega_0 t + \phi_n), \quad (3.4)$$

$$x(t) = \sum_{n=0}^{+\infty} B_n \cos(n\omega_0 t + \psi_n), \quad (3.5)$$

unde  $A_n$  și  $B_n$  reprezintă **amplitudinea**, iar  $\phi_n$  și  $\psi_n$  reprezintă **defazajul** armonicii de pulsație  $n\omega_0$ , în funcție de dezvoltarea în oscilații sinusoidale sau cosinusoidale.

Între coeficienții  $C_n$  și  $D_n$ , și amplitudinile  $A_n$  și  $B_n$  există următoarele relații:

$$C_n = A_n \cos \phi_n, \quad (3.6)$$

$$D_n = A_n \sin \phi_n, \quad (3.7)$$

$$A_n = \sqrt{C_n^2 + D_n^2}, \quad (3.8)$$

$$\operatorname{tg} \phi_n = \frac{D_n}{C_n}, \quad (3.9)$$

$$C_n = -B_n \sin \psi_n, \quad (3.10)$$

$$D_n = B_n \cos \psi_n, \quad (3.11)$$

$$B_n = \sqrt{C_n^2 + D_n^2}, \quad (3.12)$$

$$\operatorname{tg} \psi_n = -\frac{C_n}{D_n}. \quad (3.13)$$

Descompunerea în serii Fourier se poate regăsi și sub **formă complexă**:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} C_n e^{i \cdot n\omega_0 t}, \quad (3.14)$$

unde  $C_n$  se calculează cu relația:

$$C_n = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot e^{-n\omega_0 t} \cdot dt, \quad (3.15)$$

în care  $C_n$  reprezintă un număr complex, prin urmare semnalul periodic  $x(t)$  va avea un spectru discret complex.

Se poate observa că reprezentarea unei serii Fourier sub formă complexă, utilizează atât frecvențe pozitive cât și negative:

$$\dots, -3\omega_0, -2\omega_0, -\omega_0, 0, +\omega_0, +2\omega_0, +3\omega_0, \dots$$

Semnalul  $x(t)$  poate fi scris și sub următoarea formă complexă:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} A_n e^{i(n\omega_0 t + \phi_n)}, \quad (3.16)$$

știind că:

$$C_n = |C_n| \cdot e^{i \cdot \phi_n} = A_n e^{i \cdot \phi_n}, \quad (3.17)$$

$$\text{cu } A_n = \sqrt{C_n \cdot C_n^*} \text{ și } \text{tg} \phi_n = \frac{\text{Im} C_n}{\text{Re} C_n}.$$

Cele două dezvoltări sub formă complexă sunt valabile atât pentru semnale  $x(t)$  reale cât și complexe, și verifică proprietatea:

$$C_n e^{i \cdot n\omega_0 t} + C_{-n} e^{-i \cdot n\omega_0 t} \text{ este un număr real, rezultând că } C_n = C_{-n}^*.$$

### 3.2.2 Transformata Fourier și semnalele neperiodice

#### Definiția transformatei Fourier

Descompunerea în serie Fourier se poate extinde și pentru cazul semnalelor neperiodice.

Fie  $x(t)$  o funcție neperiodică, reală sau complexă, de pătrat sumabil. Cu alte cuvinte, integrala următoare va trebui să fie finită:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |x(t)|^2 \cdot dt < \infty.$$

Dacă considerăm o funcție reală sau complexă  $x(t)$  din spațiul funcțiilor de pătrat sumabil, atunci transformata sa Fourier  $\mathbb{F}(x)$  va fi definită de următoarea relație:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-i\omega t} dt = \mathbb{F}(x), \quad (3.18)$$

unde  $\omega = 2\pi\nu$  reprezintă **pulsăția**.

## 42 ELEMENTE DE TEORIA SEMNALELOR – 3.

Cu ajutorul transformatei Fourier se face trecerea unui semnal din domeniul temporal în domeniul frecvență:

$$x(t) \longrightarrow X(\omega) = X(2\pi\nu) = X(\nu),$$

unde  $X(\nu)$  reprezintă **spectrul de frecvențe** al funcției  $x(t)$ .

Spre deosebire de spectrul de frecvențe al unei funcții periodice, care este discret, spectrul de frecvențe al unei funcții neperiodice este continuu.

Apelând la dezvoltarea în serie Fourier (forma complexă):

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} C_n e^{i \cdot n \omega_0 t},$$

cu  $\omega_0 = 2\pi / T = 2\pi / 2\pi\ell$ , realizăm defapt reprezentarea unei funcții periodice  $x(t)$  de perioadă  $2\pi\ell$ .

Seria Fourier corespunzătoare unei funcții de perioadă  $2\pi\ell$  este:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} C_n e^{i n \frac{t}{\ell}}. \quad (3.19)$$

Cu formulele uzuale, prezentate în subcapitolul anterior, obținem coeficienții seriei Fourier:

$$C_n = \frac{1}{T} \int_{-n\ell}^{+n\ell} x(\xi) \cdot e^{-i n \frac{\xi}{\ell}} d\xi = \frac{1}{2\pi\ell} \int_{-n\ell}^{+n\ell} x(\xi) \cdot e^{-i n \frac{\xi}{\ell}} d\xi. \quad (3.20)$$

Din (3.19) și (3.20) obținem:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi\ell} \int_{-n\ell}^{+n\ell} x(\xi) \cdot e^{i \cdot \frac{n}{\ell}(t-\xi)} d\xi. \quad (3.21)$$

Să observăm că (3.19) construiește o funcție periodică de perioadă  $2\pi$ , ca suprapunere de oscilații armonice pure.

Încercând o trecere la limită după  $\ell$  cu  $\ell \rightarrow \infty$  în (3.21), găsim o reprezentare a unei funcții definită pe toată axa  $-\infty < t \leq +\infty$  ca suprapunere de oscilații armonice.

Ținând cont de argumentul discret  $\omega_n = \frac{n}{\ell}$ , care se transformă în argumentul continuu  $\omega$  prin trecere la limită după  $\ell$ , din (3.21) se va obține:

$$\begin{aligned} x(t) &= \int_{-\infty}^{+\infty} \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} x(\xi) e^{i\omega(t-\xi)} d\xi \right\} \cdot d\omega = \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} d\omega \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ x(\xi) e^{-i\omega\xi} \cdot e^{i\omega t} \right] \cdot d\xi = \\ &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{i\omega t} \cdot d\omega \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x(\xi)}{\sqrt{2\pi}} e^{-i\omega\xi} \cdot d\xi = \\ &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega) e^{i\omega t} \cdot d\omega \\ &= \mathbb{F}^{-1}\{X\}, \end{aligned} \quad (3.22)$$

numită **integrala Fourier** a lui  $x(t)$ .

Notând cu:

$$X(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-iut} dt, \quad (3.23)$$

ecuația căutată pentru dezvoltarea lui  $x(t)$  în oscilații armonice simple va fi:

$$x(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} X(u) \cdot e^{iut} du. \quad (3.24)$$

### Transformata Fourier inversă

Funcția  $X(u)$  dată de (3.23) se numește **transformata Fourier** a funcției  $x(t)$ , iar (3.24) se numește **transformata Fourier inversă**. Să observăm că ecuațiile (3.24) și (3.25) au ambele factorul  $\frac{1}{\sqrt{2\pi}}$ , acestea mai numindu-se și

**forme simetrice:**

$$X(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-iut} dt = \mathbb{F}^{-1}[X(u)], \quad (3.25)$$

sau:

$$x(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} X(u) \cdot e^{iut} \cdot du = \mathbb{F}[x(t)]. \quad (3.26)$$

Uneori se poate opta pentru **formele nesimetrice**, folosite mai ales de către fizicieni, care exprimă transformata Fourier în funcție de pulsația  $\omega$  și nu în funcție de frecvența  $u$ . Formele nesimetrice sunt date de ecuațiile următoare:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-i\omega t} \cdot dt = \mathbb{F}^{-1}[X(\omega)], \quad (3.27)$$

sau:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega) \cdot e^{i\omega t} \cdot d\omega = \mathbb{F}[x(t)], \quad (3.28)$$

pentru transformata Fourier (3.24) și inversa sa (3.25).

Se poate conchuziona că în funcție de factorul de multiplicare care precede integrala, se poate deduce cu care dintre ecuațiile prezentate se va lucra, cu cele care reprezintă forma simetrică sau cu cele care reprezintă forma nesimetrică.

### Transformata Fourier – Diferite operații și proprietăți

În cele ce urmează vom nota operatorul de transformare Fourier cu  $\mathbb{F}$  și cu  $\mathbb{F}^{-1}$  inversul său. În continuare se vor considera formele nesimetrice:

$$X(\omega) = \mathbb{F}[x(t)] = \mathbb{F}(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-i\omega t} \cdot dt ,$$

$$\text{și } x(t) = \mathbb{F}^{-1}[X(\omega)] = \mathbb{F}^{-1}\{X\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega) \cdot e^{i\omega t} d\omega .$$

### Transformata Fourier și operația de derivare

**Definiție:** O funcție  $f : [a, b] \rightarrow R$  se numește **absolut continuă** dacă  $(\forall) \varepsilon > 0, (\exists) \delta$  astfel încât oricare ar fi sistemul finit de intervale disjuncte

$(a_1, b_1), \dots, (a_n, b_n)$  cu  $\sum_{k=1}^n (b_k - a_k) < \delta$  să avem:

$$\sum_{k=1}^n |f(b_k) - f(a_k)| < \varepsilon. \quad (3.29)$$

Se poate observa că absolut continuitatea este mai tare ca uniform continuitatea.

Să presupunem că  $\varphi(x)$  este absolut integrabilă și absolut continuă în vecinătatea oricărui punct și  $\varphi'$  este integrabilă pe  $R$ . Datorită integralității lui  $\varphi'$  avem:

$$F(\varphi(x)) = \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(x) e^{-i\tau x} dx = \varphi(x) \cdot e^{-i\tau x} \Big|_{-\infty}^{+\infty} + i\tau \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(x) \cdot e^{-i\tau x} dx .$$

(3.30)

Cum  $\varphi(+\infty) = \varphi(-\infty) = 0$  conform celor relatate anterior, obținem :

$$F(\varphi') = i\tau \cdot F(\varphi) . \quad (3.31)$$

Cu alte cuvinte, derivării funcției  $\varphi(x)$  îi corespunde înmulțirea funcției  $\varphi(\tau) = F(\varphi)$  cu  $i\tau$ . Dacă  $\varphi$  are derivate integrabile până la ordinul  $m$ , atunci repetând (3.31) obținem:

$$F\left(\varphi^{(k)}(x)\right) = (i\tau)^k F(\varphi), \quad k = \overline{0, m} . \quad (3.32)$$

Dacă  $x(t)$  este continuă și integrabilă și  $X(\omega)$  este integrabilă. Transformata Fourier a unei funcții reale este de obicei o funcție complexă:

$$X(\omega) = \text{Re}(X(\omega)) + i \cdot \text{Im}(X(\omega)) = X_{\text{Re}}(\omega) + i \cdot X_{\text{Im}}(\omega) , \quad (3.33)$$

având o componentă reală și una imaginară.

Transformata Fourier precedentă se poate astfel scrie și sub formă exponențială:

$$X(\omega) = |X(\omega)| \cdot e^{i \cdot \Phi(\omega)} = A(\omega) \cdot e^{i \cdot \Phi(\omega)} , \quad (3.34)$$



unde  $A(\omega)$  reprezintă **spectrul de amplitudine**, și  $\phi(\omega)$  reprezintă **spectrul de fază**.

Dacă se dezvoltă transformata Fourier după componentele reală și imaginară, rezulta formele în cosinus și sinus:

$$X_{Im}(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \sin(\omega t) \cdot dt, \quad (3.35)$$

$$X_{Re}(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cos(\omega t) \cdot dt. \quad (3.36)$$

În mod similar se poate obține și transformata Fourier inversă:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X_{Re}(\omega) \cos(\omega t) \cdot d\omega + i \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X_{Im}(\omega) \sin(\omega t) \cdot d\omega. \quad (3.37)$$

Se poate observa că prin manipulări simple matematice, putem obține spectrul de amplitudine și fază, cu ajutorul următoarelor relații:

$$A(\omega) = \sqrt{X(\omega) * X(\omega)}, \quad (3.38)$$

$$\operatorname{tg}\phi(\omega) = \frac{X_{Im}(\omega)}{X_{Re}(\omega)}. \quad (3.39)$$

Transformata Fourier se comportă precum un operator liniar, astfel:

$$\mathbb{F}\{a \cdot x(t) + b \cdot y(t)\} = a \cdot \mathbb{F}\{x(t)\} + b \cdot \mathbb{F}\{y(t)\} = a \cdot \mathbb{F}\{x\} + b \cdot \mathbb{F}\{y\}, \quad (3.40)$$

unde  $a$  și  $b$  sunt constante complexe.

Dacă avem un semnal real  $x(t)$ , atunci  $X_{Re}(\omega)$  este o funcție pară, iar  $X_{Im}(\omega)$  este o funcție impară. Dacă  $x(t)$  este o funcție reală și pară, atunci  $X_{Im}(\omega)$  este nulă, iar dacă  $x(t)$  este o funcție reală și impară atunci  $X_{Re}(\omega)$  este nulă.

Fie  $X(\omega)$  și  $Y(\omega)$ , transformatele Fourier ale funcțiilor  $x(t)$  și  $y(t)$ . Atunci transformata Fourier a produsului va fi egală cu produsul de convoluție:

$$\mathbb{F}\{x(t) \cdot y(t)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega - \lambda) Y(\lambda) \cdot d\lambda = (X \otimes Y)(\omega). \quad (3.41)$$

Fie un semnal  $x(t)$ . Transformata Fourier a semnalului derivat de  $n$  ori este:

$$\mathbb{F}\left\{\frac{d^n x}{dt^n}\right\} = (i\omega)^n X(\omega), \forall n \in \mathbb{N}. \quad (3.42)$$

Fie un semnal  $x(t)$ . Transformatele Fourier ale unui semnal translatat în timp sau în frecvență, sunt definite de următoarele relații:

$$\begin{aligned}\mathbb{F}\{x(a+t)\} &= \int_{-\infty}^{+\infty} x(a+t) \cdot e^{-i\omega(a+t)} \cdot dt \\ &= e^{i\omega a} \cdot X(\omega),\end{aligned}\quad (3.43)$$

$$\mathbb{F}\{e^{i\omega_0 t} x(t)\} = X(\omega + \omega_0), \forall \omega_0 \in \mathbb{R}.\quad (3.44)$$

O altă proprietate a transformatei Fourier a fost demonstrată de Planchêrel în 1910, și anume că:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t)y(t) \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega)Y(\omega) \cdot d\omega.\quad (3.45)$$

Dacă  $x(t) = y(t)$ , atunci Teorema lui Planchêrel arată că integrala din modulului pătratului unei funcții  $x(t)$  este egală cu integrala din modulului pătratului spectrului de frecvențe  $X(\omega)$  ale aceleiași funcții:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |x^2(t)| \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |X^2(\omega)| \cdot d\omega.\quad (3.46)$$

Se știe că transformata Fourier se aplică semnalelor staționare (deterministe). Însă această transformare se poate aplica și semnalelor nestaționare (aleatoare), caz în care doar spectrul de amplitudine are sens fizic, spre deosebire de spectrul de frecvențe care nu are sens fizic.

Se numește **densitate spectrală de putere** cantitatea:

$$S(\omega) = X^*(\omega)X(\omega) = |X(\omega)|^2.\quad (3.47)$$

În funcție de tipul distribuției densității spectrale de putere  $S(\omega)$  a unui semnal aleatoriu (care mai este denumit și **zgomot**), semnalul se va numi astfel:

- Zgomot alb, dacă  $S(\omega) = \text{const.}$
- Zgomot colorat sau roz, dacă  $S(\omega)$  este constantă pe porțiuni.

### 3.2.3 Analiza Cepstrum

Cuvântul **Cepstrum** provine din anagramarea cuvântului **speCtrum**. În același mod, variabila  $n$  în expresiile de mai jos se numește **cvefrență** care reprezintă anagramarea cuvântului **frecvență**. Prin analogie *armonica* se va numi **ramonică**.

Analiza Cepstrum reprezintă o tehnică de procesare neliniară a semnalelor, cu aplicabilitate cunoscută mai ales în procesarea imaginilor și în procesarea acustică a vorbirii. Prin aplicarea transformatei homomorfe Cepstrum, un semnal

$x[n]$  care este obținut din convoluția a două semnale originale  $x_1[n]$  și  $x_2[n]$  este transformat în suma acestor două semnale:

$$x[n] = x_1[n] * x_2[n] \rightarrow \hat{x}[n] = \hat{x}_1[n] + \hat{x}_2[n]. \quad (3.48)$$

Această transformare permite separarea componentelor care se datorează excitației, de celelalte componente care există în semnal (de exemplu: a caracteristicilor dinamice ale structurii). Practic se poate curăța semnalul achiziționat de celelalte componente în afara excitației, putând astfel să se reconstruiască excitația.

Ca o consecință, se poate spune că Cepstrumul unui semnal achiziționat depinde în mică măsură de locul unde se montează/plasează traductorul/senzorul, ceea ce nu poate fi afirmat și despre spectrul semnalului respectiv.

Un alt avantaj al analizei Cepstrum este faptul că în general este suficient a se analiza prima rmonică (fundamentală) din seria de rmonici care îl compun. Analiza Cepstrum poate oferi informații practice asupra existenței unor defecte ascunse apărute în echipamente rotative.

Analiza Cepstrum se bazează pe observația că:

$$x[n] = x_1[n] * x_2[n] \Leftrightarrow X[z] = X_1[z] \cdot X_2[z], \quad (3.49)$$

iar prin logaritmare se obține:

$$\log(X[z]) = \log(X_1[z] \cdot X_2[z]) = \log(X_1[z]) + \log(X_2[z]) = \hat{X}(z). \quad (3.50)$$

Dacă se presupune că logaritmul complex are soluție unică, atunci se poate aplica transformata Z inversă, rezultând:

$$\hat{x}[n] = \hat{x}_1[n] + \hat{x}_2[n]. \quad (3.51)$$

Dacă integrala Z inversă este definită doar pe cercul unitar, și ca atare are toți poli în interiorul cercului unitar, aceasta reprezintă o formă simplificată a inversei transformatei Fourier:

$$x[n] = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} X(e^{j\omega}) \cdot e^{j\omega \cdot n} \cdot d\omega. \quad (3.52)$$

**Cepstrumul complex** pentru o secvență  $X$  este definit ca o transformată Fourier inversă aplicată logaritmului spectrului complex al secvenței  $X$ :

$$\begin{aligned} \hat{x} &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \log[X(e^{j\omega})] \cdot e^{j\omega \cdot n} \cdot d\omega \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \left[ \log|X(e^{j\omega})| + j \cdot \arg(X(e^{j\omega})) \right] \cdot e^{j\omega \cdot n} d\omega, \end{aligned} \quad (3.53)$$

unde faza este reprezentată de termenul  $\arg(\ )$ .

Cepstrumul se numește complex datorită aplicării logaritmului complex, și nu datorită faptului că secvența  $X$  ar fi complexă. Cepstrumul complex este o mărime reală.

**Cepstrumul real**, deseori denumit doar **Cepstrum**, este definit ca o transformată Fourier inversă aplicată logaritmului spectrului real al secvenței  $X$ :

$$c_X[n] = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \log |X(e^{j\omega})| \cdot e^{j\omega \cdot n} \cdot d\omega. \quad (3.54)$$

Amplitudinea Cepstrumului real este un număr pozitiv definit.

Se poate deduce următoarea relație între Cepstrumul complex și Cepstrumul real:

$$c_X[n] = \frac{\hat{x}[n] + \hat{x}[-n]}{2}. \quad (3.55)$$

Următoarele proprietăți ale Cepstrumului complex sunt adevărate:

- se atenuază cel puțin ca funcția  $\frac{1}{\ln(\ell)}$ ;
- are o durată infinită, chiar dacă funcția  $x[n]$  este finită în timp;
- este real dacă funcția  $x[n]$  este reală.

### 3.2.4 Analiza Wavelet – Generalități

Termenul de **wavelet**, reprezintă diminutivului cuvântului **wave** (undă), și se poate traduce în limba română prin **undișoară**. Matematicienii traduc termenul wavelet prin **undină**, iar **analiza wavelet** o traduc prin **analiza cu undine**.

Pentru a avea o terminologie unitară, în prezenta lucrare se va folosi termenul în limba engleză pentru undină, **wavelet**, iar transformata corespunzătoare va fi denumită **transformata wavelet**.

Transformata wavelet este un concept relativ nou apărut în analiza de semnale. Deși a fost intens folosită în ultimii 10 de ani, aceasta prezintă un interes viu pentru comunitatea științifică. Majoritatea cărților și articolelor despre transformata wavelet sunt scrise de către matematicieni, în număr mai mic acestea fiind scrise de către ingineri. Totuși, în ultimii ani se constată un interes crescut manifestat de către ingineri, care văd în aceasta un instrument util pentru detectarea de defecte în structuri mecanice și echipamente rotative.

**Termenul de wavelet** a fost prima oară menționat de **Alfred Haar**, în **1909** în teza [64] sa de doctorat susținută în cadrul Universității din Goetingen (Germania) sub îndrumarea științifică a lui David Hilbert (un alt prolific matematician al secolului XX). Ceea ce este cunoscut în prezent ca **Analiza Wavelet**, a fost prima oară introdus de către geo-fizicianul **Jean Morlet**. Primele preocupări ale lui Morlet sunt date în **1981** [65], în cadrul Centrului de Fizică Teoretică (Theoretical Physics Center) din Marseille, Franța. Acesta a dezvoltat conceptul de analiza wavelet [66] împreună cu fizicianul teoretician **Alexander Grossman**, care era și directorul centrului din Marseille.

Metodele folosite de analiza wavelet au fost dezvoltate mai ales de către matematicianul francez **Yves Meyer** [67], actualmente profesor emerit la Școala

Normală Superioară din Cachan (École Normale Supérieure de Cachan), Franța. **Principalul algoritm** a fost dezvoltat de **Stephane Mallat**[68], și mai apoi de către fiziciană, matematiciană și mai proaspătă baronesă (2012), de origine belgiană **Ingrid Daubechies**, în anul **1988**[69, 70]. Din acest moment, practic analiza wavelet a devenit cunoscută întregii comunități științifice internaționale, fiind folosită la început mai ales pentru prelucrarea digitală a semnalelor.

Ulterior, analiza wavelet s-a dezvoltat continuu, fiind folosită în cele mai diverse domenii și aplicații cum ar fi:

- prelucrare de semnale, comprimare de date (de exemplu bazele de date cu amprente digitale ale FBI conțin amprente sub formă comprimată);
- filtrarea sau netezirea ("*smoothing*") unor semnale, curbe;
- filtrarea zgomotului din semnale;
- recunoaștere vocală;
- detectarea de fisuri/crăpături în componente/subansamble;
- detectarea defectelor la echipamentele rotative;
- monitorizarea în timpul funcționării a stării de integritate structurală a echipamentelor mecanice (Structural Health Monitoring);
- în optică fizică, astrofizică, mecanică cuantică;
- în comprimarea de date numerice (este de notorietate că formatul JPEG 2000 comprimă imaginile cu ajutorul waveleturilor);
- în geofizică pentru studierea topologiei platourilor marine;
- în meteorologie pentru studierea turbulențelor straturilor de aer atmosferic
- în medicină, pentru recunoașterea membranei celulare, identificând astfel; numărul/cantitatea de celule afectate;
- la analiza Acidului dezoxiribonucleic (cunoscută și sub denumirea de amprentare genetică) pentru identificarea persoanelor;
- la analiza semnalelor vitale corpului uman: pulsul inimii, presiunea sangvină cât și a electrocardiografei pentru detectarea de anomalii în funcționarea cordului;
- în domeniul financiar, pentru a identifica modificările rapide ale cursurilor valutare, indicilor bursieri sau a altor indicatori financiari;

În prezentul subcapitol sunt arătate câteva principii de bază ale teoriei wavelet, cât și legătura care există între transformata wavelet și transformata Fourier.

Așa cum am arătat în subcapitolele precedente, un semnal achiziționat, este de regulă o funcție de timp când se reprezintă grafic variația unui semnal în timp, de regulă se trasează grafic variația amplitudinii acestuia în raport cu timpul. Cum de cele mai multe ori în semnalul achiziționat avem informații ascunse, care nu pot fi vizibile ochiului doar vizualizând variația sa în timp, este necesară prelucrarea sa în domeniul frecvență. Astfel se pot vizualiza grafic și componentele sale spectrale.

## 50 ELEMENTE DE TEORIA SEMNALELOR – 3.

La fel ca și transformata Fourier, și transformata wavelet este o transformare reversibilă. Transformata Fourier și transformata Fourier inversă ne oferă posibilitatea de a obține dintr-un semnal în domeniul timp o prelucrare în domeniul frecvență, respectiv în sens invers, din domeniul frecvență în domeniul timp.

Limitarea conferită de transformata Fourier se observă atunci când pentru un semnal dorim să cunoaștem mai mult decât spectrul său de frecvențe. De exemplu dacă am dori să cunoaștem pe lângă spectrul său de frecvențe și la ce moment în timp acest spectru apare, atunci transformata Fourier nu mai este de folos. Această întrebare are fundament logic doar pentru semnalele nestaționare sau aleatoare, adică acele semnale care își modifică componentele spectrale în timp. Pentru semnalele staționare, componentele spectrale rămân constante în timp, ca urmare spectrele lor de frecvențe rămân aceleași pentru orice moment, și transformata Fourier ne oferă suficiente informații.

În continuare, pentru exemplificare, se vor folosi două semnale, unul staționar și celălalt aleator, și se vor prelucra amândouă folosind transformata Fourier și transformata wavelet.

Primul semnal, staționar, va conține 5 armonici care vor exista pe toată durata lui. Al doilea semnal analizat va conține aceleași 5 armonici care vor exista câte una, pe rând, pe intervale distincte de timp ale semnalului.

Cele două funcții sunt construite din armonicile cosinusoidale de 25 Hz, 50 Hz, 75 Hz, 100 Hz și 300 Hz. Lungimea semnalului este de 1 secundă, iar numărul de puncte discrete pentru care este definit este de 10000.

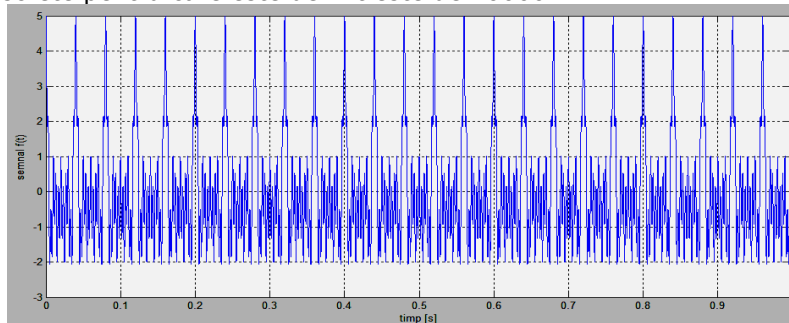


Figura 3.2.1 Exemplu de semnal staționar

Pentru cazul semnalului staționar, acestea sunt însumate pe întreg intervalul de 1 secundă (a se vedea figura 3.2.3). Pentru cazul semnalului aleator, aceste armonici sunt definite câte una pe unul dintre fiecare din intervalele de timp descrise mai jos, astfel (a se vedea figura 3.2.4):

- pentru intervalul temporal [0.0s – 0.1)s este definită armonica de 25 Hz
- pentru intervalul temporal [0.1s – 0.2)s este definită armonica de 50 Hz
- pentru intervalul temporal [0.2s – 0.3)s este definită armonica de 75 Hz
- pentru intervalul temporal [0.3s – 0.7)s este definită armonica de 100 Hz
- pentru intervalul temporal [0.7s – 1.0)s este definită armonica de 300 Hz

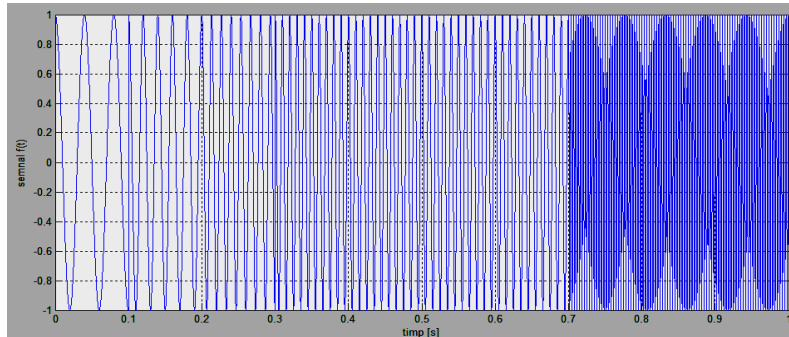


Figura 3.2.2 Exemplu de semnal aleator

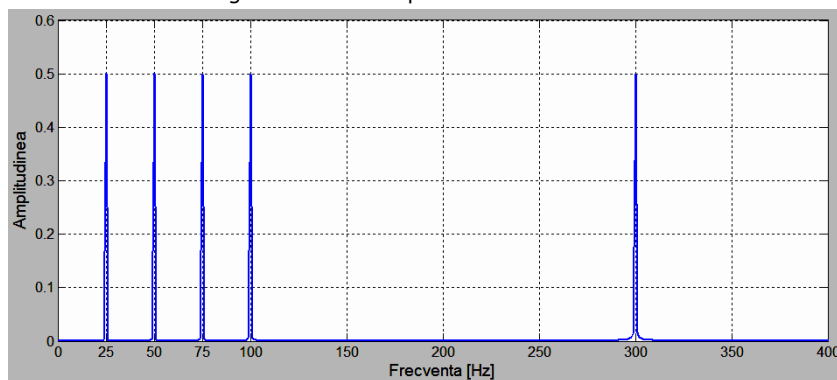


Figura 3.2.3 Transformata Fourier a semnalului staționar definit anterior

Se observă că în cazul semnalului staționar, amplitudinea tuturor vârfurilor frecvențelor din spectru au aceeași valoare, de 0.5, în concordanță cu teoria.

Se poate observa că în cazul semnalului aleator amplitudinea vârfurilor frecvențelor proprii înalte este mai mare decât cea a frecvențelor proprii joase. Acest lucru se datorează faptului că în intervalul de timp în care armonicile joase sunt prezente (în exemplul dat este de 0.1 secunde) este mai mic decât cel al armonicilor înalte (0.4 secunde pentru armonica la 100Hz, respectiv 0.3 secunde pentru armonica la 300Hz).

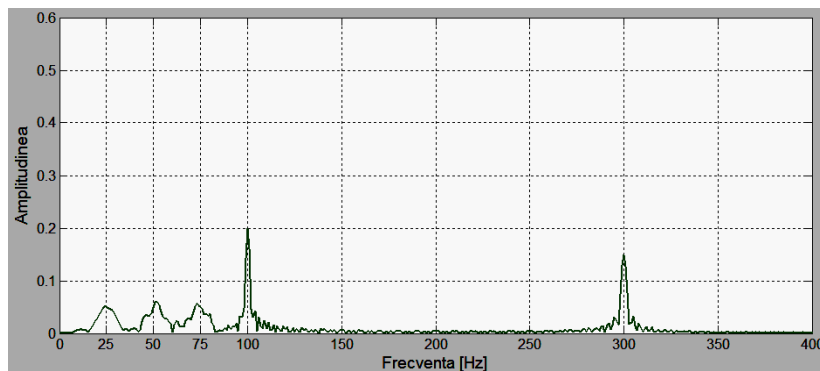


Figura 3.2.4 Transformata Fourier a semnalului aleator definit anterior

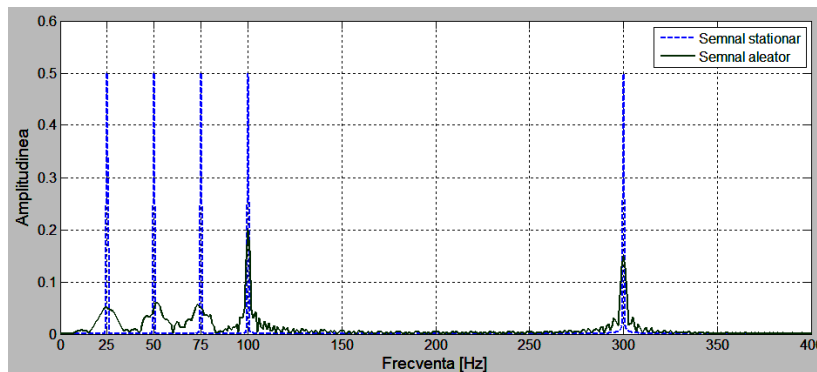


Figura 3.2.5 Grafic comparativ – Transformata Fourier (staționar versus aleator)

Din figurile 3.2.7 și 3.2.8 se poate observa că cele 5 armonici apar la momente diferite de timp în cazul semnalului aleator. Deși cele două grafice ne arată vârfurile la care frecvențele proprii apar, totuși nu ne arată diferența evidentă a celor două semnale. **Acest lucru reprezintă o limitare care trebuie avută în vedere atunci când se folosește transformata Fourier.**

Așa cum s-a mai arătat, transformata Fourier este aplicată de regulă semnalelor staționare, pentru a vedea conținutul de frecvență al acestora. Totuși, transformata Fourier poate fi aplicată și semnalelor nestaționare, doar dacă există interes pentru spectrul de frecvență al semnalului respectiv, și nu pentru momentul în timp când aceste frecvențe apar.

Trebuie spus că în general semnalele pe care le înregistrăm din mediul înconjurător sunt nestaționare sau aleatoare. Desigur că pot exista și semnale staționare, sau care sunt considerate staționare prin aplicarea unor ipoteze simplificatoare, din considerente practice.

Pentru a elimina limitarea produsă de transformata Fourier, dacă se dorește a se cunoaște și momentul în timp când frecvențele din spectru apar, se poate folosi **transformata wavelet** (cunoscută sub numele de Wavelet Transform, în limba engleză). Transformata wavelet este o tehnică de filtrare, care utilizează filtre de tip fereastra. Mai mult, lățimea funcției de fereastră este ajustabilă (prin scară).



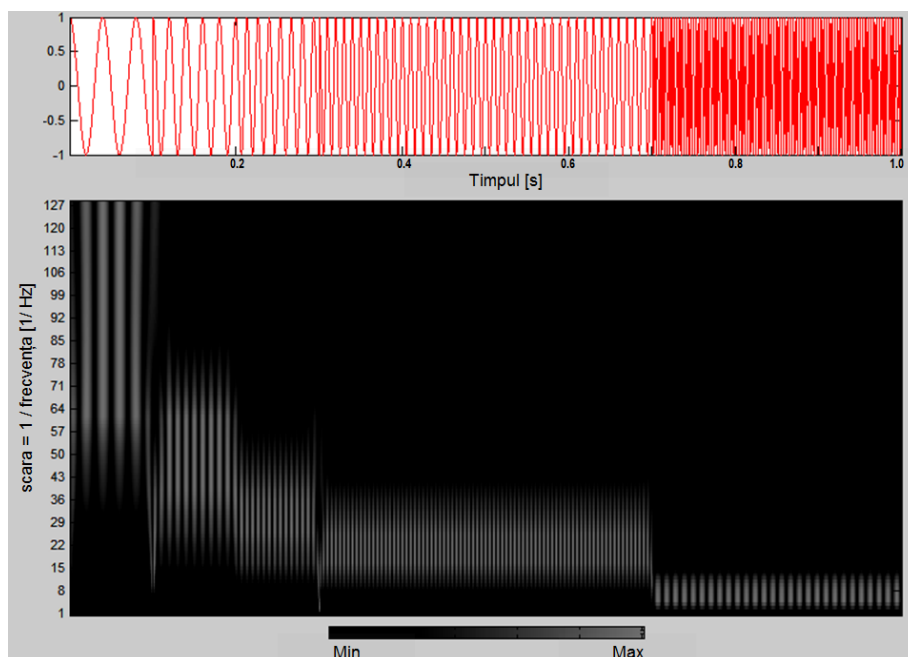


Figura 3.2.6 Transformata Wavelet.

Exemplificând pe semnalul aleator descris anterior, compus din 5 armonici existente fiecare la câte unul dintre cele 5 intervale de timp, aplicând transformata wavelet se poate reprezenta printr-un grafic bidimensional, astfel:

- abscisa reprezintă timpul
- ordonata reprezintă scara (egală cu inversul frecvenței)
- amplitudinea se reprezintă printr-o culoare dintr-o paletă de culori (unde culoarea alb reprezintă amplitudine maximă, iar culoarea neagră reprezintă amplitudine nulă, sau zero).

Astfel, semnalul este filtrat superior și inferior, analizându-se doar porțiuni din acesta. Mai trebuie adăugat că acest mod de analiză a semnalelor, utilizând transformata wavelet, este afectat de principiul incertitudinii[71]. Acest principiu, care a fost pentru prima dată enunțat de **Werner Heisenberg** în anul 1927, spune că momentul și poziția unei particule aflate în mișcare nu pot fi cunoscute simultan, la același moment de timp.

Principiul incertitudinii se reflectă în transformata wavelet în modul următor: nu se poate cunoaște spectrul de frecvențe pentru orice moment în timp, dar se poate cunoaște spectrul de frecvențe care există în semnalul analizat pentru orice interval de timp.

Se poate spune că transformata wavelet oferă o rezoluție variabilă astfel:

- pentru frecvențele joase, o rezoluție mai bună în domeniul frecvență;
- pentru frecvențele înalte, o rezoluție mai bună în domeniul timp.

Acest lucru se poate traduce prin faptul că la frecvențe joase, o componentă spectrală poate fi localizată mai bine în domeniul frecvență, comparativ cu frecvențele înalte, unde o componentă spectrală poate fi localizată mai bine în domeniul timp (Figura 3.2.6).

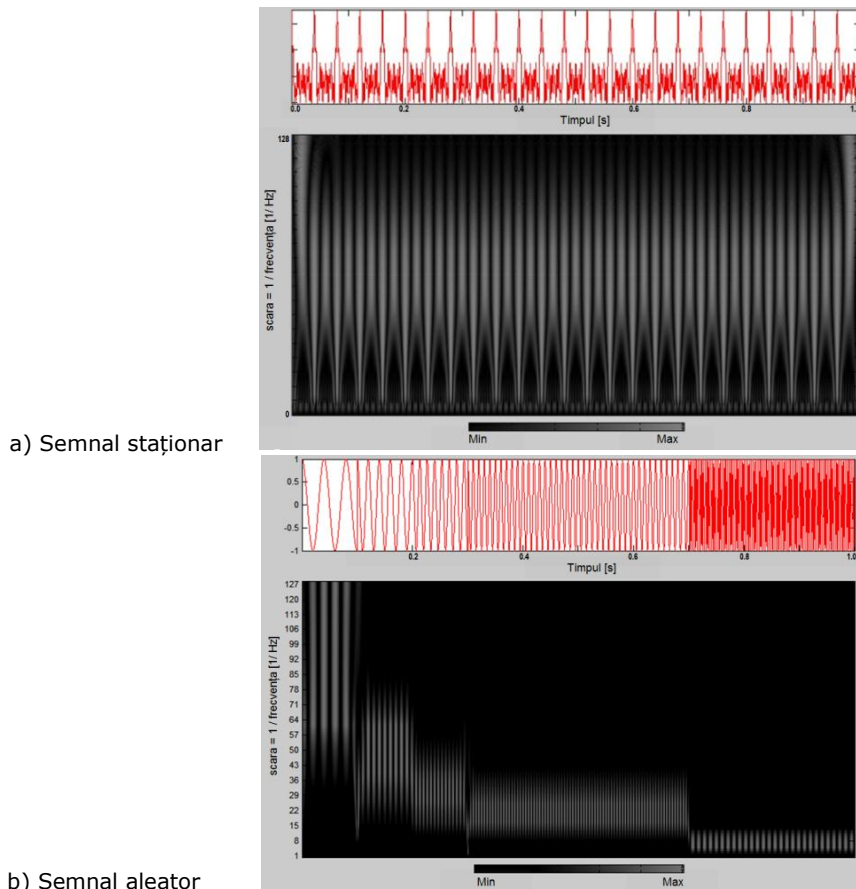


Figura 3.2.7 Transformata Wavelet – Semnal staționar vs. Semnal aleator

În figura 3.2.7 se evidențiază încă o dată informația pe care transformata wavelet ne-o oferă, comparativ cu transformata Fourier.

Se observă că:

- în Fig.3.2.7.a) conținutul de frecvență este același pe toată durata semnalului;
- în Fig.3.2.7.b), pe măsura ce scara crește, conținutul de frecvențe înalte nu mai este sesizat (oferind o rezoluție mică), în timp ce pentru valori mici ale scării, conținutul de frecvențe înalte este foarte bine evidențiat (oferind o rezoluție mare).

Transformata wavelet are capacitatea de a evidenția micile discontinuități în semnalele achiziționate. Aceste discontinuități pot fi datorate prezenței neliniarităților structurale (fisurilor, crăpăturilor), care prin mecanismul lor de comportare, pot modifica semnalul achiziționat astfel:

- când zona afectată de crăpătură este supusă la întindere, fisura se deschide, modificând astfel rigiditatea locală;
- când zona afectată de crăpătura este supusă la compresiune, crăpătura se închide la loc, astfel pereții ei intră în contact din nou și produc o forță locală de impact, odată cu creșterea rigidității locale.

Pentru sistemele rotative, mecanismul de introducere al neliniarităților este mult mai complex, fiind prezente simultan mai multe fenomene al căror mecanism de acționare nu este de obicei cunoscut. Prezenta lucrare se limitează la studia noi metode pentru a identifica prezența defectelor în structuri mecanice sau sisteme rotative. Modelarea matematică a defectelor cât și abordarea teoretică pentru soluționarea ecuațiilor diferențiale corespunzătoare nu fac obiectul prezentului studiu.

În următoarele subcapitole se vor prezenta aspecte teoretice ale Transformatei Wavelet Continue și Transformatei Wavelet Discrete. Înainte de a începe prezentarea lor, trebuie spus că principala diferență dintre cele două transformări wavelet, nu o reprezintă natura semnalului achiziționat (continuu sau discret), ci modul în care acestea acționează.

Merită menționat că diferența dintre cele două transformate, din punctul de vedere al inginerului o reprezintă resursele de calcul pe care fiecare dintre cele două le necesită. Astfel, pentru calculul coeficienților Transformatei Wavelet Continue este nevoie de resurse de calcul mai mari ca în cazul calculării coeficienților Transformatei Wavelet Discrete.

### 3.2.5 Transformata Wavelet Continuă

Transformata wavelet continuă a apărut ca o necesitate pentru a rezolva problema de rezoluție care apare la transformata Fourier. Transformata wavelet este folosită pentru a divide o funcție continuă în timp în waveleturi (care pot fi numiți **coeficienți wavelet**). Practic, semnalul de analizat, este înmulțit cu o funcție fereastră scară și aplicată la un moment definit în timp (mai poate fi denumit moment temporal sau parametru de translație). Astfel, rezultă mai mulți coeficienți, care sunt funcții de **factor de scară (sau parametru de dilatație)** și de **parametru de translație**.

Transformata Wavelet Continuă, spre deosebire de Transformata Wavelet Discretă (prezentată în subcapitolul următor), analizează semnalul folosind o plajă de factori de scară, iar aplicarea funcției fereastră este aplicată în mod continuu pe toata durata domeniului de timp al semnalului de analizat.

Fie semnalul  $x(t)$ . Acesta poate fi înmulțit cu o funcție (care se numește wavelet) fereastră în domeniul timp, de următoarea formă:

$$w(\tau) = \sqrt{s} \cdot \Psi(s \cdot (\tau - t)), \quad (3.56)$$

unde funcția de transformare  $w(\tau)$  se numește "**mother wavelet**",  $\tau$  se numește **parametru de translație**, iar  $s$  se numește **factor de scară (sau parametru de dilatație)**.

Reprezentarea semnalului aleator  $x(t)$  ca funcție de parametrii de translație  $\tau$  și scară  $s$ , se numește transformarea wavelet continuă, și este definită prin relația următoare:

$$CWT_X^\Psi(\tau, s) = \Psi_X^\Psi(\tau, s) = \frac{1}{\sqrt{|s|}} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \Psi^* \left( \frac{t - \tau}{s} \right) \cdot dt. \quad (3.57)$$

Termenul de wavelet, care înseamnă *undă mică*, se referă la condiția că aceasta este o funcție de lungime finită, iar termenul de undă se referă la condiția că aceasta este de tip oscilatoriu. Termenul de *mother wavelet* se referă la faptul că toate waveleturile folosite de-a lungul transformării își au originea într-una și aceeași funcție principală, denumită *funcție mamă (mother wavelet)*.

Parametrul de translație  $\tau$  va fi translatat de-a lungul întregului semnal, indicând astfel locația unde va fi aplicată funcția wavelet. Cel de-al doilea parametru, factorul de scară, notat cu  $s$ , este definit ca inversul frecvenței. În general, scalarea unei funcții  $f(t)$  presupune dilatarea sau comprimarea acesteia, astfel:

- $f(st)$  este dilatat dacă  $s < 1$ ,
- $f(st)$  este contractat dacă  $s > 1$ .

În cazul transformatei wavelet continue, scalarea se produce în următorul fel:

- $CWT_X^\psi(\tau, s)$  este dilatat dacă  $s > 1$ ,
- $CWT_X^\psi(\tau, s)$  este contractat dacă  $s < 1$ .

Cu cât un wavelet are mai multe oscilații până la atenuare se spune că poate reprezenta cu acuratețe mai ridicată semnalele complexe. Numărul de oscilații până la atenuare se mai numește și **gradul de acuratețe al waveletului**[72].

În literatura de specialitate pot fi găsite mai multe tipuri de waveleturi continue. Ele pot fi reale sau complexe. Câteva exemple de waveleturi continue sunt următoarele:

- *Wavelet biortogonal* – reprezintă un set de funcții ortogonale dezvoltate de Ingrid Daubechies, fiind waveleturi ortogonale caracterizate de un număr mare de oscilații până la atenuare;
- *Wavelet Meyer* – reprezintă o familie de waveleturi ortogonale continue dezvoltate de către Yves Meyer;
- *Wavelet "Mexican Hat"* – reprezintă derivata de ordinul doi normalizată, cu semn schimbat, a unei funcții Gauss;
- *Wavelet Morlet* – Mai este cunoscută și ca wavelet Gabor. Este definită ca o constantă  $K$  care este scăzută dintr-o funcție exponențială, totul de înmulțit apoi cu o funcție fereastră;
- *Wavelet Morlet complex* – este compus dintr-o funcție complexă înmulțită cu o funcție Gauss;
- *Wavelet Shannon* – poate avea formă atât reală cât și complexă. A fost inițial folosit pentru descompunerea semnalelor prin analiza lor cu un filtru bandă. Această descompunere poate fi găsită în literatura de specialitate sub denumirea de wavelet Shannon.

### 3.2.6 Transformata Wavelet Discretă

Transformata Wavelet Discretă se utilizează atunci când volumul de calcul al Transformatei Wavelet Continue începe să devină un factor important. Acest lucru se întâmplă atunci când parametrul de scară este mare, iar coeficienții transformatei wavelet trebuie calculați pentru valori dese ale factorului de translație în domeniul de timp analizat.

Folosind Transformata Wavelet Discretă, se vor calcula un număr restrâns de coeficienți, corespunzători unei mulțimi discrete de parametri de scară și de parametri de translație. Sunt cunoscute mai multe scheme de a alege distribuția factorilor de scară și a parametrilor de translație (de ex: puterea lui doi, puterea lui 10).

În literatura de specialitate pot fi găsite mai multe tipuri de waveleturi discrete. Ele pot fi reale sau complexe. Câteva exemple de waveleturi discrete sunt următoarele:

- *Wavelet Daubechies* - Sunt denumite astfel datorită aportului adus la dezvoltarea lor de către Ingrid Daubechies. Reprezintă o familie de waveleturi ortogonale care definesc o Transformata Wavelet Discretă. Sunt caracterizate de un număr maxim de oscilații până la atenuare pentru un suport dat. Acest tip de wavelet folosește și o funcție de scară numită **wavelet tată** (*father wavelet*) care conferă analizei un caracter ortogonal cu rezoluție variabilă;
- *Wavelet Meyer Discret* – reprezintă varianta discretă a waveleturilor Meyer;
- *Waveleturi Symlets* – reprezintă o variantă de wavelet cu o simetrie mai mare decât waveleturile Daubechies;
- *Waveleturi Haar* – reprezintă o familie de funcții treaptă, introduse prima oară de către Alfred Haar [64];
- *Wavelet Coiflets* – sunt funcții speciale create de Ingrid Daubechies la cererea profesorului de matematică Ronald Raphael Coifman.

## 3.3 Elemente de mecanică statistică - entropii

În termodinamică, entropia a fost introdusă ca o nouă mărime de stare, în anul **1862** de către germanul **Rudolf Julius Emanuel Clausius**, oferind astfel o formulare diferită a principiului al II-lea al termodinamicii. Entropia este asociată în sistemele termodinamice cu echilibrul și dezechilibrul termodinamice, cu haosul termodinamic.

**Clausius** (2 ianuarie 1822 – 24 august 1888) , fizician și matematician german, care este considerat părintele termodinamicii, publică în anul 1865 lucrarea care definește pentru prima oară **entropia termodinamică** [73].

Entropia termodinamică măsoară cât de aproape de echilibrul termodinamic este un sistem termodinamic. Ea arată că un sistem termodinamic este supus permanent unei alterări a stării părților constituente, iar lucrul mecanic generat de aceste reazezări este cuantificat din punct de vedere energetic prin modificarea entropiei:

$$S_A = \int_{A_0}^A \frac{dQ}{T_A}, \quad (3.58)$$

unde  $S_A$  este variația entropiei sistemului în starea  $A$  raportată la starea de referință  $A_0$  când în sistem cantitatea de căldură schimbată cu exteriorul într-o transformare reversibilă este  $Q$ , la temperatura absolută  $T_A$ .

Urmând studiile lui Clausius, **Ludwig Eduard Boltzmann** (20 februarie 1844 – 5 septembrie 1906), fizician și matematician austriac, a transpus aceste reazezări în cantități statistice care măsoară gradul de echilibru sau de dezechilibru în sistemele moleculare gazoase. Astfel, prin teoria cinetică a gazelor, Boltzmann încearcă să explice comportarea macroscopică a unui gaz pornind de la studiul statistic al particulelor componente. Această teorie a fost verificată experimental și de către Albert Einstein (14 martie 1879 – 18 aprilie 1955) în anul 1905. Odată cu studiul lui Boltzmann, **entropia** a primit o nouă dimensiune, cea **statistică**.

În anul 2002, enciclopedia Encarta [74], conferă o nouă definiție a entropiei, ca proprietatea termodinamică care cuantifică cât de aproape de echilibru este un sistem, **cât și ca o mărime a gradului de dispersie în sistem**.

În teoria informației entropia este definită ca o măsură a incertitudinii într-un semnal aleator [75]. În anul 1948, matematicianul american **Claude Elwood Shannon** (30 aprilie 1916 – 24 februarie 2001), cunoscut ca părintele teoriei informației, a introdus termenul cunoscut acum ca entropia Shannon [76], termen ce cuantifică gradul de dispersie medie într-un semnal aleator. Gradul de dispersie depinde de conținutul de informație al acestuia.

Dacă avem un set discret de probabilități  $p_1, \dots, p_n$  atunci **entropia Shannon** se definește cu următoarea relație:

$$H = -\sum_i p_i \ln(p_i). \quad (3.59)$$

Se definește un **sistem extensiv**, sistemul în care entropia totală este constituită din suma entropiilor părților constituente ale sistemului respectiv. Funcția de însumare este asigurată de existența logaritmului. Aceste tipuri de sisteme sunt o ipoteză standard atunci când este vorba despre mecanica statistică: energia este o variabilă extensivă, adică energia totală a sistemului este proporțională cu mărimea acestuia. Acest lucru este justificat prin interacțiunile de scurtă durată care au loc în interiorul sistemului.

Dacă interacțiunile din interiorul sistemului au o durată mai lungă, atunci se pierde caracterul extensiv definind astfel **sistemul inextensiv**. Pentru a înlătura acest neajuns, fizicianul brazilian de origine greacă **Constantino Tsallis** (născut în 1943) a publicat în anul 1988 [77] o posibilă soluție care are la bază noțiunea de entropie maximă.

Raționamentul entropiei definită de către Tsallis este următorul:

- Se cunosc valorile medii ale unor cantități cum ar fi energia sistemului, numărul de molecule și volumul ocupat de acestea.

- Se caută distribuția de probabilitate care maximizează entropia, păstrând ipoteza că valorile medii astfel obținute sunt aceleași cu cele din distribuția de probabilitate originală.
- Prin folosirea multiplicatorilor Lagrange, se poate arăta că distribuția maximizată are o formă exponențială.

Defapt, Tsallis a propus o întreagă familie de entropii, funcții de parametrul real  $q$ , parametru care definește practic gradul de îndepărtare de extensivitate. Din punct de vedere matematic, **entropia Tsallis** este o distribuție Pareto [78] de tip II, cu atenuarea ca funcție de putere. Astfel poate fi foarte potrivită pentru a se aplica semnalelor care au o asemenea distribuție statistică.

$$\begin{aligned} S_T(p, q) &= \frac{\sum_{i=1}^N p_i^q - 1}{1 - q} = \\ &= \frac{1}{q - 1} \sum_{i=1}^N p_i (1 - p_i^{q-1}). \end{aligned} \quad (3.60)$$

În cazul entropiilor Shannon și Tsallis, entropia este calculată ca o medie a mai multor valori, asociate cu probabilitatea  $p_i$  ca evenimentul  $i$  să se producă. O altă măsură introdusă de matematicianul maghiar **Alfred Renyi** (20 martie 1921 – 1 februarie 1970), entropia Renyi [79], păstrează caracterul de însumare pe care îl are entropia Shannon, dar propune un alt mod de mediere, pornind de la noțiunea de mediere enunțată de Kolmogorov și Nagumo [80, 81]. Aceștia din urmă au extins noțiunea de mediere la media cvasi-liniară sau cvasi-aritmetică.

Astfel, **entropia Renyi** este descrisă de relația de mai jos:

$$S_R(p, q) = \frac{1}{1 - q} \ln \left( \sum_{i=1}^N p_i^q \right). \quad (3.61)$$

**Observație 1:** dacă  $q$  tinde la 1 se observă că entropia Renyi este egală cu entropia Shannon.

O formă generalizată a entropiilor Renyi și Tsallis este **entropia Sharma-Mittal** [82], definită de relația următoare:

$$S_{SM}(p, \{q, r\}) = \frac{1}{1 - r} \left[ \left( \sum_{i=1}^N p_i^q \right)^{\frac{1-r}{1-q}} - 1 \right]. \quad (3.62)$$

**Observație 2:** dacă  $r$  tinde la 1 se observă că entropia Sharma-Mittal este egală cu entropia Renyi, iar dacă  $r$  tinde la  $q$  atunci entropia Sharma-Mittal este egală cu entropia Tsallis. Practic cele două entropii, Renyi și Tsallis, reprezintă limitele entropiei Sharma-Mittal.

Se poate observa că funcția de mediere reprezintă o medie cvasi-exponențială de forma:

$$f(x) = \log_q e_r^x. \quad (3.63)$$

Concluzionând, se poate spune că entropia Sharma-Mittal generalizează entropia Renyi spre inextensivitate, caracterizată prin logaritmul în baza  $r$ .

Parametrul  $r$  determină practic gradul de inextensivitate, în timp ce parametrul  $q$  este un parametru care caracterizează probabilitatea de distribuție.

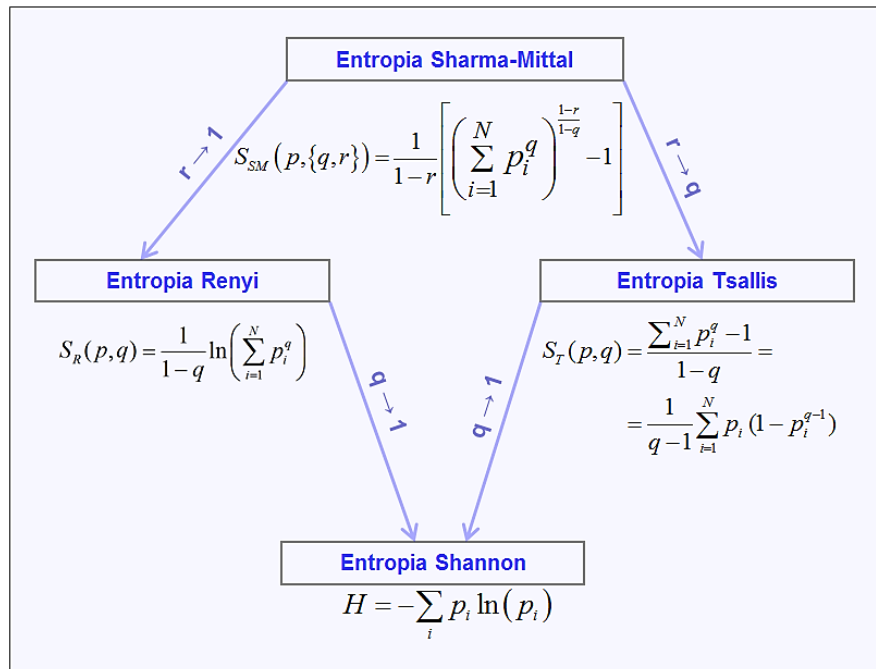


Figura 3.3.1 Schema de interdependență a entropiilor

În figura 3.3.1 este prezentat în mod schematic relația de interdependență dintre cele 4 entropii statistice enunțate anterior.



## 4 ACHIZIȚIA DE SEMNALE ȘI TIPURI DE TRADUCTORI

După cum s-a precizat în capitolul precedent, semnalele înregistrate în natură sunt de regulă aleatoare. Datorită avansului tehnologic tot mai accelerat, a reducerii timpului de lansare pe piață a unui produs nou, și a creșterii puterii de calcul a calculatoarelor, s-a ajuns ca în zilele noastre achiziția de semnale să se facă la frecvențe de achiziție ridicate (o frecvență de eșantionare de 44.100 Hz, sau de 44100 eșantioane pe secunda este foarte larg utilizată). Pe de altă parte, prelucrarea semnalelor pentru a monitoriza diferiți parametri se face de cele mai multe ori în timp real.

Astfel, s-au dezvoltat componentele care fac parte dintr-un sistem de măsură: senzorii fiind mai performanți (greutatea lor fiind din ce în ce mai mică, funcționând în condiții de mediu variate, camerele video au rate de achiziție de până la 1 trilion de cadre pe secunda [83] utilizată în laboratoarele MIT, Massachusetts Institute of Technology), sistemele de achiziție sunt mai complexe (sistemele de achiziții SCADAS 316 dezvoltate de compania LMS International din Belgia pot achiziționa 192 de canale simultan pentru fiecare unitate SCADAS, fără a face rabat de la calitatea înregistrărilor) , iar programele de calculator pentru prelucrarea semnalelor folosesc unele dintre cele mai noi și eficiente metode de prelucrare de semnal (analiza Fourier, analiza Wavelet, analiza modală, etc ...).

În prezentul capitol se vor trece în revistă terminologia specifică sistemelor de măsură, se va descrie funcționarea lor, iar în încheiere se vor descrie avantajele și dezavantajele unor senzori folosiți pentru achiziția de semnale.

### 4.1 Generalități despre achiziția de semnale

#### 4.1.1 Terminologie și noțiuni introductive

Achiziția de semnale pornește de la nevoia de a înregistra un fenomen fizic sau o proprietate fizică. Pentru a putea înregistra semnalul (indiferent de fenomenul fizic sau de proprietatea fizică) și a-l transforma într-o formă care poate fi înregistrată de un sistem de achiziții, este nevoie de un **traductor de semnal**.

În continuare, semnalul care este transformat de traductor, de regulă în tensiune (poate fi și curent, rezistență electrică, etc), este apoi condiționat de către un **sistem de condiționare**. Acest sistem de condiționare are rolul de a amplifica și filtra părțile nedorite din semnal, de a înlătura punctele măsurate greșit, totul cu scopul de a avea un semnal cât mai curat, care să măsoare fidel fenomenul înregistrat și să servească scopului măsurării.

După ce semnalul a fost condiționat, el este convertit dintr-un semnal analog într-un semnal digital de către un **convertor de semnal analog-digital**.

Acest convertor de semnal, transformă practic un semnal analog, continuu în timp, într-un șir discret de valori, denumite și **eșantioane**, care vor forma semnalul discret digital. Numărul de eșantioane achiziționate de către sistemul de achiziție în unitatea de timp se numește **frecvența de eșantionare (sau frecvența de achiziție)**.

Echipamentele moderne de achiziție de date, au încorporate atât sistemul de condiționare cât și convertorul de semnal încorporate într-un singur modul denumit **sistem de achiziție de date**. Cele mai moderne astfel de sisteme pot achiziționa semnale cu o frecvență de peste 200kHz. Totuși, frecvența de achiziție a semnalelor este de obicei în strânsă corelație cu scopul măsurătorii. De exemplu, pentru măsurătorile acustice, **frecvențe de achiziție** mai mari de 44.1kHz nu au sens pentru urechea umană. Aceasta deoarece limita maximă de audibilitate pentru urechea umană este de 20kHz, iar conform teoremei lui Nyquist este necesară o frecvență de achiziție de două ori mai mare decât frecvența maximă până la care se dorește prelucrarea ulterioară a semnalului.

#### 4.1.2 Schema generală a unui sistem de măsurare

Un sistem de măsurare, este practic compus din unul sau mai mulți traductori, un sistem de achiziție de date și un sistem de prelucrare și stocare a datelor achiziționate.

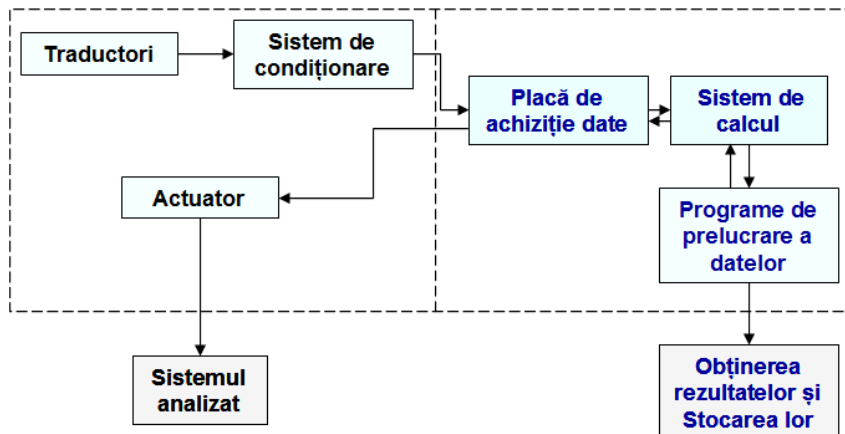


Figura 4.1.1 Schema generală a unui sistem de măsurare și achiziție de date

În figura 4.1.1 este prezentată schema generală a unui **sistem de măsurare**. Acest sistem de analiză este compus din unul sau mai mulți *traductori* de semnal care monitorizează parametrii fizici ai sistemului. Semnalul de ieșire, generat de traductor, este mai departe condiționat de un **sistem de condiționare**, ca mai apoi să fie transformat dintr-un semnal analog într-un semnal digital de către **placa de achiziție de date**. Semnalul digital este apoi analizat cu ajutorul unui **sistem de calcul**, fiind prelucrat cu un **program de prelucrare a datelor** (de exemplu: MathCad, MatLab, sau alte programe de calcul dedicate unor anumite tipuri de prelucrări de date). După aflarea rezultatelor prelucrării, informația

obținută se poate *stoca* pe un suport de stocare (hard-disk, tipărire pe hârtie, etc). Dacă sistemul de măsurare este completat și de un sistem de control care conține un *actuator*, atunci, în urma analizei rezultatelor, programul de calcul poate comanda cu ajutorul sistemului de calcul prin placa de achiziții, actuatorul. Acesta la rândul său va transforma mărimea electrică de ieșire din placa de achiziții într-un parametru mecanic care va acționa asupra sistemului analizat.

## 4.2 Descrierea aparaturii folosite la achiziția semnalelor

În prezentul capitol sunt descrise succint echipamentele și programele de calcul folosite de un sistem de măsurare și achiziție a datelor, folosite în domeniul ingineriei mecanice.

### 4.2.1 Traductor de semnal

În sens mai general, un **traductor de semnal** convertește un anumit tip de energie într-un alt tip de energie care poate fi măsurată. Cu alte cuvinte, un traductor convertește un anumit parametru fizic de intrare într-un semnal electric de ieșire, cum ar fi tensiunea sau curentul.

De ce este util să folosim traductori care ne oferă ca parametru de ieșire un semnal electric? Deoarece sunt nenumărate avantajele obținute ulterior prin prelucrarea și analiza semnalului electric respectiv.

Spre deosebire de traductori, un **actuator** convertește un semnal electric într-un parametru mecanic de ieșire.

### 4.2.2 Sisteme pentru condiționarea semnalului achiziționat

**Condiționarea semnalelor** de ieșire din traductori trebuie efectuată cu scopul de a le îmbunătăți calitatea în vederea unor prelucrări ulterioare. Trebuie să se facă o distincție clară între *condiționarea semnalelor* și *prelucrarea semnalelor*. Prelucrarea semnalelor se referă doar la a prezenta vizual o parte din informația conținută de acestea, astfel făcând posibilă o evaluare vizuală.

Condiționarea semnalelor, în prezenta lucrare, se va limita doar la amplificarea de semnale, filtrarea lor sau la alte operații efectuate asupra semnalelor cu scopul ca împreună cu o prelucrare ulterioară să fie urmărită variația parametrilor fizici monitorizați de către traductori.

**Amplificarea semnalelor** se face cu scopul de a mări nivelul scăzut al semnalului produs la ieșirea din traductor. Pentru aceasta se folosesc în general **amplificatoare liniare** pentru a mări amplitudinea semnalului. Operația descrisă anterior se va numi **scalarea semnalului**.

Schema generală a unui **amplificator operațional** este prezentată în figura 4.2.1. Acest tip de amplificator, este folosit datorită următoarelor caracteristici pe care acesta le posedă:

- Grad mare de amplificare a tensiunii (deoarece au un comportament "*aproape ideal*");
- Conferă o impedanță de ieșire minimală, pentru o impedanță mare de intrare;
- Construit în schemă diferențială, se poate obține o amplificare mare.

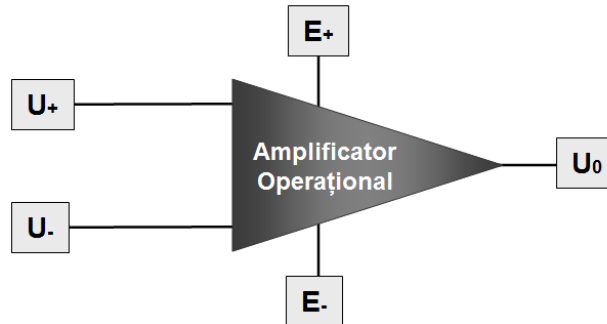


Figura 4.2.1 Schema generală a unui amplificator operațional

În schema precedentă,  $U_+$  este tensiunea de intrare neinversoare (diferența de fază între semnalul de intrare și cel de ieșire este zero),  $U_-$  este tensiunea de intrare inversoare (diferența de fază între semnalul de intrare și cel de ieșire este 180 de grade),  $U_0$  este tensiunea de ieșire,  $E_+$  este sursă pozitivă de alimentare a circuitului de amplificare,  $E_-$  este sursă negativă de alimentare a circuitului de amplificare.

Sistemele de amplificare pot avea mai multe forme constructive, în funcție de aplicația pentru care sunt folosite. Astfel, amplificatoarele operaționale pot fi realizate în circuit inversor sau circuit neinversor, circuit diferențial, circuit sumator, circuit de integrare, circuit de derivare, circuit de logaritmare sau circuit de antilogaritmare.

**Filtrarea semnalelor** este o altă componentă principală a condiționării semnalelor, și poate fi definită ca o operație asupra semnalului pentru înlăturarea din componența sa a conținutului nedorit (de exemplu zgomotul ambiental sau un anumit conținut de frecvență). Astfel, pentru condiționarea semnalelor în inginerie mecanică, sunt folosite mai ales următoarele tipuri de filtre: **filtru trece jos, filtru trece sus, filtru trece bandă, filtru oprește bandă**.

Alte circuite speciale pentru condiționarea semnalelor sunt:

- Amplificatorul de sarcină. Acesta transformă sarcina electrică în tensiune, fiind folosit mai ales în sistemele de măsurare care conțin traductorilor piezoelectrice;
- Comparatorul de tensiune analogic.

### 4.2.3 Sisteme de achiziții de date

Prin **sistem de achiziție de date**, se înțelege echipamentul care eșantionează, cuantifică și convertește mai apoi semnalul analog condiționat într-un semnal discret format din eșantioane sub formă digitală. Practic, sistemul de achiziție poate fi format dintr-un Convertor Analog-Digital (sau placă de achiziții

pentru calculatoare personale), care oferă ca semnal de ieșire un șir de valori numerice care, șir care poate fi mai apoi prelucrat cu ajutorul programelor de calcul.

Astfel pentru achiziția de date de către o placă (sau modul independent) de achiziții, se parcurg următoarele trei etape:

- **Eșantionarea:** în această etapă placa de achiziții înregistrează un anumit eșantion de semnal analog corespunzător unei perioade de eșantionare;
- **Quantificarea:** în această etapă are loc calcularea unei valori medii a semnalului pe perioada de eșantionare corespunzătoare;
- **Înregistrarea:** în această etapă se înregistrează valoare discretă (reprezentată de valoarea medie).

Dacă privim mai atent etapele enumerate anterior, se pot distinge clar care sunt principalele caracteristici ale unui sistem de achiziție de date. Astfel, o placă de achiziție este cu atât mai performantă cu cât permite achiziționarea unui număr cât mai mare de eșantioane pe unitatea de timp, cu cât viteza de scriere a semnalului digital rezultat este mai mare. Toate aceste caracteristici sunt interdependente unele de celelalte, fără a avea o viteză de scriere ridicată nu putem mări numărul de eșantioane pe unitatea de timp. Pe de altă parte chiar dacă avem un sistem de scriere rapid, nu putem mări numărul de eșantioane pe unitatea de timp dacă nu se face și cuantificarea semnalului pe intervalul de eșantionare în timp util, astfel ca să se poată trece la achiziția pe un nou eșantion de semnal.

Se numește **rată de eșantionare** (sau **frecvență de eșantionare**), numărul de eșantioane care sunt cuantificate și înregistrate într-un interval de o secundă, atunci când momentele de eșantionare sunt echidistante în timp.

Se numește **perioada de eșantionare**, durata în timp a unui interval pentru care se cuantifică semnalul achiziționat. Se poate deduce ușor că frecvența de eșantionare reprezintă inversul perioadei de eșantionare.

Concluzionând, următoarele caracteristici sunt importante pentru o placă de achiziții:

- Frecvența de eșantionare;
- Numărul de canale care pot achiziționa semnal în mod simultan.

#### 4.2.4 Sisteme de prelucrare a semnalului digital achiziționat

**Prelucrarea numerică a semnalelor** se referă la operațiuni asupra semnalelor deja condiționat și achiziționat cu scopul de a putea evidenția mai apoi sub formă vizuală (grafice, scalograme, alte reprezentări grafice) o anumită informație conținută de acesta.

În prezent există mai mult programe de calculator cunoscute pentru prelucrarea numerică a semnalelor: LMS TestLab, NI LabView, MathWorks MATLAB, etc. Fiecare dintre ele oferă module variate pentru diferite tipuri de prelucrări, dintre care cele mai des folosite în domeniile ingineresti sunt: Analiza Fourier, Analiza Wavelet și Analiza Modală.

Dacă LMS TestLab și NI LabView sunt aplicații foarte utile în mediile industriale, deoarece au implementate module dedicate și bine fundamentate matematic, în mediul academic de cele mai multe ori sunt utilizate prelucrările realizate cu ajutorul aplicațiilor care permit programarea directă prin intermediul liniilor de comandă. De exemplu, în programul MATLAB se pot implementa, cu

ajutorul liniilor de comandă, programe care pot condiționa sau prelucra semnalele achiziționate de către un sistem de achiziții de date.

#### 4.2.5 Sisteme de stocare de date

Stocarea datelor este ultimul pas care se realizează într-un ciclu de măsurare. Ea se poate realiza atât în memoria unității de achiziții de date (dacă aceasta este independentă de sistemul de calcul care gestionează măsurătoarea), sau direct pe discul fix al calculatorului.

Câteodată se poate opta și pentru imprimarea rezultatelor măsurătorilor pe suport de hârtie, de exemplu în cazul observatoarelor seismice.

### 4.3 Tipuri de traductori

Traductorii sunt compuși din două elemente principale: elementul care sesizează schimbarea parametrilor fizici, care mai este denumit și senzor, și elementul care transformă (traduce) ceea ce sesizează senzorul într-un semnal electric de ieșire.

Traductorii trebuie să aibă următoarele proprietăți:

- Robustețe (a nu se deteriora datorită condițiilor de măsurare);
- Să își păstreze funcționarea liniară în timpul măsurătorilor;
- Să confere repetabilitate. Dacă se măsoară o cantitate fizică de mai multe ori, în condiții identice, rezultatul măsurării trebuie să fie identic;
- Acuratețe în funcționare;
- Fiabilitate ridicată. Datorită costurilor mari de producție și câteodată aplicațiilor de monitorizare a parametrilor fizici în condiții de măsurare dificile (de exemplu monitorizarea nivelului vibrațiilor la un pod rutier, pentru a preîntâmpina eventuale probleme în exploatare) aceștia trebuie să fie fiabili;
- Viteza de răspuns. Aceasta este în concordanță cu tipul de traductor;
- Sensibilitate. Să sesizeze variații ale parametrului fizic monitorizat;
- Dimensiuni geometrice acceptabile, în funcție de tipul aplicației la care sunt folosite.

În general, când inginerul de test alege un anumit traductor pentru investigația experimentală pe care urmează să o desfășoare, se uită la principiul de funcționare al traductorului, sensibilitatea acestuia la variația parametrului fizic care trebuie măsurat, intervalul de măsură al acestuia (pentru a avea o rezoluție bună pe întregul interval), gradul de acuratețe oferit, erorile de măsură pe care acesta le introduce (astfel ca dependența dintre cantitatea măsurată și semnalul electric de ieșire să fie cea așteptată), compatibilitatea cu mediul în care se desfășoară măsurătoarea, să nu fie sensibil la anumite medii (de exemplu electro-magnetic).

O primă clasificare a traductorilor poate fi următoarea:

- Traductori activi și Traductori pasivi:
  - Traductorii activi – nu au nevoie de sursă externă de energie pentru operare. În această categorie intră

- traductorii piezo-electrici, traductorii magnetici sau traductorii foto-voltaici;
- Traductorii pasivi – au nevoie de o sursă externă de energie pentru operare. În această categorie regăsim mărcile tensiometrice, potențiometrele, traductorii inductivi și cei capacitivi.
  - Traductori analogici și Traductori digitali.
  - Pe baza principiului de funcționare:
    - Traductori piezo-electrici. Mărimea fizică măsurată este transformată în sarcină electrică sau tensiune electrică;
    - Traductori electromagnetici. Se folosesc pentru a transforma variația mărimii fizice într-o variație a tensiunii la bornele unei bobine electro-magnetice;
    - Traductori inductivi;
    - Traductori capacitivi. Aceștia transformă variația mărimii fizice într-o variație a capacității electrice;
    - Traductori foto-voltaici.
  - Traductori principali și Traductori secundari:
    - Traductorii principali convertesc o mărime fizică într-un semnal mecanic (de exemplu deplasare);
    - Traductorii secundari, convertesc mai departe, semnalul mecanic într-un semnal electric. De exemplu un traductor de presiune, transformă deplasarea membranei într-o deplasare axială, care mai apoi este convertită de o marcă tensiometrică într-o variație a rezistenței electrice.
  - Traductori și Actuatori:
    - Actuatorii convertesc în sens invers, semnalul electric de intrare în mărime mecanică de ieșire.

În subcapitolele următoare, vor fi prezentați: traductorii electro-tensiometric rezistivi, puntea tensiometrică Wheatstone, traductorii inductivi, traductorii piezoelectrice, iar la final microfonul acustic cu condensator.

#### 4.3.1 Traductori electro-tensiometrici rezistivi

**Traductorul electro-tensiometric rezistiv (TER)**, cunoscut și sub denumirile de **timbru tensiometric** sau **marcă tensiometrică**, este unul din traductorii cei mai des utilizați la realizarea unei diversificate game de aplicații, pentru măsurarea și monitorizarea unor mărimi mecanice.

În principiu, funcționarea unui TER se bazează pe proprietatea unui material conductor sau semiconductor de a-și modifica rezistența electrică sub acțiunea unor solicitări mecanice, cum ar fi întinderea și compresiunea.

Elementul principal al mărcilor tensiometrice este format dintr-un fir subțire metalic, o folie subțire metalică sau o bara semiconductoare. Mărcile tensiometrice se lipesc pe suprafețele pe care se dorește măsurarea stării de tensiune, folosind de regulă adezivi bicomponenți polimerici. Din semnalul achiziționat, deplasare, prin derivare în raport cu timpul se obține viteza, iar prin derivarea vitezei în raport cu timpul se obține accelerația.

Pentru confecționarea mărcilor tensiometrice, începând din anii 1960, se folosesc în loc de materiale metalice, materiale semiconductoare. Acestea au avantajul unei sensibilități a mărcii tensiometrice de până la 70 de ori mai mare ca cel pentru mărcile tensiometrice confecționate din materiale metalice. Odată cu introducerea materialelor semiconductoare, efectul termic care apare datorită ciclurilor de comprimare/destindere, din timpul măsurătorilor, devine important. Ca urmare, pentru contracararea efectului termic, au fost introduse măsuri compensatorii, sub formă de montaje speciale de mai multe mărci tensiometrice denumite punți sau semi-punți Wheatstone.

În figura 4.3.1 sunt prezentate elementele constructive ale unui traductor electro-tensiometric rezistiv. Elementul principal este rețeaua rezistivă 1, care poate fi compusă dintr-un fir metalic (de regulă cu un diametru de 25 micrometri), sub formă de rețea, lipit pe un suport din hârtie sau bachelită 2, cu ajutorul unei pelicule de adeziv 3, prin care aderă la rețeaua rezistivă și folia de protecție din hârtie sau bachelită 4. Folia de protecție 4 acoperă și capetele terminale 5 ale rețelei rezistive, sudate de firele 6 de conexiune la circuitul de măsurare. Firul rezistiv al rețelei 1 și terminalele 5 sunt izolate electric față de structura pe care este lipit traductorul electro-tensiometric rezistiv.

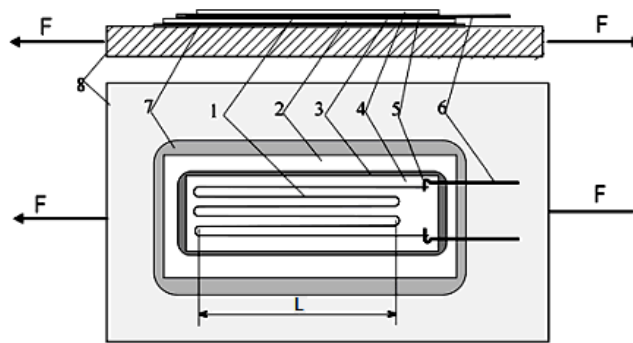


Figura 4.3.1 Elemente constructive ale unui traductor electro-tensiometric rezistiv, TER, cu fir rezistiv

Suportul 2 constituie și baza de aderență, prin lipire cu pelicula de adeziv 7, a TER-ului la suprafața structurii 8, a cărei stare de tensiune este necesar a fi determinată.

Traductorii electro-tensiometrici rezistivi pot fi utilizați pentru măsurarea deplasărilor foarte mici, de regulă sunt de ordinul nanometrilor. Astfel, dacă considerăm că un fir cu rezistivitatea materialului  $\rho_e$ , de lungime  $L$  și de arie transversală  $A$  (respectiv volumul secțiunii active  $V$ ), are rezistența electrică  $R$ , atunci se poate scrie următoarea ecuație:

$$R = \frac{\rho_e L}{A} = \frac{\rho_e L^2}{V} . \quad (4.1)$$

Sub formă diferențială ecuația (4.1) va deveni:

$$dR = \frac{\rho_e \cdot dL}{A} - \rho_e A^{-2} L \cdot dA + L \cdot \frac{d\rho_e}{A} . \quad (4.2)$$



Deformarea structurii, de-a lungul axei de sensibilitate a mărcii tensiometrice, pe care este aplicat TER-ul, duce la deformarea rețelei firului rezistiv a căruia rezistență electrică se va modifica cu  $\Delta R$ . Variația relativă a rezistenței electrice poate fi exprimată prin relația:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta \rho_e}{\rho_e} = 2 \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta \rho_e}{\rho_e} . \quad (4.3)$$

Dacă se notează cu  $\mu$  coeficientul lui Poisson, atunci se poate defini sensibilitatea mărcii tensiometrice  $G$  sub următoarea formă:

$$G = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L} = (1 + 2\mu) + \frac{\Delta \rho_e/\rho_e}{\Delta L/L} . \quad (4.4)$$

Sensibilitatea mărcii tensiometrice este utilă atunci când se alege tipul de material folosit la construirea rețelei rezistive.

Pe cale experimentală s-a validat următoarea relație:

$$\frac{\Delta \rho_e}{\rho_e} = C_B \frac{\Delta V}{V} , \quad (4.5)$$

unde  $C_B$  este constanta de material Bridgman.

Dacă se notează cu  $\varepsilon$  lungirea specifică, atunci se poate conclure următoarea relație între variația rezistenței electrice și lungirea specifică:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta R}{R} &= 2 \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta V}{V} + C \frac{\Delta V}{V} = \\ &= 2 \frac{\Delta L}{L} + (C - 1) \frac{\Delta V}{V} = 2 \frac{\Delta L}{L} + (C - 1)(1 - 2\nu) \frac{\Delta L}{L} = \\ &= \varepsilon \cdot [2 + (C - 1)(1 - 2\nu)] = \varepsilon \cdot k' , \end{aligned} \quad (4.6)$$

unde  $k'$  este **coeficientul de sensibilitate** al materialului mărcii tensiometrice.

Din relația (4.6) se poate observa că există o dependență liniară între variația rezistivității mărcii tensiometrice și lungirea specifică a firului (sau firelor) de material metalic sau semiconductor, din care este confecționat TERul.

#### 4.3.2 Puntea electro-tensiometrică rezistivă Wheatstone

Este ideală pentru a măsura variații mici ale tensiunii. Modificarea rezistenței  $R$  datorate modificării stării de tensiuni în proba care se investighează experimental, poate fi ușor detectată prin măsurarea variației tensiunii cu un amplificator diferențial de tensiune, variație care este mai apoi transformată de un convertor AD și înregistrată de un sistem de achiziții.

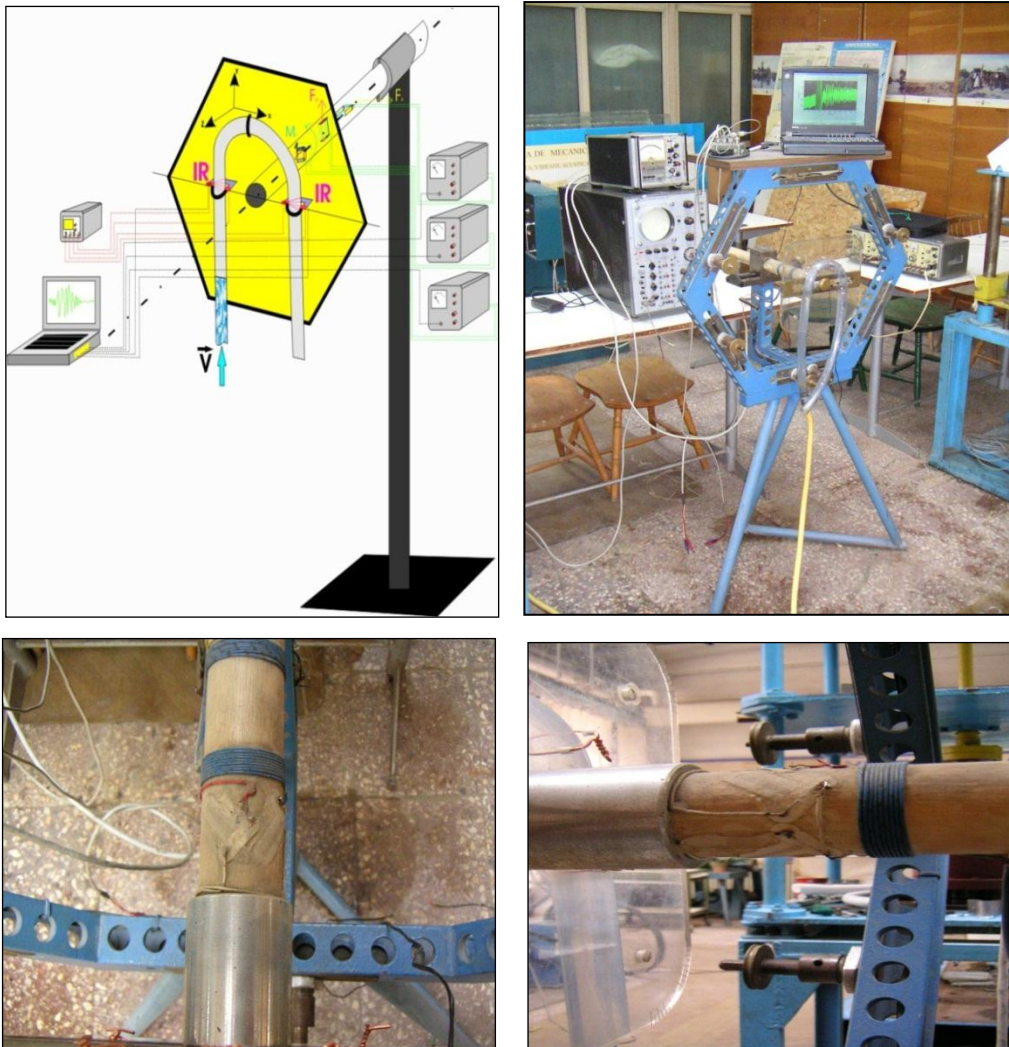


Figura 4.3.2 Stand de măsură a efectelor dinamice care apar la propulsarea unui dop – se utilizează punte completă Wheatstone pentru măsurarea momentului de torsiune [84-87]

În multe aplicații tehnice este necesară evaluarea momentului de torsiune într-o secțiune a unui arbore sau măsurarea unei forțe care apare într-o bară de torsiune. Aceste tipuri de investigații experimentale se pot realiza mai facil prin intermediul unui senzor special al cărui element elastic este o bară de torsiune, pe care sunt lipite într-o configurație de tip "**punte Wheatstone**" patru timbre tensiometrice.

În figura 4.3.2 se prezintă un asemenea senzor compus din elementul elastic bară de torsiune, care măsoară atât deplasările pe direcție  $x$  și  $y$  cât și momentul de torsiune în jurul axei  $z$ , care apar la trecerea unui dop de apă, propulsat printr-un cot din material plastic. Se poate observa din vederea de sus că

cele 4 timbre tensiometrice sunt poziționate la un unghi de 90 grade unul față de celălalt, și de 45 grade față de axa longitudinală a barei.

Schematic, o punte completă Wheatstone este prezentată în figura 4.3.3. Cele 4 mărci tensiometrice au rezistențele  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  și  $R_4$ . Rezistorul  $R_y$  și potențiometrul  $R_x$  sunt folosite pentru a calibra puntea, astfel ca în starea de tensiune zero, tensiunea electrică la ieșire să fie nulă.

Funcționarea se realizează prin aplicarea unei tensiuni inițiale  $U_i$ , și măsurarea tensiunii de ieșire  $U_{iesire}$  cu ajutorul unui voltmetru a cărei rezistență electrică internă este  $R_i$ .

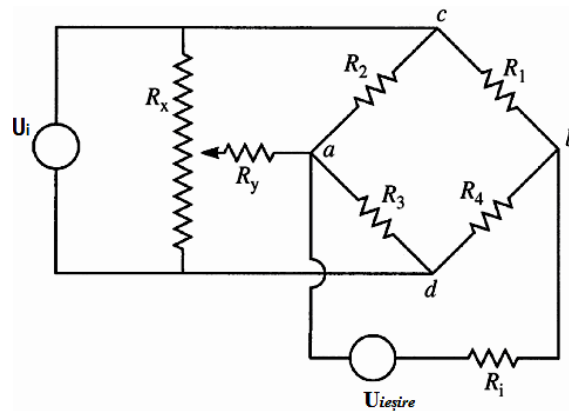


Figura 4.3.3 Punte completă Wheatstone – figură schematică

Montajul mărcilor rezistive în punte Wheatstone este de preferat aplicării doar a unei mărci tensiometrice, atunci când acest lucru este posibil (topologia locului unde se montează permite acest lucru). Comparativ cu montajul unei singure mărci tensiometrice, prin montaj în punte Wheatstone se obține o sensibilitate mai bună a sistemului de măsură. Montajul în punte Wheatstone se poate folosi pentru investigarea experimentală și a structurilor mari [38, 42].

### 4.3.3 Traductori inductivi

Traductorii inductivi au la bază relația de dependență între inductanța magnetică  $L_m$ , numărul de înfășurări, factorul de formă și permeabilitatea magnetică a mediului:

$$L_m = n_b^2 G_f \mu_m, \quad (4.7)$$

unde  $n_b$  este numărul de înfășurări din bobină,  $G_f$  este factorul de formă geometrică iar  $\mu_m$  este permeabilitatea magnetică a mediului.



Figura 4.3.4 Exemplu de traductori inductivi de deplasare TWK – Elektronik GmbH

Toți cei trei parametri care definesc inductanța magnetică, din relația (4.7), pot fi modificați prin metode mecanice.

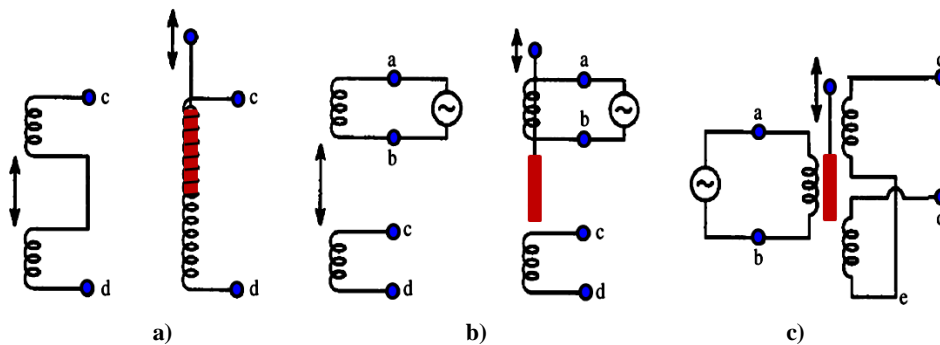


Figura 4.3.5 Traductori inductivi de deplasare

Acest tip de traductor are avantajul că nu este afectat de proprietățile dielectrice ale mediului în care este folosit. Totuși, buna lui funcționare poate fi afectată dacă este folosit în imediata vecinătate a unui câmp magnetic.

Trei scheme de funcționare pentru trei tipuri de traductori inductivi sunt prezentate astfel:

- În figura 4.3.5 a) este prezentat un traductor cu inductanță variabilă. Acesta funcționează pe baza principiului că inductanța care apare în bobină este direct influențată de deplasarea miezului magnetic în interiorul sau exteriorul acesteia. Dezavantajul este reprezentat de faptul că variația inductanței magnetice nu se realizează liniar cu deplasarea.
- În figura 4.3.5 b) este prezentat un traductor diferențial cu inductanță variabilă. Acest tip de traductor are avantajul ca dacă cele două bobine sunt montate în punte, se obțin variații liniare între inductanță și deplasare, pentru deplasări foarte mici în jurul poziției de mijloc.
- În figura 4.3.5 c) este prezentat un traductor diferențial liniar, care poate conferi măsurătorii un caracter liniar pentru o plajă mai largă de deplasări foarte mici. Sensibilitatea acestui tip de traductor este net superioară timbrelor tensiometrice. Totuși, pentru a prelucra semnalele astfel obținute

este nevoie de mai echipamente și metode mai complexe ca în cazul măsurătorilor făcute utilizând timbre tensiometrice.

#### 4.3.4 Traductori piezoelectrice

Poate cel mai folosit tip de traductor pentru măsurători mecanice, traductoarele piezoelectrice funcționează pe baza proprietății materialelor piezoelectrice, care dacă sunt supuse deformării generează un potențial electric (sarcină electrică). Viceversa, dacă asupra unui material piezoelectric se aplică o sarcină electrică, acesta se deformează.

Principiul de funcționare constă în faptul că dacă un grăunte asimetric de cristal este comprimat sau destins, în interiorul acestuia are loc o reorientare a sarcinilor pozitive și negative, cauzând o deplasare a acestora. Această deplasare duce la modificări ale polarității atât pe fața negativă cât și cea pozitivă a grăuntelui cristalului. Această diferență de sarcină pe cele două fețe poate fi determinată, dacă se măsoară tensiunea electrică la doi electrozi atașați celor două suprafețe, folosind și un transformator de sarcină (pentru a transforma această diferență de sarcină în tensiune electrică).

Dacă se consideră condiții ideale, atunci sarcina indusă  $q_A$  este direct proporțională cu forța aplicată  $F$  :

$$q_A = k \cdot F, \quad (4.8)$$

unde  $k$  este constanta piezoelectrică a materialului, în coulombi per newton.

În cazul unui capacitor format din două plăci paralele de arie  $A$ , care se află la o distanță  $x$  una de cealaltă, capacitanța sa se definește prin următoarea relație:

$$C_A = \epsilon_0 \epsilon_r \frac{A}{x}, \quad (4.9)$$

unde  $\epsilon_r$  este constanta dielectrică a mediului, iar  $\epsilon_0$  este constanta dielectrică a stratului izolator dintre cele două plăci ale capacitorului.

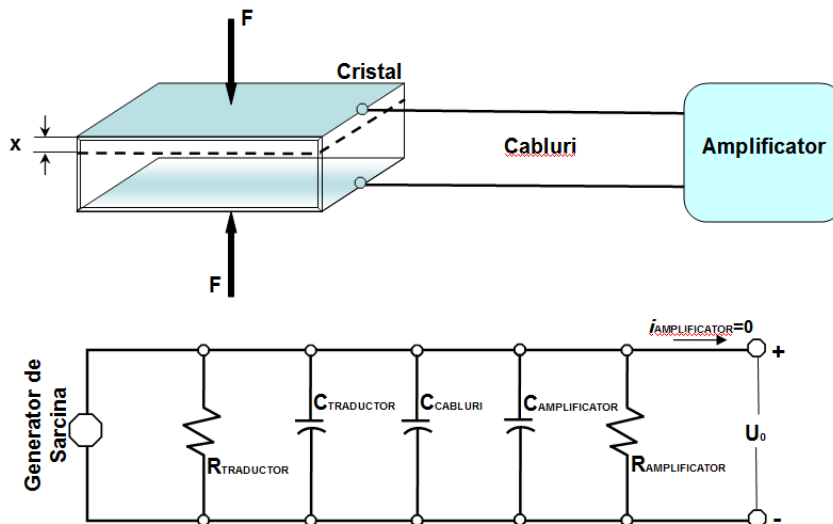


Figura 4.3.6 Circuitul echivalent al unui traductor piezoelectric

Se obține sensibilitatea  $k$ , a traductorului capacitiv, la modificări ale distanței  $x$  dintre cele două plăci constitutive, prin diferențierea relației precedente:

$$k = \frac{\Delta C_A}{\Delta x} = -\varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A}{x^2}. \quad (4.10)$$

Din precedentele două relații se poate obține următoare relație, care arată că variația lui  $x$  produce modificarea capacității  $C_A$ :

$$k = \frac{\Delta C_A}{\Delta x} = -\varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A}{x^2} = -\frac{C_A}{x} \text{ sau } \frac{\Delta C_A}{C_A} = -\frac{\Delta x}{x}. \quad (4.11)$$

Pentru traductori piezoelectrice, presupunând ca funcționează similar cu un capacitor cu plăci paralele, se poate determina tensiunea  $U$  care apare prin acționarea cu o forță  $F$  asupra acestuia prin următoarea relație:

$$U = \frac{k \cdot F}{C_A} = -\frac{k \cdot F \cdot x}{\varepsilon_0 \varepsilon_r \cdot A}. \quad (4.12)$$

Circuitul electric din figura 4.3.6 este definit de capacitanța traductorului piezoelectric  $C_{TRADUCTOR}$ , capacitanța cablului atașat senzorului  $C_{CABLU}$ , capacitanța generatorului de sarcină  $C_{AMPLIFICATOR}$ , și sarcina  $q$ .

Sarcina este definită de relația:

$$q_A = k \cdot x, \quad (4.13)$$

unde  $k$  este constanta de proporționalitate (denumită și constanta piezoelectrică a materialului), măsurată în coulombi per metru, iar  $x$  reprezintă deplasarea.

Dacă în loc de un generator de sarcină avem un generator de curent unde sunt valabile relații echivalente de mai jos:

$$i_{TRADUCTOR} = dq_A / dt = k \cdot dx / dt,$$

$$R_{ECHIVALENT} = R_{TRADUCTOR} \cdot R_{AMPLIFICATOR} / (R_{TRADUCTOR} + R_{AMPLIFICATOR}), \quad (4.14)$$

$$C_{ECHIVALENT} = C_{TRADUCTOR} + C_{CABLURI} + C_{AMPLIFICATOR},$$

atunci pot fi scrise următoarele relații echivalente:

$$i_{TRADUCTOR} = i_{CAPACITOR} + i_{REZISTENTA},$$

$$U_0 = U_{CAPACITOR} = \left( \frac{1}{C_{ECHIVALENT}} \right) \int i_{CAPACITOR} \cdot dt,$$

$$i_{TRADUCTOR} - i_{REZISTENTA} = C_{ECHIVALENT} \left( \frac{dU_0}{dt} \right) = k \frac{dx}{dt} - \frac{U_0}{R_{ECHIVALENT}}, \quad (4.15)$$

$$\frac{U_0(j\omega)}{X(j\omega)} = \frac{K_{TRADUCTOR} \cdot j\omega \cdot \tau_A}{j\omega \cdot \tau_A + 1},$$

unde  $K_{TRADUCTOR} = k / C_A$  [volt/metru] reprezintă **sensibilitatea traductorului piezoelectric**, iar  $\tau_A = RC_A$  este **constantă de timp**. Cele două mărimi definite anterior reprezintă două dintre criteriile după care inginerul de test își alege tipul traductorului piezoelectric care se potrivește cel mai bine investigației experimentale pe care urmează să o desfășoare.

Pentru a crește valoarea constantei de timp  $\tau_A$ , se poate monta în paralel un capacitor. Totuși acesta va reduce sensibilitatea sistemului de măsură (așa cum se poate observa din ultima relație a ecuațiilor 4.15). Pentru a contracara acest efect nedorit, o metodă des utilizată în investigațiile experimentale este folosirea unui amplificator de sarcină.

În funcție de domeniu în care se utilizează, traductorii piezoelectrice pot fi clasificați după cum urmează:

- cu o singură axă de măsură sau cu trei axe de măsură;
- pentru măsurători de vibrații, pentru măsurători seismice, pentru măsurători la temperaturi înalte, etc.;
- cu o sensibilitate scăzută (5-10 mV/g), cu sensibilitate medie (100 mV/g), sau cu sensibilitate ridicată (1000 mV/g);
- pentru măsurători în domeniul frecvențelor joase (0.2-1000 Hz), a frecvențelor medii (1000-5000Hz) sau a frecvențelor înalte (5000-10.000Hz);
- cu greutate mică (masa sub 1g), greutate medie (masa între 1g-20g) sau greutate mare (masa peste 100g).

Tabel 4.3.1 Exemple de traductori piezoelectrice folosiți în aplicații ingineresti

Denumire		Descriere	Arii de utilizare
<b>B&amp;K 4374</b>		Greutate = 0,65g Frecv.Max. = 26kHz	Măsurători la șocuri sau pe structuri ușoare în spații închise
<b>B&amp;K 4371</b>		Greutate = 11g Frecv.Max. = 12,6kHz	Măsurători obișnuite de vibrații
<b>B&amp;K 4381</b>		Greutate = 43g Frecv.Max. = 4,8kHz	Sensibilitate ridicată pentru frecvențele joase
<b>B&amp;K 4378</b>		Greutate = 175g Frecv.Max. = 3,9 kHz	Vibrații cu amplitudini mici
<b>B&amp;K 8309</b>		Greutate = 3g Frecv.Max. = 54kHz	Vibrații de frecvențe înalte



<b>B&amp;K 4322</b>		Greutate = 350g Frecv.Max. = 0,1kHz	Vibrații ale corpului uman
<b>B&amp;K 8315</b>		Greutate = 102g Frecv.Max. = 8,1kHz	Vibrații măsurate în condiții de mediu dificile, de obicei pentru monitorizarea permanentă a nivelurilor de vibrații.
<b>B&amp;K 4326-A</b>		Greutate = 13g Frecv.Max. = 8kHz	Vibrații măsurate simultan pe trei direcții perpendiculare între ele.

#### 4.4 Microfonul acustic cu condensator

##### 4.4.1 Elemente de acustică

**Acustica** este acea parte a fizicii care se ocupă cu studiul fenomenelor privind producerea, propagarea și recepția sunetelor.

Prin **sunet** se înțelege prezența perturbațiilor atât cu frecvență joasă (denumite infrasunete) cât și cu frecvență înalte (denumite ultrasunete) în aer, perturbații care sunt recepționate de urechea umană.

În funcție de mediul de propagare, se mai cunosc termenii de **sunete propagate în structuri**, **sunete propagate prin aer**, sunete propagate prin alte medii decât aerul.

Sunetul reprezintă și un mod de transmitere a informației, constituind astfel o metoda nedistructivă pentru studierea zgomotelor produse de echipamente aflate în mișcare. Pentru prima oară, **Isaac Newton** (1642-1727) a inclus prima descriere matematică a sunetului, și anume că acesta reprezintă o sumă de unde de presiune transmise prin particulele de fluid (de exemplu aer).

Se numește **sursă acustică** un corp care emite energie acustică în aer, prin producerea unei perturbații locale a presiunii. O sursă acustică poate fi caracterizată prin *intensitate acustică*, *putere acustică*, *direcționalitate*, *caracteristica de frecvență* sau *tărie acustică*. Astfel o rachetă cu reacție poate avea o putere acustică de 10.000.000 [W] în timp ce vorbirea obișnuită are o putere acustică de 0.000001-0.001 [W]. Din exemplul anterior, se poate observa de ce este foarte util a analiza semnalele acustice în scară logaritmică, și anume în decibeli (dB), atunci când dorim să le comparăm între ele.

Prin analiza semnalelor acustice, se pot identifica anumite componente tranzitorii existente în acestea. Dacă prezența acestor componente tranzitorii poate fi corelată cu un anumit tip de defect a echipamentului respectiv, putem vorbi de



**identificare de defecte prin analiza semnalelor vibro-acustice (*investigarea experimentală numindu-se nedistructivă*).**

Investigarea nedistructivă are un avantaj major, și anume acela că nu trebuie intervenit în niciun fel asupra structurii mecanice sau echipamentului rotativ supus investigării sau monitorizării.

Datorită creșterii puterii de calcul din ultimele decenii, monitorizarea stării de funcționare a echipamentelor industriale, ale clădirilor sau podurilor, a cunoscut o dezvoltare tot mai accentuată. Astfel, pe lângă dezvoltarea unor noi echipamente de monitorizare, mai fiabile și mai performante, s-au dezvoltat și aplicațiile pentru prelucrarea semnalelor. În zilele noastre, de cele mai multe ori, se optează pentru soluții personalizate, în funcție de nevoile clientului. Inginerul cercetător este expus în permanență fenomenului de inovare, el fiind constrâns astfel să găsească metode noi pentru identificarea de defecte, metode care să fie mai simple de implementat, mai robuste și cu costuri în exploatare cât mai scăzute.

Metodele de monitorizare sau investigare acustică reprezintă o modalitate simplă și ieftină comparativ cu metodele de investigare a nivelului de vibrații, de exemplu folosind traductori piezoelectrice. Principalul dezavantaj este reprezentat de sensibilitatea echipamentului la condițiile de mediu. În subcapitolele care urmează se descrie microfonul acustic cu condensator, pornind de la principiile sale de funcționare, continuând cu descrierea principalelor avantaje pe care acestea le oferă. În încheierea sa se menționează efectele nedorite care pot afecta calitatea achiziției semnalelor vibro-acustice.

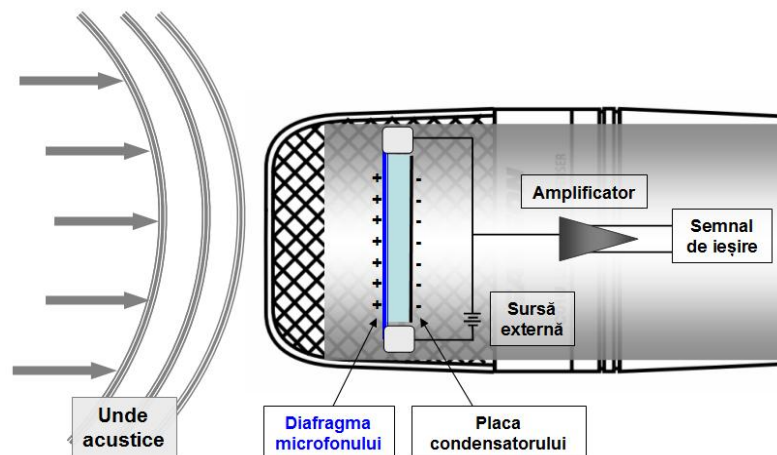


Figura 4.4.1 Schema de funcționare a microfonului cu condensator

#### 4.4.2 Principiul de funcționare al microfonului

Microfonul cu condensator (prezentat schematic în figura 4.4.1) funcționează pe același principiu cu cel al unui capacitor. Astfel energia acustică de intrare este transformată în energie electrică de ieșire. Microfonul cu condensator necesită alimentarea cu energie din exterior pentru a face posibilă funcționarea condensatorului și preamplificarea semnalelor. Semnalul electric produs de acest tip

de microfon este mai puternic ca cel produs de un microfon dinamic cu bobină. Alte avantaje oferite de microfonul cu condensator sunt sensibilitatea și răspunsul superioare microfoanelor dinamice, fiind astfel microfonul cel mai potrivit pentru înregistrări acustice de înaltă fidelitate.

Un capacitor poate fi construit din două plăci paralele, plăci care sunt tot timpul sub o tensiune electrică. Microfonul cu condensator, are una dintre cele două plăci construită dintr-un material ultra-ușor, care are rol de diafragmă. Această diafragmă vibrează sub acțiunea undelor sonore, și prin modificarea continuă a distanței dintre aceasta și cealaltă placă a condensatorului se modifică capacitanța acestuia, crescând sau scăzând. Această variație dă naștere unor curenți de sarcină, care reprezintă semnalul electric de ieșire. Prin prelucrări ulterioare ale semnalului, se pot obține informații referitoare la fenomenul fizic investigat.

#### 4.4.3 Direcționalitatea microfonului

Prin **caracteristica de direcționalitate** a microfonului se înțelege variația sensibilității sale în funcție de unghiul de incidență al undelor sonore. Aceasta este o caracteristică a designului microfonului. Direcționalitatea se poate reprezenta sub formă de diagramă polară.

În funcție de caracteristica de direcționalitate, microfoanele pot face parte din una dintre următoarele 4 categorii:

- **Omnidirecționale:** au aceeași sensibilitate indiferent de direcția din care vin undele sonore;
- **Cardioide:** au o sensibilitate crescută pentru sunetele care vin dinspre față și din lateral, și sunt insensibile la sunetele care vin dinspre partea din spate a microfonului;
- **Supercardioide:** au o sensibilitate crescută pentru sunetele venite din față, și mai mică decât cele cardioide pentru cele venite din partea laterală;
- **Hipercardioide:** au o sensibilitate ridicată pentru sunetele care vin dinspre față și atenuează foarte bine sunetele venite din lateral.

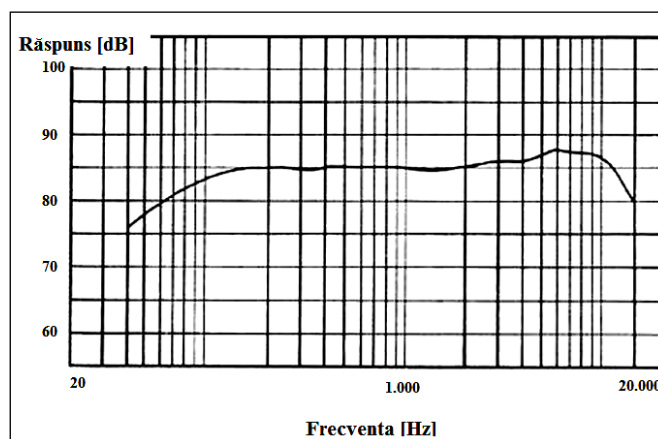


Figura 4.4.2 Exemplu de curbă de răspuns în frecvență

#### 4.4.4 Răspunsul în frecvență

Răspunsul în frecvență se definește ca variația funcție de frecvență a raportului dintre nivelul de zgomot al microfonului și tensiunea de ieșire (figura 4.4.2). Un răspuns în frecvență ideal se traduce printr-o sensibilitate a microfonului pentru întreaga bandă de frecvență.

#### 4.4.5 Sensibilitatea microfonului

Se definește **sensibilitatea microfonului** ca fiind raportul între tensiunea la borne  $U_b$  și presiunea acustică  $P_{ac}$  în condiții normale de lucru. Sensibilitatea se notează cu  $E_m$  și se măsoară în volt per pascal:

$$E_m = \frac{U_b}{P_{ac}} [V / Pa] \quad (4.16)$$

În decibeli, sensibilitatea microfonului se va raporta la sensibilitatea de referință  $E_{ref} = \frac{1mV}{1\mu bar}$ , folosind următoarea relație:

$$E_m(dB) = 20 \log \frac{E_m}{E_{ref}} [-] . \quad (4.17)$$

#### 4.4.6 Efectul de proximitate

Efectul de proximitate apare la microfoanele supercardioide și hipercardioide, adică acele microfoane care sunt sensibile la sunetele care vin dinspre față. Efectul de proximitate constă în amplificarea frecvențelor joase atunci când microfonul este poziționat foarte aproape de către sursa sonoră.

Se poate concluziona că poziționarea microfonului față de sursa acustică trebuie avută în vedere atunci când se fac măsurători acustice.

#### 4.4.7 Factorii care pot afecta calitatea înregistrărilor acustice

Cei mai cunoscuți factori care pot afecta calitatea înregistrării, și care trebuie avuți în vedere atunci când se înregistrează semnale acustice sunt:

- Zgomotul ambiental (sau de fond);
- Poziționarea greșită a microfonului față de sursa acustică;
- Vântul atunci când lovește în mod direct diafragma microfonului. Efectul vântului se poate diminua dacă microfonul este îmbrăcat în spumă poliuretanică.

## 5 DETECTAREA DE DEFECTE – INVESTIGAȚII NUMERICE

Analiza modală, se bazează pe teoria analizei Fourier, care permite descompunerea unei funcții continue și derivabile într-o sumă infinită de termeni periodici. În același mod, o mișcare a unui corp se poate descompune într-o serie de mișcări periodice, fiecareia corespunzându-i o formă proprie (mod propriu) și o frecvență proprie. Pentru sisteme cu multe grade de libertate, problema se reduce practic la a afla vectorii proprii și valorile proprii. Astfel, în anii 1940, din nevoia de a rezolva probleme complexe de elasticitate cât și de a efectua analize structurale, inginerul structurist ruso-canadian **Alexander Hrennikoff** (1896-1984) a dezvoltat o metodă precursoră [88] a Metodei Elementului Finit. Abordarea riguroasă, cunoscută în zilele noastre, a fost definitivată în anul 1973 de către **Strang și Fix** [89]. Această metodă este folosită la scară largă [90] în cele mai diverse domenii cum ar fi: vibrații mecanice, electromagnetism, dinamica fluidelor și până la analize acustice (FEM-AML, dezvoltată în programul SYSNOISE – LMS International, Belgia).

O structură mecanică poate fi identificată în mod unic prin parametrii săi modali. În prezenta lucrare, prin parametrii modali se înțelege frecvența proprie și forma modurilor proprii. Acești doi parametri sunt funcții de parametri fizici și formă geometrică ai structurii [91]. Răspunsul în domeniul frecvență este o funcție care variază cu parametrii modali, din această cauză variații ale rigidității datorate prezenței crăpăturilor sau fisurilor, a delaminării materialelor compozite, a deteriorării unui punct de sudură, induc modificări ale parametrilor modali [62, 92].

Studii ale modificării parametrilor modali [93] sau testări la vibrații existente în literatura de specialitate, au fost conduse folosind specimene standard [94], bare [11, 95], plăci compozite [96], structuri sudate [97-99] sau poduri rutiere [37, 41].

În prezentul capitol se vor analiza numeric unele dintre metodele modale utilizate în literatura de specialitate pentru identificarea de defecte la structuri mecanice, continuând apoi cu investigarea numerică a unor metode noi bazate pe entropii statistice. În finalul capitolului se va face un studiu comparativ al rezultatelor simulărilor numerice, rezultate obținute prin cele două metode.

### 5.1 Metode modale pentru identificarea defectelor

Pentru identificarea de defecte, parametrii modali sunt comparați în două stări diferite ale structurii analizate: stare inițială și considerată de cele mai multe ori intactă, și stare afectată de defect (alterată). În literatura de specialitate se găsesc mai multe metode care se folosesc de variația parametrilor modali pentru a detecta prezența defectelor. În prezentul capitol vor fi discutate trei astfel de metode.

Aceste metode modale, care sunt prezentate în lucrări de referință cum ar fi cele ale lui Doebling [62, 92] sau Carden [61], sunt:

- Variația frecvențelor proprii ale structurii;
- Modificări care apar în forma Funcției de Răspuns în Frecvență;
- Modificări ale formei modurilor proprii.

### 5.1.1 Variația frecvențelor proprii ale structurii

Micșorarea rigidității locale în zona unde apare o fisură duce la modificarea frecvențelor proprii [100]. Astfel, frecvențele proprii modificându-și valoarea, și cunoscând faptul ca acestea au doar o dependență liniară cu radicalul de ordinul doi din rigiditate, este necesar a se folosi metode de testare cu grad bun de precizie care trebuie să confere deasemenea erori minime, pentru a putea detecta prezența defectelor.

Sesizarea modificării frecvențelor proprii este de cele mai multe ori primul pas în implementarea unor algoritmi pentru detectarea de defecte. O lucrare de sinteză care prezintă metode de identificare a defectelor folosind modificări ale frecvențelor proprii este publicată de către Salawu [63]. Folosind informații din lucrarea sa, coroborate cu informații găsite în alte studii actuale, se pot observa opinii asupra folosirii variației frecvențelor proprii pentru detectarea defectelor atât pozitive (care raportează corelări bune) [96, 98], cât și moderate (dar care raportează totuși corelări satisfăcătoare) [100-104].

Există și opinii distincte, cum sunt cele ale lui Lu [103] și ale lui Lam [102], care sugerează în studiile lor că modurile proprii care nu sunt sensibile la apariția defectelor să nu fie luate în considerare atunci când sunt implementați algoritmi pentru detectare de defecte.

### 5.1.2 Modificări care apar în forma Funcției de Răspuns în Frecvență

**Funcția de Răspuns în Frecvență** (FRF) reprezintă legătura între excitația aplicată structurii într-un loc și răspunsul acesteia măsurat în alt loc. În contextul Analizei Modale, FRF reprezintă legătura dintre parametrii modali [105].

În domeniul analizei modale, avantajul folosirii FRF este reprezentat de reducerea timpului alocat testării [106]. Aparatura necesară unui testări modale în laborator este una minimală, fiind nevoie de: ciocan modal, accelerometre sau microfoane, sistem de achiziții de date, și de un sistem de calcul pentru procesarea datelor achiziționate. Pe de altă parte, datorită erorilor specifice testării modale, calitatea măsurătorilor poate fi afectată [91, 106, 107]. Desigur, pentru testări modale in-situ (pentru poduri, aeronave, structuri mecanice cu dimensiuni mari), excitarea structurii implică o logistică specială care este și costisitoare.

În literatura de specialitate sunt raportate câteva metode pentru a detecta defectele, luând în considerare funcțiile de răspuns în frecvență în două stări ale structurii, intactă și alterată:

- Derivata de ordinul doi a curbei FRF [108-110]
- Criteriul FDAC [111]
- Curba FRF [112]

### 5.1.3 Modificări ale formei modurilor proprii

Inițial, forma modurilor proprii a fost folosită în Analiza Modală cu scopul de a verifica ortogonalitatea vectorilor modali obținuți din analiza modală experimentală [60].

Ulterior s-au dezvoltat două ramuri ale cercetării formei modurilor proprii pentru identificarea de defecte: una care utiliza forma modurilor proprii ca atare [60], și cea de-a doua care folosea derivata de ordinul doi a formei modurilor proprii [113].

Maia [108, 109], Silva [110] și Duarte [114] au observat că derivata de ordinul doi a vectorului modului propriu este mai sensibilă la apariția defectului decât vectorul respectiv al modului propriu. Metoda a fost validată pe bare de oțel încastrate la un capăt, cât și libere la ambele capete, oferind o sensibilitate satisfăcătoare.

Pentru prima dată, **Allemang** [60], în cadrul Laboratorului de Cercetări în Dinamică Structurală al Universității din Cincinnati, a dezvoltat o metodă pentru a compara perechi de moduri proprii obținute experimental și analitic, cu ajutorul unui matrice de indici, denumită MAC (**Modal Assurance Criterion**). Pentru a detecta defecte medii sau severe, West [115] a utilizat pentru prima oară, în anul 1984, metoda MAC. Pentru a detecta defecte cu un grad mai mic de severitate, Lieven și Ewins au propus o nouă metodă COMAC [116]. Această metodă este considerată mai sensibilă decât MAC, dacă numărul de puncte măsurate în testarea modală este mic [117].

Alte studii [11, 99, 102, 118-120] arată că prezența defectelor induce modificări ale formei modurilor proprii. Câteodată, se folosesc metode combinate frecvență proprie – forma modurilor proprii, pentru detectarea defectelor [121].

Valanduit [122] a arătat că parametrii modali (frecvențele proprii, modurile proprii) pot fi influențați și de către temperatură. Alte metode de detectare a defectelor care se regăsesc în literatura de specialitate folosesc deplasările modale operaționale ca atare [123], sau în combinație cu FRF.

### 5.1.4 Vibrațiile forțate ale unei bare încastrate la un capăt

Pentru a înțelege mai bine care este plusul adus în identificarea prezenței defectelor, prin monitorizarea variației parametrilor modali, în continuare se va utiliza un exemplu simplu (al unei bare încastrate la un capăt). Astfel, se va investiga experimental cazul unei bare din oțel, cu secțiune circulară de diametru 6mm, încastrată la un capăt, cu o lungime de 300mm, prevăzută cu o tăietură la 170mm de capătul încastrat, având diverse adâncimi ale defectului (relativ la diametrul barei). Aceasta este excitată la capătul liber cu o forță pseudo-aleatoare (figurile 5.3.1 și 5.3.2). În urma simulării numerice se determină funcțiile de răspuns în frecvență, corespunzătoare a 8 puncte de măsură dispuse la distanță egală între ele pe bară (notate cu A1, A2, ..., A8 - figurile 5.1.1 și 5.1.2). Aceste funcții sunt prezentate în Tabelul 5.1.1.

Analiza neliniară în domeniul timp cu elemente finite a fost realizată în programul ANSYS. Întreg procesul de calcul este implementat cu ajutorul ANSYS APDL prin linii de comandă, codul sursă fiind oferit în **Anexa-2.1**. Fisura este modelată printr-o tăietură transversală (figura 5.1.3) la distanța de 170mm de capătul încastrat al barei (figura 5.1.4), având regiunile superioare ale fețelor

interconectate prin elemente de tip bară LINK10 (figura 5.1.3). Acest tip de element de tip bară suportă doar compresie, ceea ce servește scopului de a simula contactul între fețe atunci când ele se apropie.

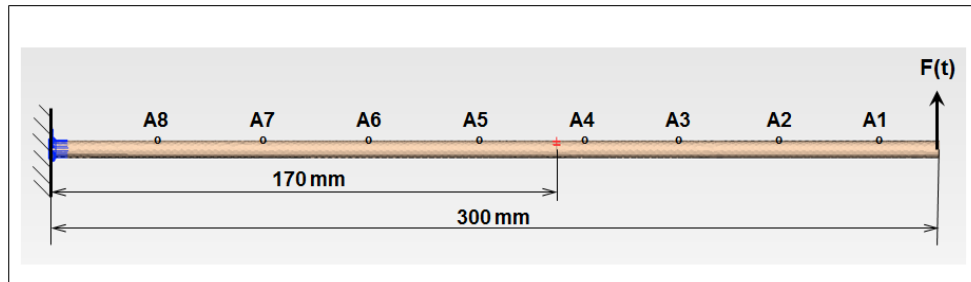


Figura 5.1.1 Schema cu amplasarea accelerometrelor

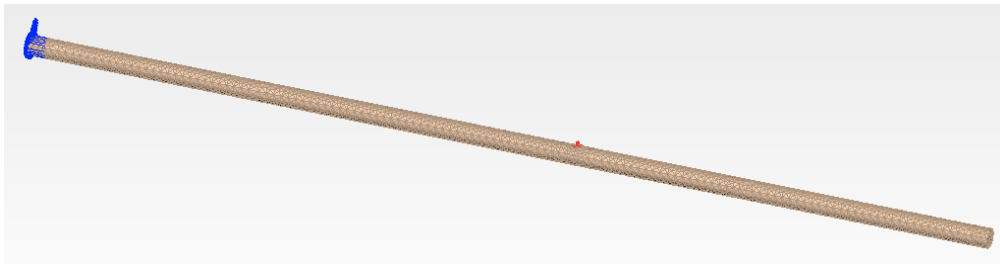


Figura 5.1.2 Modelarea barei încastrate la un capăt, cu defect

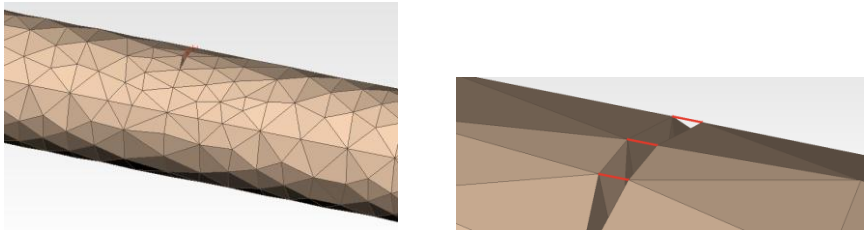


Figura 5.1.3 Modelarea defectului – detaliu

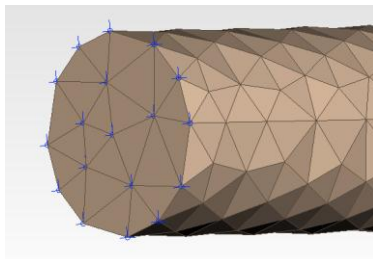
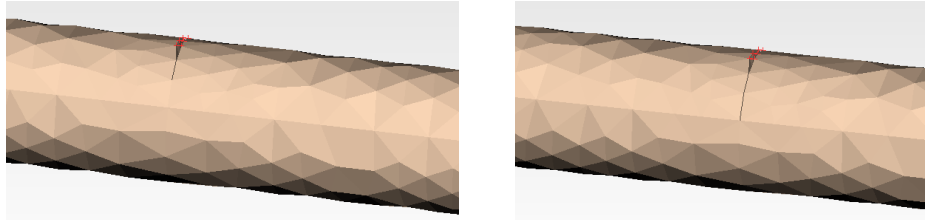


Figura 5.1.4 Modelarea încastrării (cele 6 grade de libertate se blochează)



a). 2mm – defect 33%

b). 3mm – defect 50%

Figura 5.1.5 Modelarea interacțiunii dintre fețele crăpăturii – diferite adâncimi ale defectului

### 5.1.5 Rezultate obținute

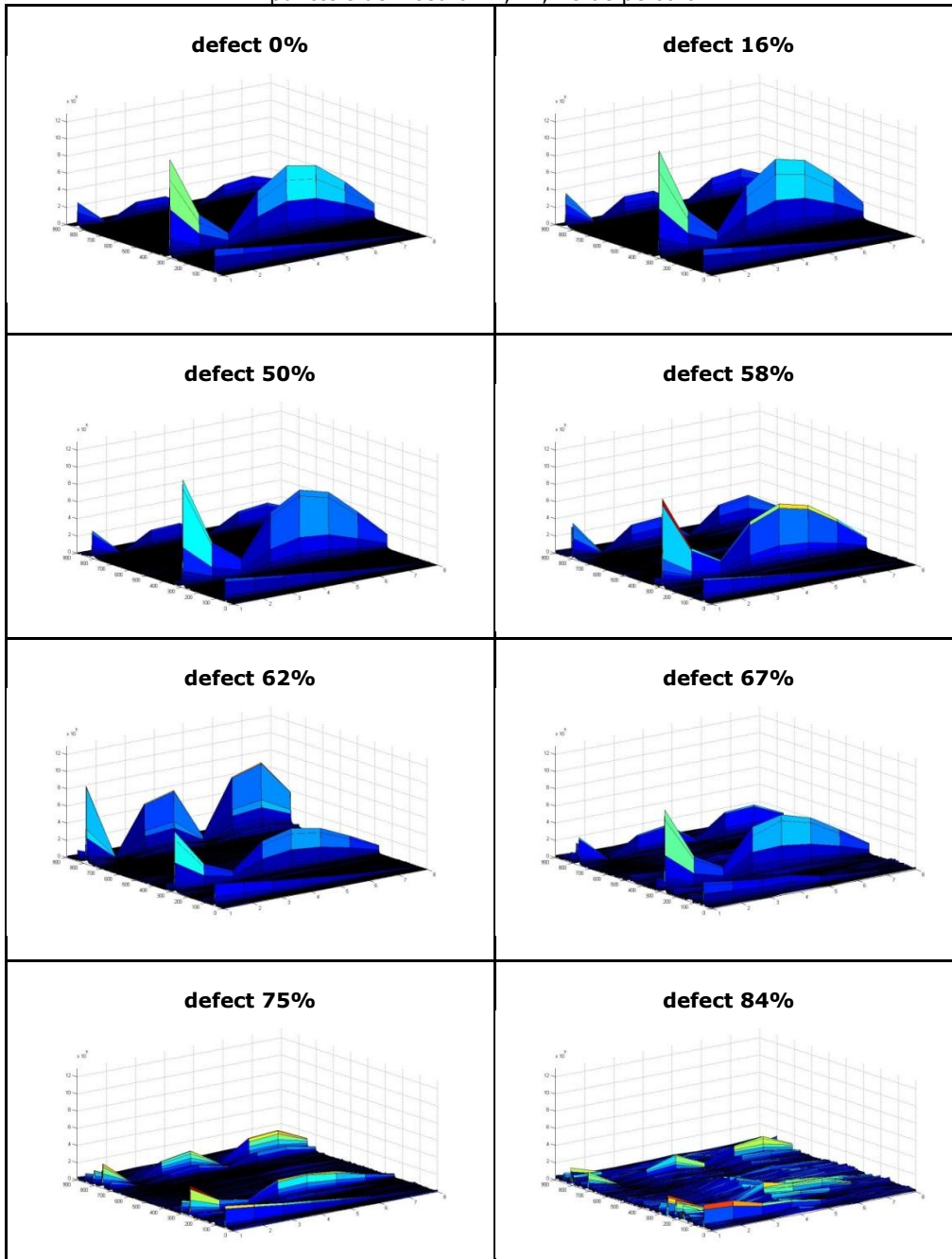
Așa cum se poate observa din reprezentările grafice ale funcțiilor de răspuns în frecvență funcție de frecvență și de locația unde răspunsul a fost înregistrat, conform cu punctele A1, ... , A8, din tabelul 5.1.1, răspunsul variază în funcție de nivelul defectului.

Se pot face următoarele observații față de rezultatele prezentate în tabel, observații care sunt în concordanță cu rezultatele studiilor pe aceeași temă, studii care sunt sintetizate de către autor într-o lucrare științifică [124]:

- valoarea frecvențelor proprii scad odată cu creșterea defectului;
- forma modurilor proprii se modifică odată cu creșterea defectului, observându-se o variație puternică a pantei acestuia la niveluri mari ale defectului;
- spectrul de frecvențe se împrăștie odată cu creșterea mărimii defectului. La niveluri ale defectului de peste 50%, apar vârfuri suplimentare în funcțiile de răspuns în frecvență, suprafețele formate de funcțiile de frecvență determinate pentru locațiile A1, ... , A8 devenind neregulate și de o amplitudine mică;
- algoritmi pentru detectarea defectelor care au la bază derivata de ordinul doi a formei modurilor proprii au folosit mai ales modele numerice, de unde se poate presupune că validarea lor prin metode experimentale este dificil de realizat;
- modelul numeric utilizat prezintă un comportament neliniar datorită modelării fisurii, și poate fi folosit într-un studiu pentru investigarea sensibilității unor parametri bazați pe entropii statistice.



Tabel 5.1.1 Funcțiile de răspuns în frecvență, pentru diferite niveluri ale defectului, pentru punctele de măsură A1, ... , A8 de pe bară



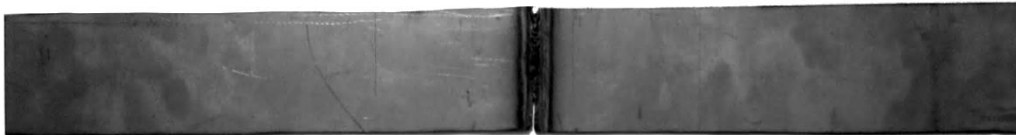
## 5.2 Analiza modală a unui ansamblu de plăci sudate

În subcapitolul prezent este investigat numeric un ansamblu de plăci sudate. Modelul numeric (figura 5.2.1.b) reprezintă o modelare a unui model real, prezentat în figura 5.2.1.a. Modelarea numerică se face cu ajutorul programului de elemente finite ANSYS folosind APDL, la fel ca în cazul barei încastrate din capitolul 5.1.

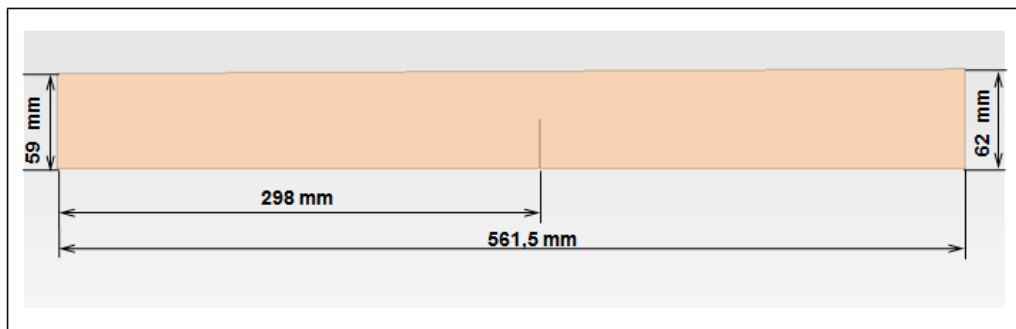
Motivația analizei numerice din prezentul subcapitol o reprezintă studierea variației parametrilor frecvențelor proprii ale structurii sudate funcție de mărimea defectului.

### 5.2.1 Descrierea modelului numeric

Modelarea a pornit de la modelul fizic al ansamblului de plăci sudate din figura 5.2.1.a). Plăcile ansamblului au o grosime de 1,5[mm], presupus uniformă pe toată suprafața lor. Ansamblul are dimensiunile prezentate schematic în figura 5.2.1.b). Diferența de câțiva milimetri care se observă la lățimea celor două capete ale ansamblului se datorează procesului de fabricație. Materialul din care sunt confecționate cele două plăci este inox cu modulul de elasticitate  $E=205000$  [MPa], coeficientul lui Poisson 0.3[-] și o densitate de material de 7900 [kg/m<sup>3</sup>]. Greutatea acestuia este de 0.398 [kg], care este foarte apropiată de greutatea modelului fizic (diferența sub 1%). Defectul este modelat fizic printr-o tăietură la distanța de 298 [mm] de capătul mai puțin lat al ansamblului.



a) modelul fizic



b) modelul numeric

Figura 5.2.1 Ansamblului de plăci sudate transversal

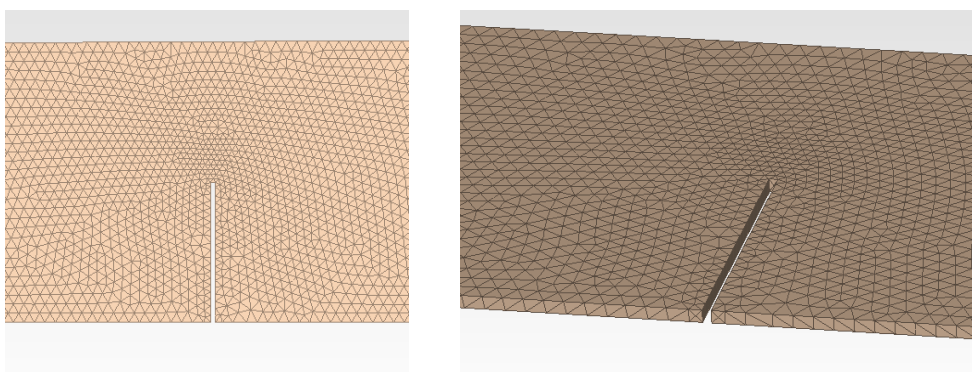


Figura 5.2.2 Modelarea defectului - Detaliu

### 5.2.2 Setarea parametrilor analizei folosind ANSYS APDL

Programul care creează modelul numeric și setează parametrii analizei ANSYS este oferit integral în **Anexa-2.2**. Fiecare comanda folosită în acest fișier de intrare ANSYS APDL este comentată în detaliu. Rezultatele obținute în urma simulării sunt prezentate în subcapitolul următor.

Analiza cu elemente finite este setată pentru calcularea modurilor proprii până la frecvența de 1500 de Hertz, folosind un algoritm Block-Lanczos. Rezultatul analizei este tipărit într-un fișier de ieșire al cărui conținut va fi afișat pe monitorul calculatorului.

### 5.2.3 Rezultate obținute

Principalele rezultate obținute în urma analizei modale sunt prezentate sub formă condensată în Tabelul 5.2.1. În tabelul 5.2.2 sunt prezentate rezultatele obținute în urma prelucrării rezultatelor analizei numerice, pentru diferite niveluri ale defectului. Pe ultima linie a tabelului este calculat Indicele Frecvență Proprie (IFP), folosind următoarea ecuație:

$$IFP = \frac{1}{20} \sum_{i=1}^{20} \Delta f_{p_i} , \quad (5.0)$$

unde  $\Delta f_{p_i}$  reprezintă variația relativă a frecvenței proprii între stările cu defect respectiv fără defect.

Tabel 5.2.1 Valorile frecvențelor proprii [Hz] pentru diferite niveluri ale defectului

Nr.Mod	0mm	2mm	4mm	6mm	8mm	10mm	15mm	20mm	25mm	30mm
<b>1</b>	24.932	24.924	24.906	24.878	24.839	24.791	24.629	24.402	24.107	23.738
<b>2</b>	68.846	68.844	68.84	68.834	68.825	68.812	68.767	68.697	68.592	68.442
<b>3</b>	135.29	135.26	135.19	135.08	134.94	134.75	134.13	133.26	132.11	130.51
<b>4</b>	140.27	140.23	140.11	139.94	139.69	139.37	138.29	136.77	134.82	132.53
<b>5</b>	224.24	224.23	224.19	224.14	224.06	223.96	223.59	223.04	222.25	221.19
<b>6</b>	282.85	282.89	282.9	282.92	282.91	282.88	282.81	282.66	282.51	282.29
<b>7</b>	335.9	335.84	335.68	335.45	335.12	334.71	333.35	331.47	329.09	326.16
<b>8</b>	430.12	430.02	429.69	429.2	428.48	427.56	424.34	419.51	412.84	403.91
<b>9</b>	470.37	470.32	470.19	469.99	469.71	469.35	468.12	466.41	464.26	461.74
<b>10</b>	584.28	584.33	584.26	584.15	583.96	583.69	582.82	581.46	579.61	576.81
<b>11</b>	627.71	627.62	627.38	627.01	626.5	625.86	623.69	620.66	616.73	611.87
<b>12</b>	747.31	747.16	746.67	745.92	744.82	743.37	738.15	729.97	718.28	702.94
<b>13</b>	807.92	807.8	807.47	806.98	806.3	805.44	802.59	798.79	794.26	789.25*
<b>14</b>	921.07	921.03	920.76	920.33	919.7	918.85	916.05*	911.78*	905.74*	896.93*
<b>15</b>	958.54	956.8	952.21	945.1	935.6	923.78	884.86*	832.61*	766.75*	687.6*
<b>16</b>	1011	1010.8	1010.5	1010.1	1009.4	1008.5	1005.2	999.76	991.31	979.17
<b>17</b>	1107.2	1107	1106.4	1105.4	1104	1102	1095	1084.1	1069.5	1054
<b>18</b>	1236.7	1236.5	1235.8	1234.9	1233.6	1231.9	1226.5	1219.5	1211	1201.1
<b>19</b>	1307.2	1307	1306.4	1305.5	1304.2	1302.4	1296.3	1286.5	1272.3	1254.8
<b>20</b>	1485	1484.9	1484.5	1483.9	1483	1481.7	1475.5	1460.6	1433.2	1402

\* - Frecvențelor respective li s-au schimbat numărul de ordine, așa cum a rezultat din analiza modală, pentru ca pe fiecare rând al tabelului să se urmărească evoluția frecvenței proprii corespunzătoare unuia și aceluiași mod propriu de vibrații.

Tabel 5.2.2. Variația relativă a frecvențelor proprii [%] pentru diferite niveluri ale defectului

Nr. Mod	2mm	4mm	6mm	8mm	10mm	15mm	20mm	25mm	30mm
<b>1</b>	0.032087	0.104284	0.216589	0.373015	0.565538	1.215306	2.125782	3.309	4.789026
<b>2</b>	0.002905	0.008715	0.01743	0.030503	0.049386	0.114749	0.216425	0.368939	0.586817
<b>3</b>	0.022175	0.073915	0.155222	0.258704	0.399143	0.857417	1.50048	2.350506	3.533151
<b>4</b>	0.028516	0.114066	0.235261	0.413488	0.64162	1.411563	2.495188	3.885364	5.51793
<b>5</b>	0.00446	0.022298	0.044595	0.080271	0.124866	0.289868	0.535141	0.887442	1.36015
<b>6</b>	0.014142	0.017677	0.024748	0.021213	0.010606	0.014142	0.067173	0.120205	0.197985
<b>7</b>	0.017862	0.065496	0.133968	0.232212	0.354272	0.759155	1.318845	2.027389	2.899673
<b>8</b>	0.023249	0.099972	0.213894	0.381289	0.595183	1.343811	2.466753	4.017483	6.093648
<b>9</b>	0.01063	0.038268	0.080787	0.140315	0.216851	0.478347	0.84189	1.298977	1.834726
<b>10</b>	0.008558	0.003423	0.02225	0.054768	0.100979	0.24988	0.482645	0.799274	1.278497
<b>11</b>	0.014338	0.052572	0.111516	0.192764	0.294722	0.640423	1.12313	1.749215	2.523458
<b>12</b>	0.020072	0.08564	0.186	0.333195	0.527224	1.22573	2.320322	3.884599	5.937295
<b>13</b>	0.014853	0.055699	0.116348	0.200515	0.306961	0.659719	1.130062	1.690761	2.310872*
<b>14</b>	0.004343	0.033657	0.080341	0.14874	0.241024	0.545018*	1.00861*	1.664369*	2.620865*
<b>15</b>	0.181526	0.660379	1.402132	2.393223	3.626348	7.68669*	13.13769*	20.00855*	28.2659*
<b>16</b>	0.019782	0.049456	0.089021	0.158259	0.24728	0.573689	1.111771	1.947577	3.148368
<b>17</b>	0.018064	0.072254	0.162572	0.289017	0.469653	1.101879	2.086344	3.404986	4.804913
<b>18</b>	0.016172	0.072774	0.145549	0.250667	0.38813	0.824776	1.390798	2.078111	2.878629
<b>19</b>	0.0153	0.0612	0.130049	0.229498	0.367197	0.833843	1.583537	2.669829	4.008568
<b>20</b>	0.006734	0.03367	0.074074	0.13468	0.222222	0.639731	1.643098	3.488215	5.589226
<b>IFP</b>	<b>0.023788</b>	<b>0.086271</b>	<b>0.182117</b>	<b>0.315817</b>	<b>0.48746</b>	<b>1.073287</b>	<b>1.929284</b>	<b>3.08254</b>	<b>4.508985</b>

\* - Valorile reprezintă variația relativă a frecvențelor calculate conform ordinii modurilor din tabelul 5.2.1

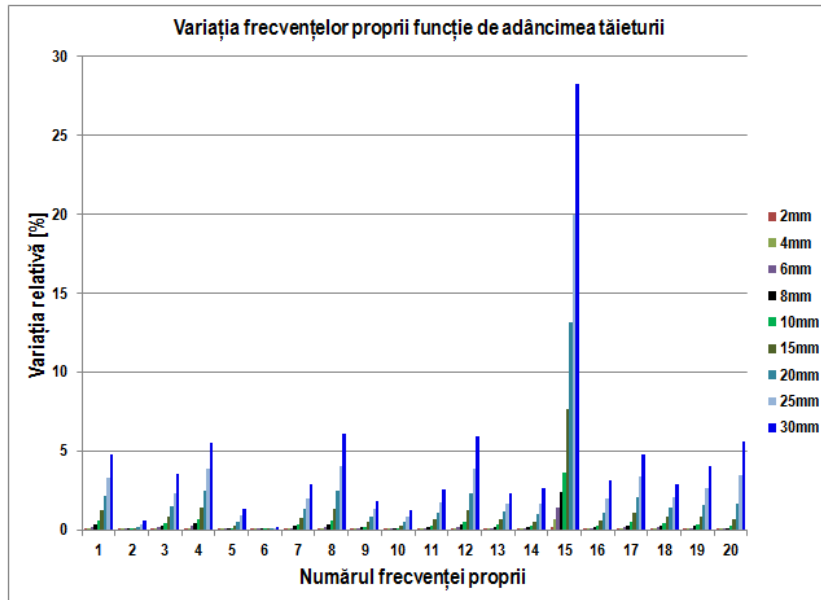


Figura 5.2.3 Variația relativă a frecvențelor proprii

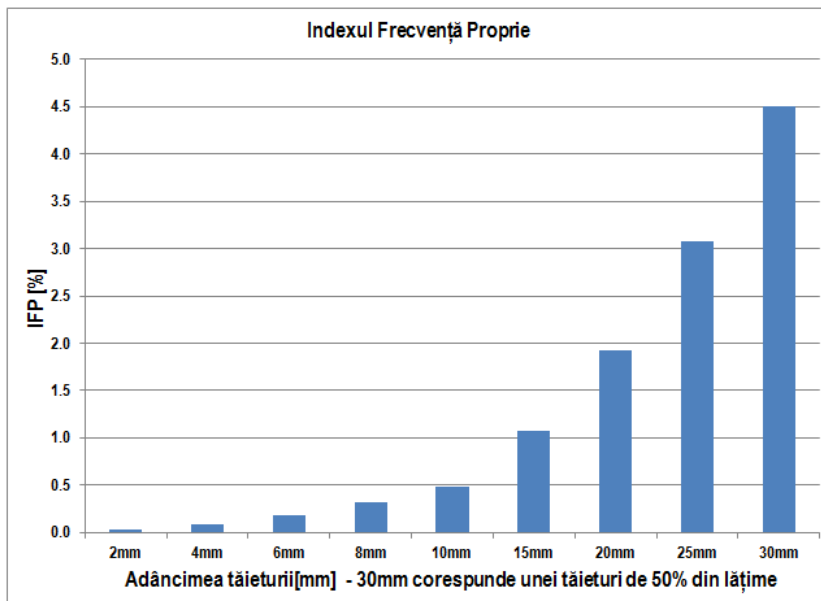



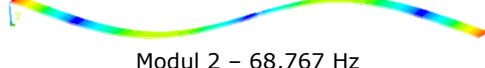
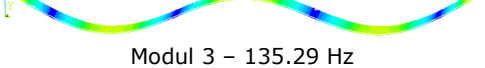
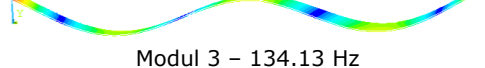
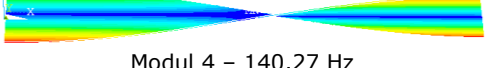
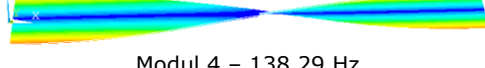
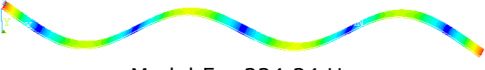
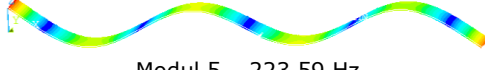
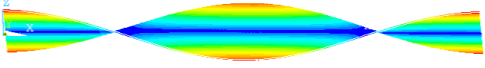
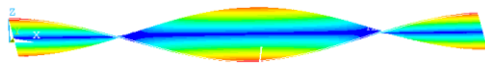
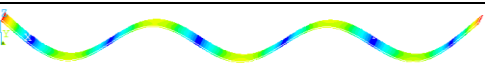
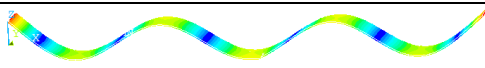
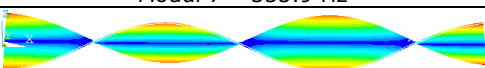
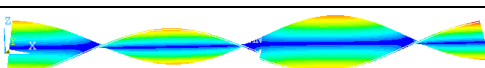
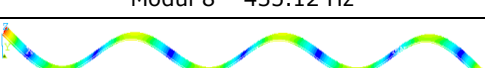
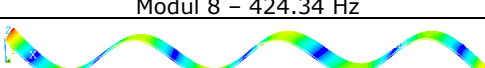
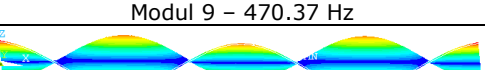
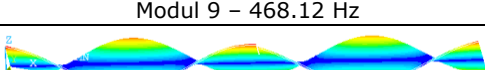
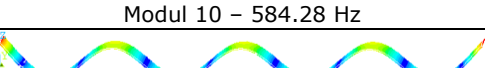
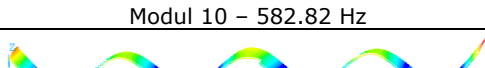
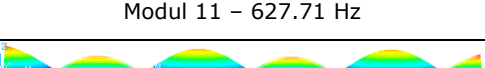
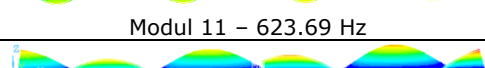
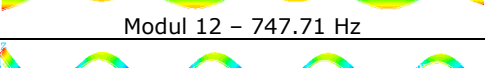
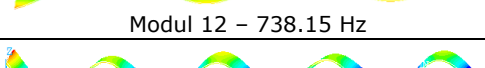
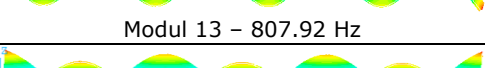
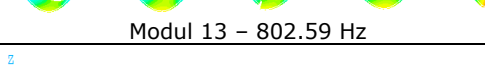
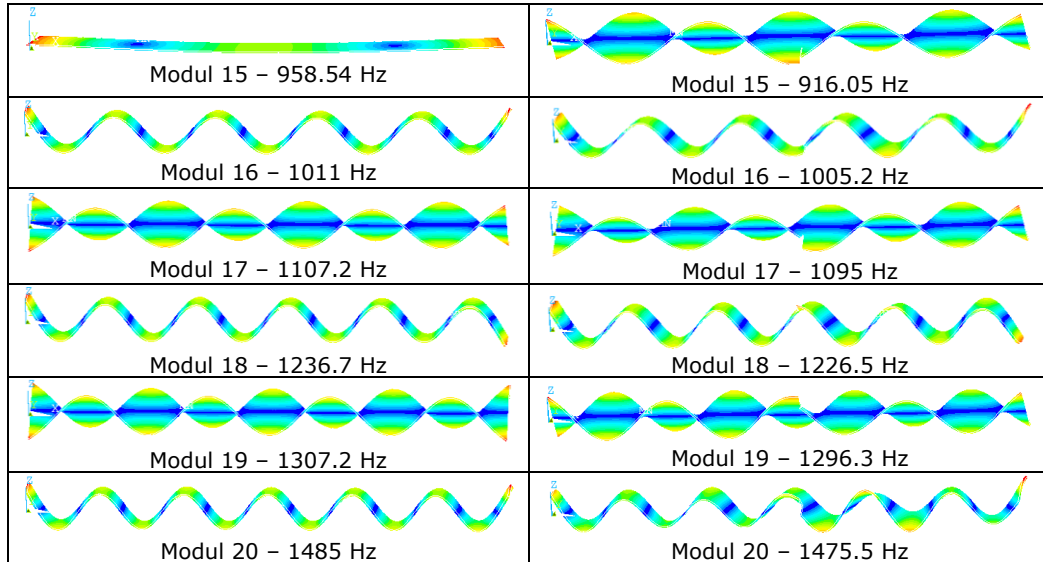


Figura 5.2.4 Variația IFP cu nivelul de defect

Variația relativă a frecvențelor proprii a ansamblului sudat investigat numeric este prezentată în figura 5.2.3. În figura 5.2.4 este prezentată variația indicelui IFP cu mărimea defectului, iar în tabelul 5.2.3 sunt prezentate formele modurilor proprii ale ansamblului sudat, corespunzătoare frecvențelor proprii până la 1500 [Hz], ansamblu modelat în stare fără defect respectiv în stare cu defect 25%.

Tabel 5.2.3 Forma modurilor proprii: fără defect – cu defect 25%

Defect 0%	Defect 25%
 Modul 1 – 24.932 Hz	 Modul 1 – 24.629 Hz
 Modul 2 – 68.846 Hz	 Modul 2 – 68.767 Hz
 Modul 3 – 135.29 Hz	 Modul 3 – 134.13 Hz
 Modul 4 – 140.27 Hz	 Modul 4 – 138.29 Hz
 Modul 5 – 224.24 Hz	 Modul 5 – 223.59 Hz
 Modul 6 – 282.85 Hz	 Modul 6 – 282.81 Hz
 Modul 7 – 335.9 Hz	 Modul 7 – 333.35 Hz
 Modul 8 – 435.12 Hz	 Modul 8 – 424.34 Hz
 Modul 9 – 470.37 Hz	 Modul 9 – 468.12 Hz
 Modul 10 – 584.28 Hz	 Modul 10 – 582.82 Hz
 Modul 11 – 627.71 Hz	 Modul 11 – 623.69 Hz
 Modul 12 – 747.71 Hz	 Modul 12 – 738.15 Hz
 Modul 13 – 807.92 Hz	 Modul 13 – 802.59 Hz
 Modul 14 – 921.27 Hz	 Modul 14 – 884.86 Hz



#### 5.2.4 Discuții și concluzii preliminare

Din figura 5.2.4 se poate observa ca indicele IFP crește cu mărimea defectului. Se poate presupune că dacă măsurătoarea se desfășoară în condiții ideale de măsurare și mediu atunci defectul poate fi detectat din fază incipientă, însă dacă se observă faptul că evoluția sa este exponențială, atunci se poate concluziona că nu este cel mai potrivit indicator pentru a semnaliza prezența timpurie a defectului.

Din figura 5.2.3 se observă că variația relativă a anumitor frecvențe proprii este mai mare comparativ cu celelalte frecvențe proprii. Coroborând informația cu cea din tabelul 5.2.1, se poate trage concluzia că modurile cele mai afectate de defectul indus în cazul specific al plăcilor sudate investigate numeric sunt cele de torsiune, sau cele de încovoiere care au un punct de maxim în zona defectului (modurile 1, 3, 4, 8, 11 sau 15).

Un alt aspect interesant este că modul 15 în cazul structurii fără defect și-a schimbat numărul de ordine în cazul structurii cu defect 25%. Schimbarea numerelor de ordine a unor moduri, ale căror frecvențe proprii au o variație mai mare în raport cu altele atunci când defectul crește, a fost luat în considerare când s-au calculat indicii IFP (vezi tabelul 5.2.1 și 5.2.2 unde poziția anumitor moduri a fost corectată pentru a avea sens comparația indicilor IFP). Acest fapt, al modificării numărului de ordine al modurilor odată cu creșterea defectului, poate reprezenta un neajuns dacă se folosesc doar metode modale bazate pe frecvențe proprii sau funcții de răspuns în frecvență.

***Este recomandabil a se analiza și forma modurilor proprii pentru a înțelege consecințele pe care le produce defectul asupra structurii, asigurând astfel analizei date de intrare comparabile pentru cele două stări analizate.***



### 5.3 Metode statistice de prelucrare a semnalelor pentru detectarea defectelor

Ideea care a stat la baza abordării unor noi metode de detectare a defectelor folosind metode statistice de prelucrare a semnalelor rezidă în faptul că fenomenul urmărit nu are o apariție neapărat ciclică, această comportare putând fi mai bine identificată folosind o prelucrare în domeniul timp-frecvență. Astfel, Transformata Wavelet este o alegere indicată. Pe de altă parte, într-o lucrare de dată recentă [58] a fost folosită o metodă bazată pe Transformata Wavelet și Indici de Cost Financiar pentru identificarea defectelor la un angrenaj de roți dințate, indici de cost ICF care au la bază un algoritm bazat pe entropia Renyi.

Astfel, în prezentul subcapitol sunt investigate rezultatele obținute folosind 4 metode originale, bazate pe parametri statistici:

- Transformata Wavelet + Entropia Shannon;
- Transformata Wavelet + Entropia Renyi;
- Transformata Wavelet + Entropia Sharma-Mittal;
- Transformata Wavelet + Dispersia Temporală.

Cele 4 metode de detectare a defectelor enunțate anterior vor fi aplicate pe semnale achiziționate în locația A4, folosind modelul numeric al barei încastrate la un capăt prezentat în capitolul 5.1. Forța care excită bara la capătul liber este pseudo-aleatoare, având același nivel de energie pe toată banda de frecvență. Spectrul său de frecvențe este arătat în figura 5.3.1, iar Transformata Wavelet este arătată în figura 5.3.2. Intervalul de timp pentru care se calculează rezultatele este de (0 – 0.1)s.

Accelerația, măsurată de-a lungul normalei planului descris de bară și crăpătură, în punctul A4 aflat în vecinătatea crăpăturii, este prezentată în figurile 5.3.3–5.3.10, pentru diferite adâncimi ale crăpăturii. Accelerația este prezentată atât sub formă de spectru de frecvențe cât și sub formă de reprezentare timp-frecvență.

#### 5.3.1 Transformata Wavelet și Entropia Shannon

Un nou parametru pentru detectarea prezenței defectelor în structuri mecanice este propus: Indicele Entropia Shannon, abreviat IES, care se calculează folosind ca date de intrare răspunsul acestei structuri mecanice la o excitație exterioară. Algoritmul de calcul al IES este prezentat mai jos.

Semnalul achiziționat,  $x(t)$  (care este normalizat la 0dB dacă este semnal acustic, folosind ecuația 5.1), este transformat din domeniu timp, în domeniul timp-frecvență folosind Transformata Wavelet Discretă (TWD). S-a ales folosirea unei funcții mamă Morlet complexă, cu 16 oscilații până la atenuare. După aplicarea TWD (5.2), se obține o suprafață  $X(frecv, i)$ , unde  $i$  reprezintă timpul (0-0.1s în cazul de față).

Fiecare curbă corespunzătoare fiecărei linii de frecvență a TWD este împărțită la suma tuturor valorilor sale  $S_X(frecv)$  (5.3), cu scopul de a obține astfel curbe distribuție de probabilități  $P_X(frecv, i)$  (5.4). Având curbele distribuție de probabilități, are sens să folosim elemente ale mecanicii statistice, și anume Entropia Shannon. Aceasta măsoară nivelul echilibrului statistic (sau gradul de dezechilibru). Entropia Shannon va fi calculată cu ajutorul ecuației (5.5) pentru fiecare dintre curbele  $P_X(frecv, i)$ , obținând  $H^{Sh}_{frecv}$ ,  $frecv = 1..N_f$ , valori.

Indicele Entropie Shannon (IES) se va calcula apoi, folosind (5.6), ca o valoare medie a tuturor entropiilor Shannon calculate anterior.

Ecuatiile folosite pentru calculul Indicelui Entropie Shannon (IES) sunt următoarele:

$$x^N(t) = \text{normalizare}(x(t))_{0dB} , \quad (5.1)$$

$$X(frecv, i) = DWT(x^N(t)), \quad i = 0..0.1s, \quad frecv = 1..N_f , \quad (5.2)$$

$$S_X(frecv) = \sum_{i=0}^{0.1s} (X(frecv, i)), \quad frecv = 1..N_f , \quad (5.3)$$

$$P_X(frecv, i) = X(frecv, i) / S_X(frecv), \quad i = 1..0.1s, \quad frecv = 1..N_f , \quad (5.4)$$

$$H^{Sh}_{frecv} = - \sum_{i=0}^{0.1s} P_X(frecv, i) \ln(P_X(frecv, i)), \quad frecv = 1..N_f , \quad (5.5)$$

$$IES = \frac{1}{N_f} \sum_{frecv=1}^{N_f} H^{Sh}_{frecv} . \quad (5.6)$$

### 5.3.2 Transformata Wavelet și Entropia Renyi

Se propune un nou indice, Indicele Entropia Renyi (IER), pentru detectarea prezenței defectului în structuri mecanice. Acesta se calculează la fel ca IES, cu deosebirea că în locul ecuației (5.5) se va utiliza următoarea ecuație:

$$H^{Re}_{frecv} = \frac{1}{1-q} \ln \left( \sum_{i=0}^{0.1s} (P_X(frecv, i))^q \right), \quad frecv = 1..N_f , \quad (5.7)$$

unde  $q$  reprezintă ordinul entropiei Renyi.

### 5.3.3 Transformata Wavelet și Entropia Sharma-Mittal

Un alt indice propus pentru detectarea prezenței de defecte în structuri mecanice este Indicele Entropie Sharma-Mittal (IESM). Acesta se determină cu aceleași ecuații ca în cazul indicelui IES, cu deosebirea că în locul ecuației (5.5) se va utiliza următoarea ecuație:

$$H_{frecv}^{SM} = \frac{1}{1-r} \left[ \left( \sum_{i=0}^{0.1s} (P_X(frecv, i))^q \right)^{\frac{1-r}{1-q}} - 1 \right], \quad frecv = 1..N_f. \quad (5.8)$$

### 5.3.4 Transformata Wavelet și Dispersia temporală

Un alt indice care este introdus pentru detectarea prezenței defectului este Indicele Dispersie Temporală (IDT), care se obține din Transformata Wavelet Discretă  $X(frecv, j)$  (5.9) a semnalului vibratoriu (care trebuie normalizat la 0dB dacă este semnal acustic). În primă fază se calculează dispersia  $Dispersia_X(timp)$  (5.11) la fiecare moment de timp, pentru curba corespunzătoare din TWD.  $M_f(timp)$  reprezintă valoarea medie a fiecărei dintre curbele temporale ale TWD și este calculată cu ecuația (5.10). După ce s-a obținut curba de dispersie temporală, se poate calcula valoarea sa medie.

Această valoare medie definește Indicele Dispersie Temporală, care poate fi considerat un indicator al prezenței defectelor în bara analizată. IDT se calculează cu ecuația (5.12).

$$X(frecv, timp) = DWT(x^N(t)), \quad timp = 0..0.1s, \quad frecv = 1..10000Hz, \quad (5.9)$$

$$M_f(timp) = \frac{1}{N_f} \sum_{frecv=0}^{N_f} (X(frecv, timp)), \quad timp = 1..0,1s, \quad (5.10)$$

$$Dispersia_X(timp) = \frac{1}{N_f} \sum_{frecv=1}^{N_f} [X(frecv, timp) - M_f(timp)]^2, \quad timp = 1..0.1s, \quad (5.11)$$

$$IDT = \frac{1}{0.1} \sum_{timp=0}^{0.1s} Dispersia_X(timp). \quad (5.12)$$

### 5.3.5 Rezultate obținute

În continuare se vor prezenta principalele rezultate obținute (figurile 5.3.3 – 5.3.10), pentru cazul barei fără defect și pentru încă trei cazuri ale barei având diferite niveluri de defect:

- bara cu defect 17%;
- bara cu defect 33%;
- bara cu defect 50%.

Semnalul achiziționat în locația A4 reprezintă accelerația măsurată în punctul respectiv. Pentru a obține funcția de răspuns în frecvență, aceasta este împărțită la funcția de forță (semnal de intrare).

Spectrul de frecvențe al funcției de răspuns în frecvență cât și transformata wavelet a acestuia sunt prezentate cu scopul de a observa variația frecvențelor proprii cu defectul, cât și apariția unor presupuse ciocniri între fețele crăpăturii odată cu creșterea defectului. Vizual, acest ultim aspect este foarte vizibil pentru cazul barei cu defect 50%.

În finalul subcapitolului sunt prezentate rezultatele comparative folosind cei patru indici definiți anterior: IES, IER, IESM și IDT.

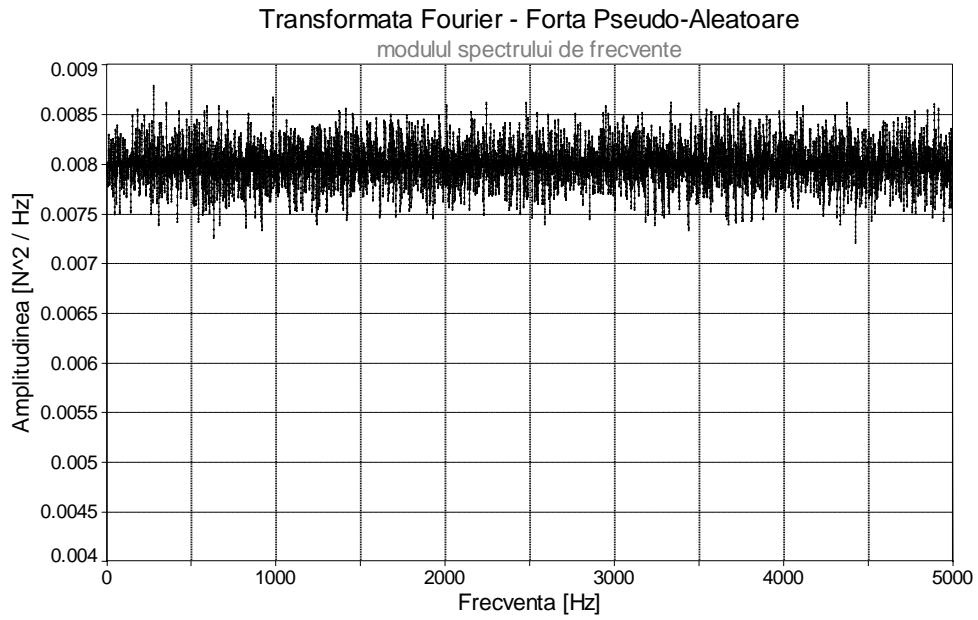


Figura 5.3.1 Spectrul de frecvențe al forței excitatoare

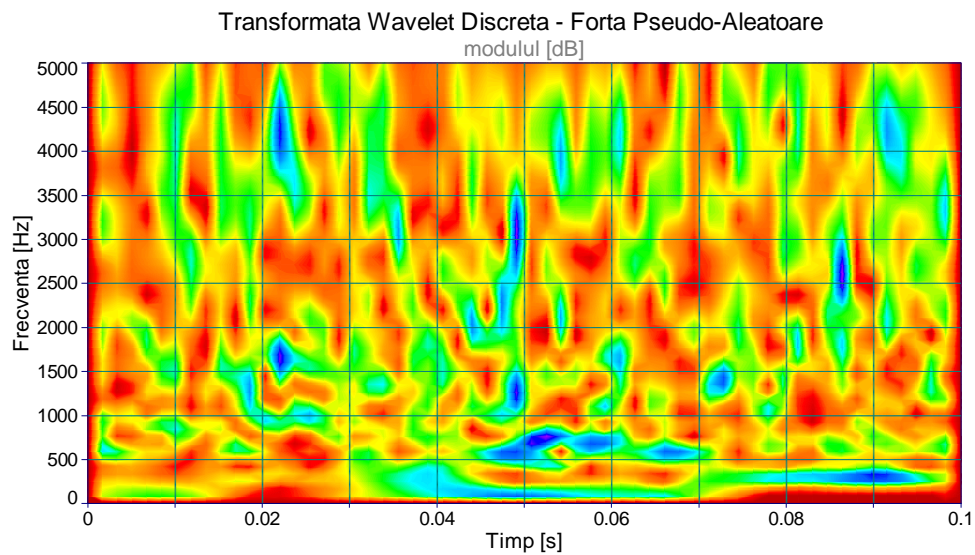


Figura 5.3.2 Modulul TWD al forței excitatoare

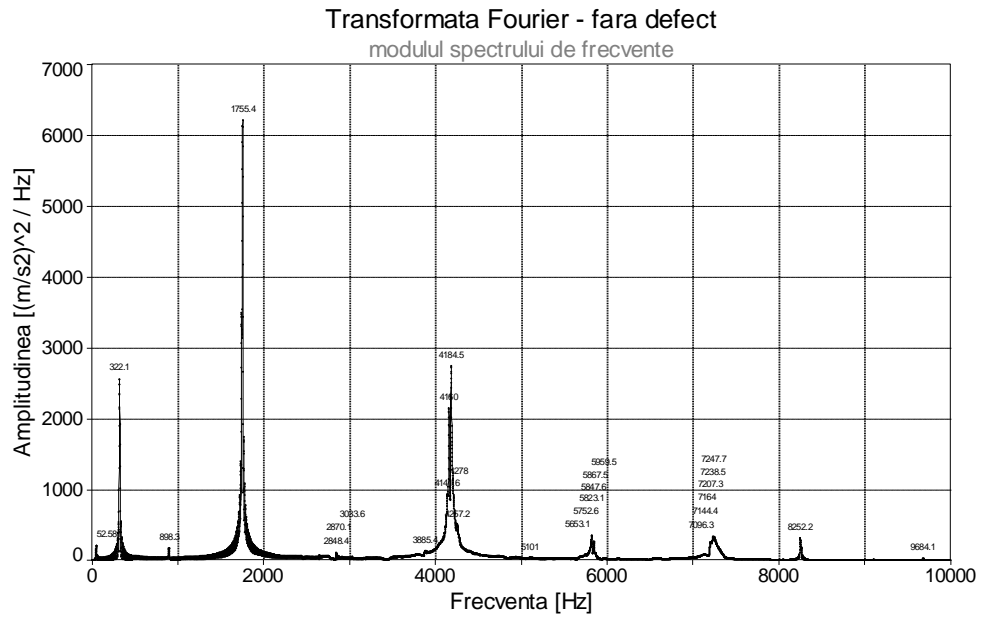


Figura 5.3.3 Modulul spectrului de frecvență al accelerației în punctul A4 – cazul fără defect

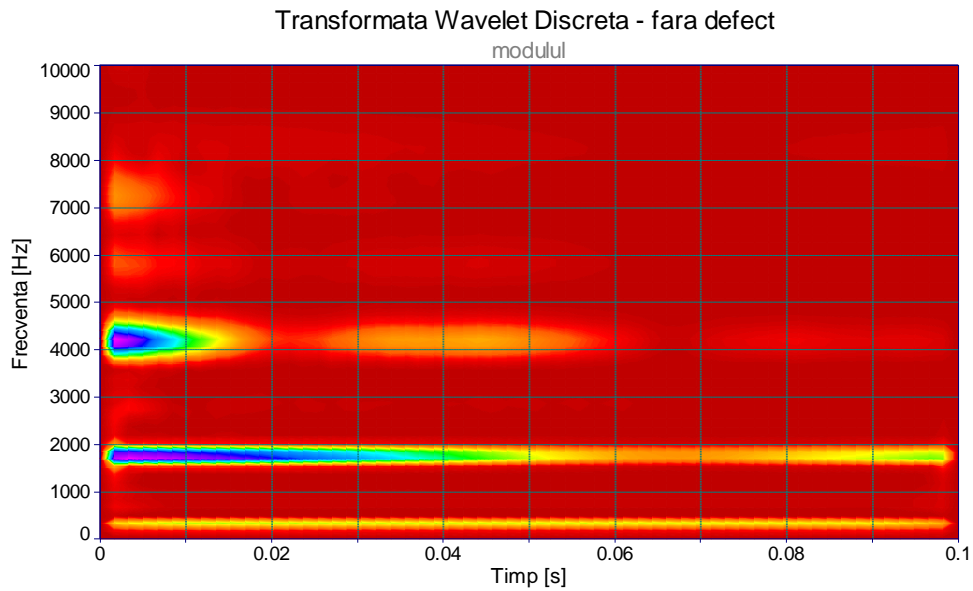


Figura 5.3.4 Modulul TWD al accelerației în punctul A4

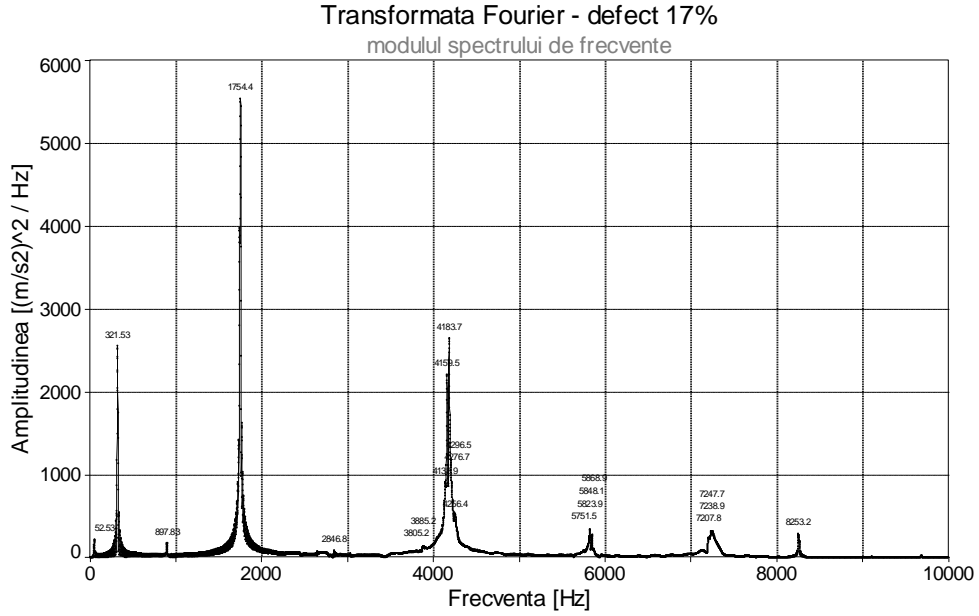


Figura 5.3.5 Modulul spectrului de frecvență al accelerației în punctul A4 – cazul cu defect 17%

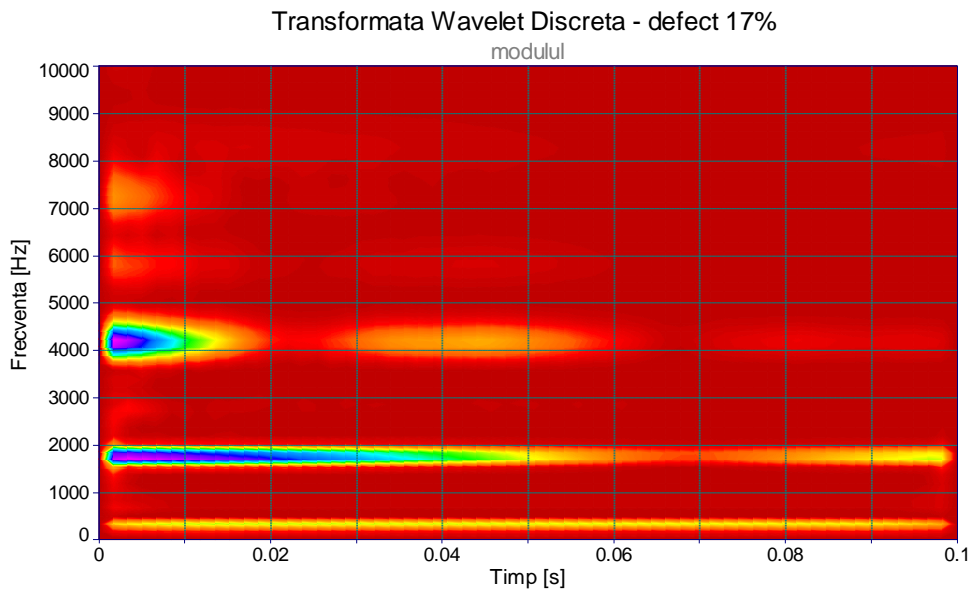


Figura 5.3.6 Modulul TWD al accelerației în punctul A4 – cazul cu defect 17%

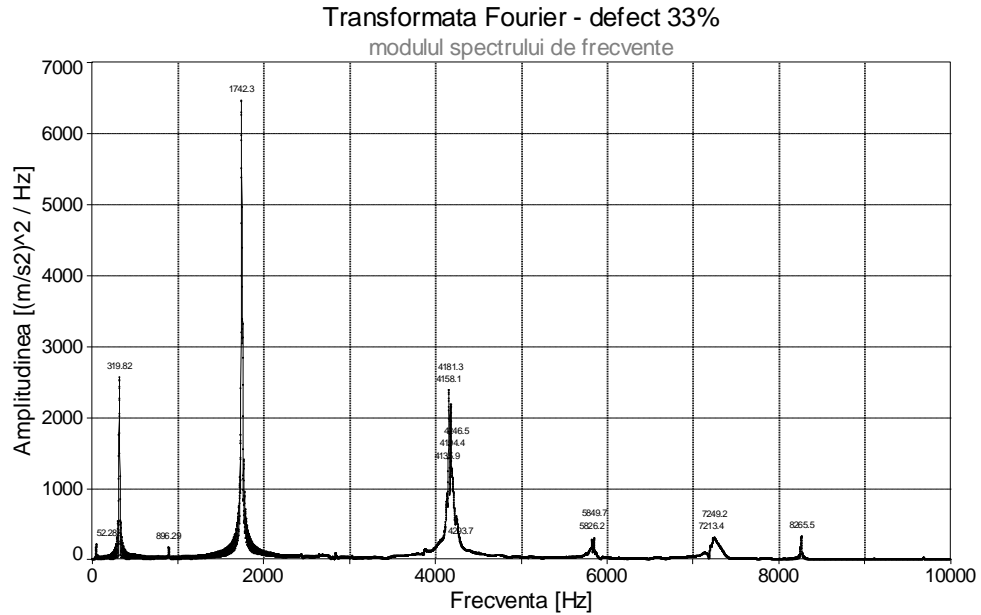


Figura 5.3.7 Modulul spectrului de frecvență al accelerației în punctul A4 – cazul cu defect 33%

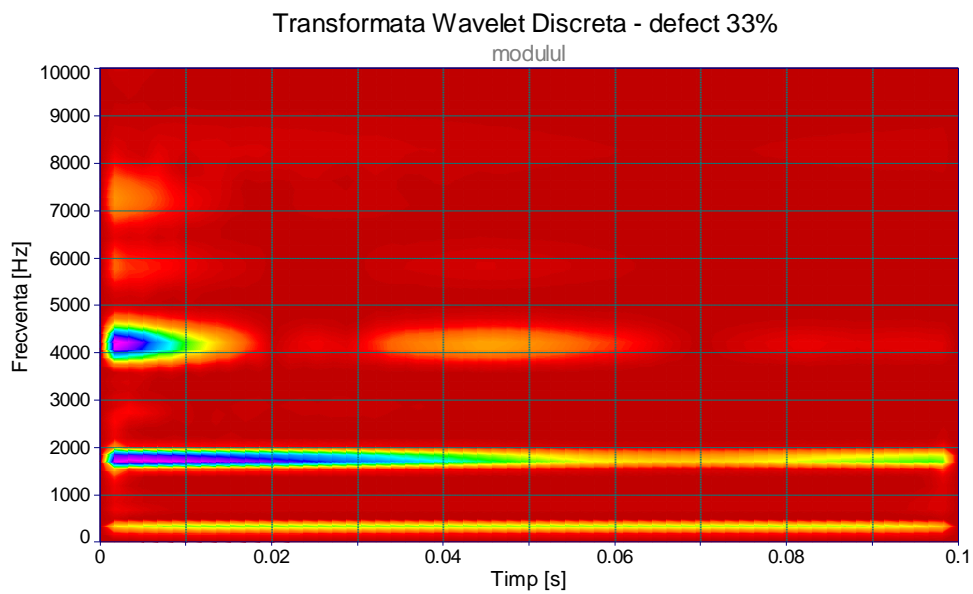


Figura 5.3.8 Modulul TWD al accelerației în punctul A4 – cazul cu defect 33%



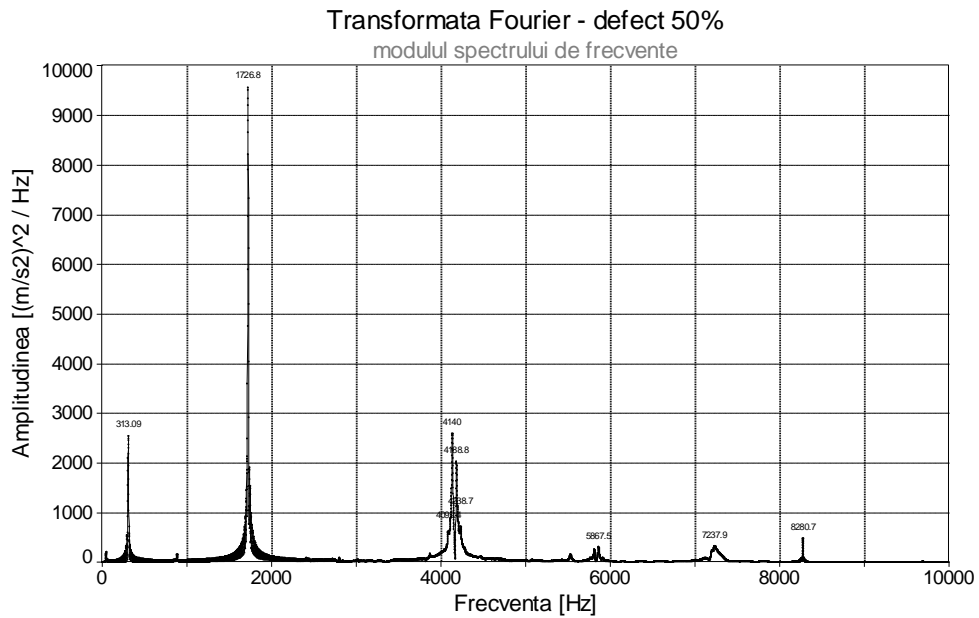


Figura 5.3.9 Modulul spectrului de frecvență al accelerației în punctul A4 – cazul cu defect 50%

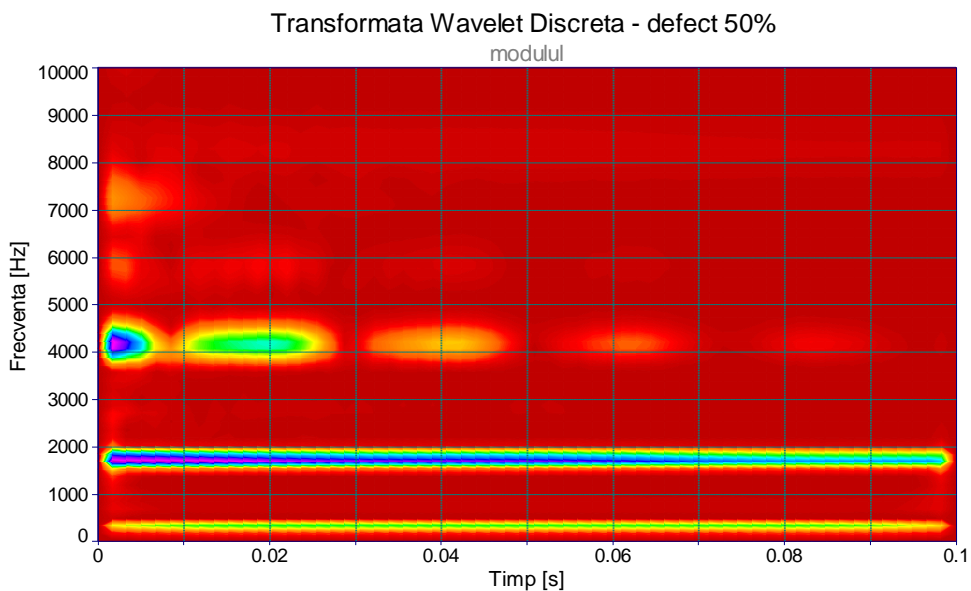


Figura 5.3.10 Modulul TWD al accelerației în punctul A4 – cazul cu defect 50%

Principalele rezultate obținute pentru cazul barei încastrate la un capăt și excitată cu o forță pseudo-aleatoare, folosind metode statistice de prelucrare a semnalelor pentru detectarea defectelor sunt prezentate în tabelul 5.3.1.

Tabel 5.3.1 Rezultate bară încastrată

Tip Defect	Indice IES		Indice IER		Indice IESM		Indice IDT	
	Valoarea [-]	Variația [%]	Valoarea [-]	Variația [%]	Valoarea [-]	Variația [%]	Valoarea [-]	Variația [%]
<b>0%</b>	3.2366		3.7848		40.23328		2.46E+07	
<b>17%</b>	3.2469	0.32	3.8149	0.79	43.67264	<b>8.55</b>	2.52E+07	2.44
<b>33%</b>	3.2659	0.91	3.8953	2.92	47.26748	<b>17.48</b>	2.69E+07	9.38
<b>50%</b>	3.3569	3.72	4.1760	10.33	62.46678	<b>55.26</b>	4.16E+07	<b>69.3</b>

### 5.3.6 Discuții și concluzii preliminare

În tabelul 5.3.1 se poate observa că la valori mici ale defectului (<20%) indicele IESM conferă o sensibilitate mai bună comparativ cu indicii IES, IER sau IDT.

La valori mai mari ale defectului (50%) se remarcă sensibilitatea mult mai bună a indicilor IDT și IESM. Explicația pentru acest fapt este că spectrul de frecvențe se împrăștie, pe de altă parte anumite frecvențe apar în mod repetitiv la anumite momente în timp. Acest lucru se poate observa în figura 5.3.10 pentru banda de frecvență între 4000 și 5000 Hz și se poate pune pe seama ciocnirii fețelor crăpăturii atunci când acestea intră în contact.

Pentru o mai bună înțelegere a potențialului indicilor propuși pentru detectarea de defecte, în figura 5.3.11 se prezintă sub formă grafică rezultatele obținute în urma investigațiilor numerice pe bara încastrată.

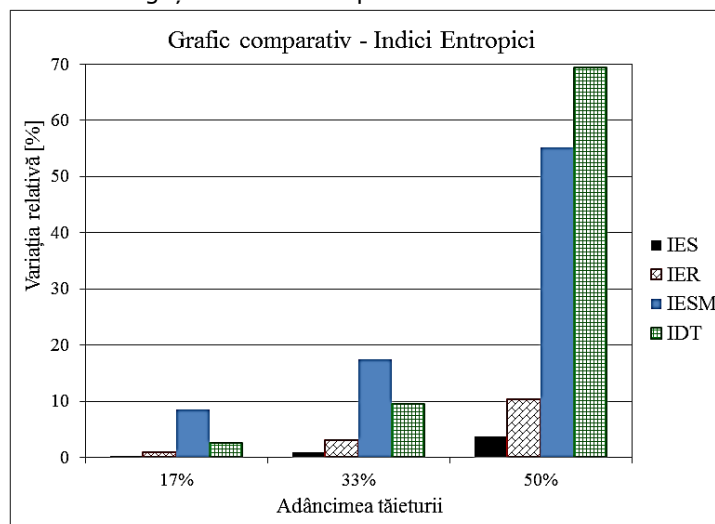


Figura 5.3.11 Grafic comparativ – cazul barei încastrate la un capăt

## 6 DETECTAREA DE DEFECTE - INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE

Pentru validarea indicilor entropici propuși în capitolul 5, s-a optat pentru alegerea unor structuri mecanice sudate, formată din două plăci sudate pe lățime sau pe lungime, cât și pe alegerea unor tipuri de defecte care sunt des întâlnite la mașinile rotative și inducerea acestora pe un stand experimental special conceput pentru studiul vibrațiilor mecanice.

S-a optat pentru următoarele două tipuri de experimente:

- Investigarea experimentală a unui ansamblu de plăci sudate folosind două tipuri de specimene:
  - Ansamblu de plăci metalice din oțel inoxidabil sudate pe lățime;
  - Ansamblu de plăci metalice din OL37 sudate pe lungime.
- Investigarea experimentală a mai multor tipuri de defecte induse pe un echipament rotativ pentru studiul vibrațiilor:
  - Excentricitate statică indusă la unul dintre discurile standului;
  - Excentricitate de cuplu indusă la unul dintre discurile standului;
  - Simularea ruperii capului unui șurub de fixare a motorului electric care acționează echipamentul;
  - Abaterea de la planeitate a ansamblului rolei conducătoare și rolei conduse care antrenează cureaua de transmisie;
  - Simularea modificării stării de integritate structurală a curelei;
  - Slăbirea fixării lagărului mai apropiat de motorul electric;
  - Slăbirea fixării lagărului stânga a arborelui antrenat de cureaua de transmisie.

În continuare se vor prezenta cele două standuri experimentale utilizate pentru fiecare dintre cele două tipuri de experimente enunțate anterior, apoi se vor descrie pe rând fiecare defect indus experimental, și se vor prezenta rezultatele cu privire la sensibilitatea indicilor entropici la detectarea prezenței respectivelor defecte. La final se vor discuta rezultatele obținute.

### 6.1 Stand experimental pentru investigarea structurilor mecanice

Standul experimental (figura 6.1.1) propus pentru investigarea vibratorie a structurilor mecanice sudate se compune din structura mecanică sudată 1, care este suspendată de cadrul metalic 3 cu ajutorul unor legături elastice 4. Structura analizată este excitată cu ajutorul unui ciocan modal cu vârf tare (care poate excita și frecvențele înalte ale structurii). Semnalul vibro-acustic este înregistrat cu ajutorul unui microfon supercardioid 5. Acesta are avantajul că are sensibilitate mărită pentru undele acustice care vin din fața microfonului, și o sensibilitate atenuată pentru undele acustice care vin din lateral. Semnalul este mai apoi achiziționat printr-un port USB de către programul de achiziții Cakewalk (figura 6.1.2) instalat pe calculatorul portabil 6.

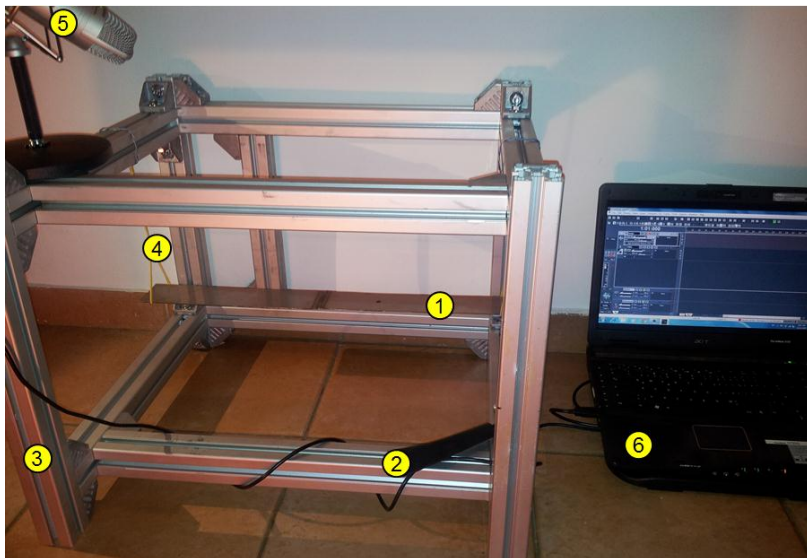


Figura 6.1.1 Stand experimental pentru investigarea structurilor mecanice sudate

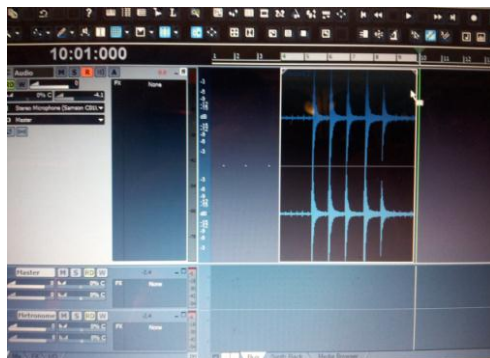


Figura 6.1.2 Interfața programului de achiziții Cakewalk

## 6.2 Stand experimental pentru studiul vibrațiilor

Standul experimental folosit pentru detectarea prezenței defectelor induse, este prezentat în figura 6.2.1, și este compus din:

1. placă de metal pe care sunt fixate: motorul electric care acționează echipamentul rotativ, arborele conducător și arborele condus;
2. perne de aer care decuplează echipamentul rotativ de masa de fier pe care acesta este amplasat;
3. cadru din oțel pe care este sudată o placă metalică de 80 [mm] grosime. Greutatea totală a mesei metalice este de 400 [kg];
4. senzor pentru măsurarea turației;
5. arborele conducător, care este fixat de placa metalică 1;
6. arborele condus, antrenat prin intermediul transmisiei prin curea 7;
7. transmisie prin curea;
8. variator de turație electronic (Fig.6.2.3);
9. motor electric;
10. unitate de achiziție și condiționare a semnalelor (Fig.6.2.2);
11. calculator personal;
12. monitor pe care se poate urmări achiziția de date cu ajutorul programului VibroLab (Fig.6.2.4).

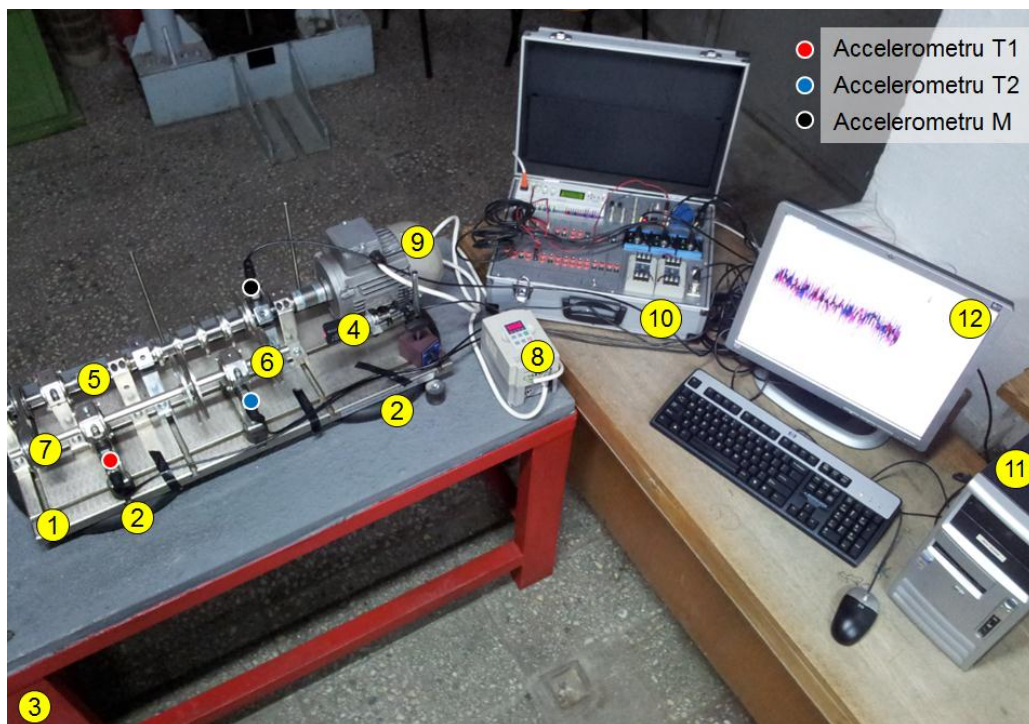


Figura 6.2.1 Stand experimental pentru studiul vibrațiilor

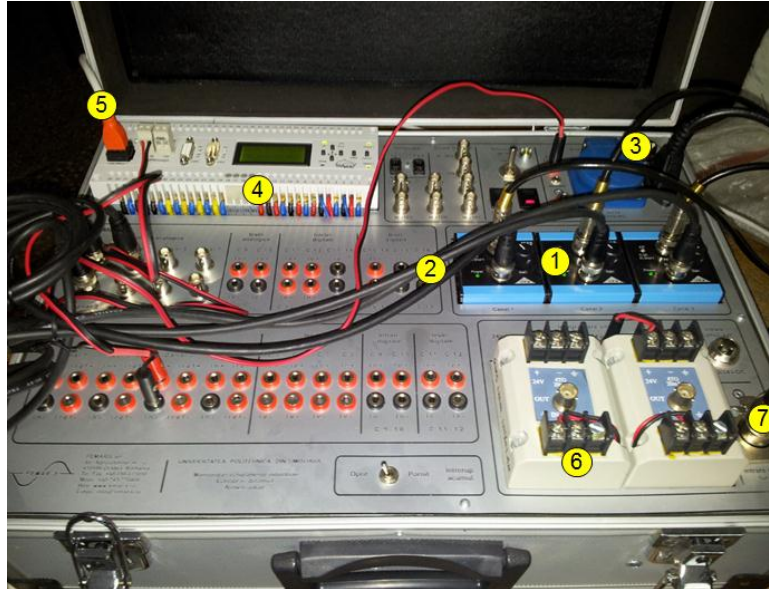


Figura 6.2.2 Modul de achiziție și condiționare a semnalelor

Modulul de achiziție și condiționarea a semnalelor celor 3 accelerometre și a senzorului de turație este o unitate separată, care poate funcționa independent, chiar și fără o sursă permanentă de curent 3. Acesta este prevăzut cu acumulatori proprii 6, dar are și o baterie de acumulatori separată, care poate fi cuplată prin intermediul mufei 7.

Semnalul care este achiziționat de către accelerometrele T1, T2 și M este recepționat prin intermediul cablurilor 2 de către intrările 1. Cu ajutorul convertorului 4, acestea sunt digitizate și transmise prin intermediul portului TCP/IP către calculatorul pe care rulează programul de achiziții VibroLab.



Figura 6.2.3 Variator de turație

Turația arborelui condus poate fi urmărită cu ajutorul senzorului de turație, și poate fi ajustată cu ajutorul variatorului de turație electronic prezentat în figura 6.2.3.



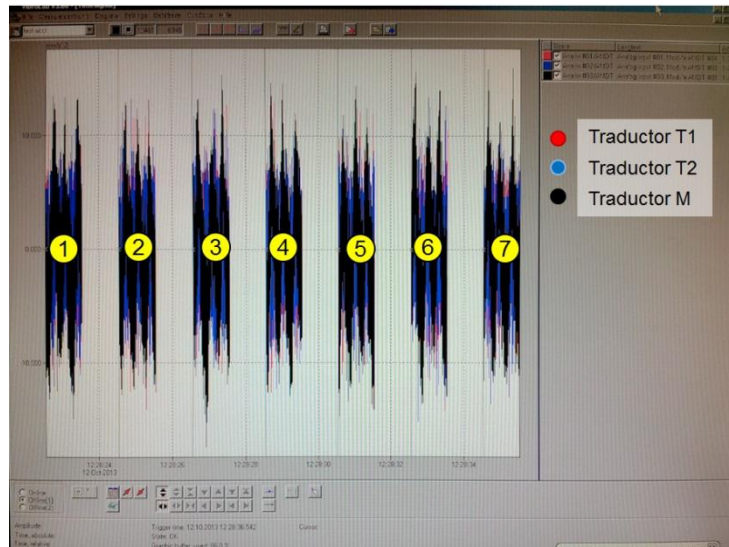


Figura 6.2.4 Interfața programului VibroLab de achiziție a datelor

În Fig.6.2.4 este prezentată interfața creată pentru achiziția accelerațiilor măsurate cu ajutorul celor 3 accelerometre, poziționate conform descrierii din figura 6.2.1 astfel: Traductorul T1 pe lagărul din stânga al rotorului antrenat cu ajutorul transmisiei prin curea, Traductorul T2 pe lagărul din dreapta al aceluiasi rotor, iar traductorul M poziționat pe lagărul imediat vecin cuplajului elastic dintre motorul electric care antrenează transmisia și primul rotor.

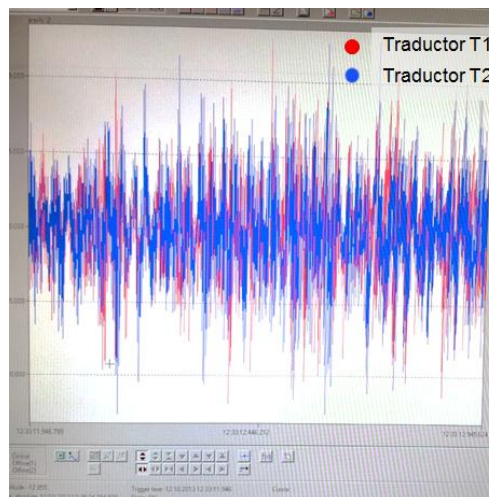


Figura 6.2.5 Exemplu de semnale achiziționate de către traductorii T1 și T2

Prin această interfață, sistemul de achiziție a fost programat să înregistreze, cu o frecvență de achiziție de 4kHz, mai multe blocuri succesive de date, (în figura

6.2.4 sunt numerotate cu cifre de la 1 la 7). Pentru a recunoaște mai ușor reprezentarea grafică a semnalelor achiziționate, se adoptă următorul cod de culori:

- culoarea **roșie** reprezintă semnalul achiziționat de traductorul T1,
- culoarea **albastră** reprezintă semnalul achiziționat de traductorul T2,
- culoarea **neagră** este reprezentat semnalul achiziționat de traductorul M.

În figura 6.2.5 este prezentat spre exemplificare un bloc dintr-un semnal achiziționat de traductorii T1 și T2.

Pentru o mai bună descriere a standului experimental pentru studiul vibrațiilor, în figura 6.2.6 este prezentată o fotografie cu vederea de sus asupra lui. Numerotarea părților sale componente corespunde descrierii figurii 6.2.1.

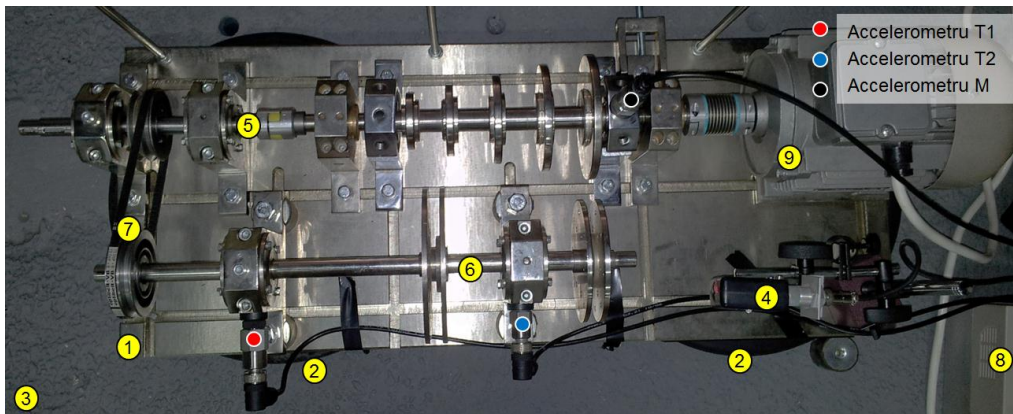


Figura 6.2.6 Stand experimental pentru studiul vibrațiilor – vedere de sus

În continuare, se vor induce pe standul experimental pentru studiul vibrațiilor un număr de 7 defecte. Semnalele achiziționate cu ajutorul sistemului de achiziții, în stare intactă a standului experimental cât și în stare cu defect, sunt evaluate cu ajutorul indicilor entropici, folosind ca și curbă de probabilitate, curba probabilității histogramei semnalului brut achiziționat.

Pentru fiecare caz în parte și pentru fiecare semnal achiziționat de cei 3 traductori, se va prezenta un grafic comparativ al celor 3 indici propuși în capitolul 5, calculați cu ajutorul programului din **ANEXA – 3**.



### 6.3 Ansamblu de plăci din oțel inoxidabil sudate transversal

Pentru a valida indicii entropici propuși în teză, s-a optat pentru investigarea experimentală a unui ansamblu format din două plăci metalice 1, care sunt sudate pe lățime (indicat cu săgeți). Plăcile metalice sunt confecționate din oțel inoxidabil. Ansamblul este suspendat de cadrul metalic 3 cu ajutorul legăturilor elastice 4. Excitația este introdusă cu ajutorul ciocanului modal 2. Semnalul este înregistrat cu ajutorul microfonului supercardioid 5 de către programul de achiziție Cakewalk instalat pe calculatorul 6.

Defectul structural este indus prin întreruperea continuității cordonului de sudură prin tăierea acestuia, pe lungime, cu ajutorul unui ferăstrău cu lamă subțire. În practică, acest tip de defect este des întâlnit și este asociat cu fenomenul de oboseală al structurilor mecanice sudate care sunt supuse unui regim vibratoriu constant sau care sunt supuse unor condiții de mediu coroziv.

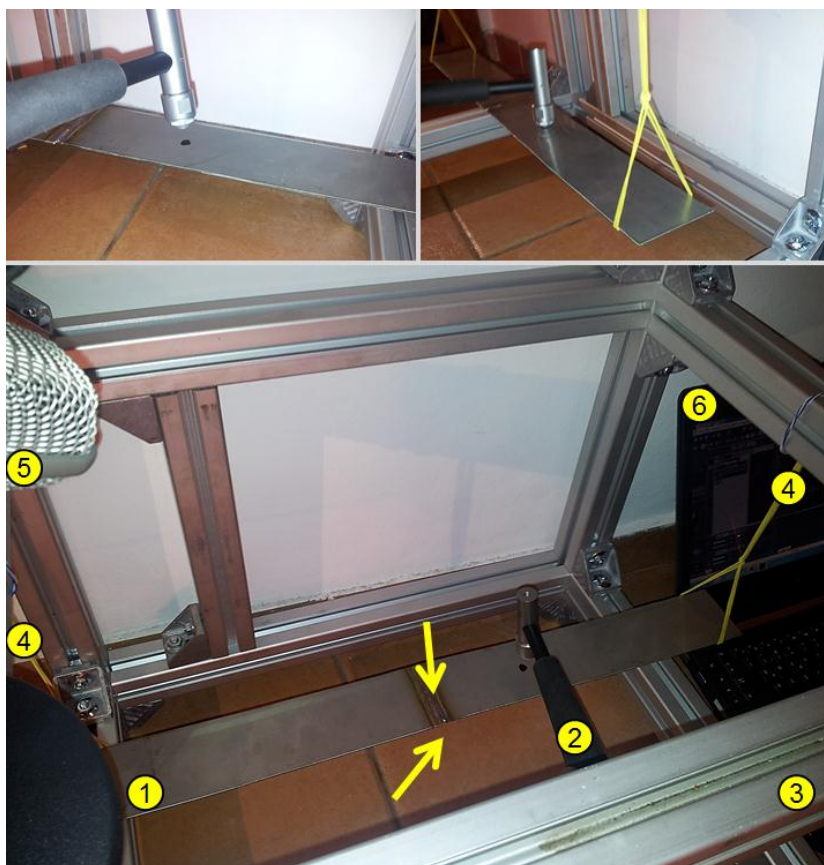


Figura 6.3.1 Ansamblu de metalice sudate transversal

Cordonul de sudură se poate deteriora și în momentul în care se execută sudura, datorită nerespectării de către operator a specificațiilor tehnice specifice, cum ar fi: curățirea/degresarea suprafețelor care vor fi sudate, nepăstrarea unei distanțe optime între electrod și componentele de sudat, generarea de incluziuni în cordonul de sudură, etc.).

În continuare se va investiga experimental ansamblul sudat descris anterior, în trei stări ale sale: una presupusă fără defect și considerată intactă, a doua cu defect 16% și a treia stare cu defect 25%. Defectul este indus artificial prin secționarea (întreruperea) cordonului de sudură folosind un ferăstrău cu lamă subțire. Rezultatele obținute în urma investigațiilor experimentale sunt prezentate în subcapitolul următor.

### 6.3.1 Rezultate obținute

Compararea rezultatelor obținute pentru IES se raportat la alți doi indici modali care au fost investigați anterior [125]. ISP este un indice bazat pe un algoritm de determinare a parametrilor modali cu ajutorul seriilor Prony. Acest algoritm, care a fost folosit recent pentru determinarea parametrilor modali ai unei platforme marine de către Hu [126], poate folosi chiar și un semnal cu nivel de zgomot ridicat [127].

Se efectuează achiziționarea a trei semnale, corespunzătoare a trei seturi de măsurători. Fiecare dintre cele trei semnale este normalizat la 0dB, astfel încât fiecare dintre ele să aibă aceeași intensitate acustică și să poată fi comparabile. După normalizare, se calculează transformata wavelet a fiecăruia dintre ele, folosind un wavelet Morlet cu 16 perioade de oscilație până la atenuare.

Următorul pas este medierea celor 3 suprafețe compuse din coeficienții wavelet corespunzători celor 3 semnale. În felul acesta se poate presupune că efectul erorilor datorate măsurătorii, erori care ar putea afecta calitatea rezultatelor, sunt minimize.

În continuare, aplicând formulele pentru calculul indicelui Entropia Shannon (ecuațiile 5.3-5.6), calculând apoi variația relativă, se determină valorile prezentate în figura 6.3.2. Aceste valori sunt comparate cu alți doi indici IFP și ISP. Reamintesc că indicele IFP (Indicele Frecvență proprie) reprezintă valoarea medie a variației relative a frecvențelor proprii ale ansamblului calculat în capitolul 5, iar indicele ISP (Indicele Serie Prony) reprezintă media variației relative a frecvențelor proprii determinate calculate pe baza unui algoritm bazat pe dezvoltarea în serii Prony. Acest algoritm poate fi folosit pentru determinarea parametrilor modali ai unei structuri folosind semnale înregistrate experimental, fără a fi necesară o analiză modală.

Diferența dintre indicii IFP și ISP o reprezintă modul în care sunt determinate frecvențele proprii:

- pentru calculul IFP frecvențele proprii se determină folosind rezultatele analize modale numerice;
- pentru calculul ISP frecvențele proprii se determină folosind rezultatele testării experimentale modale – fără a mai efectua o

### 6.3 – Ansamblu de plăci din oțel inoxidabil sudate transversal 111

analiză modală numerică pentru a identifica perechile de moduri proprii corespunzătoare fiecărei perechi de frecvențe corespunzătoare celor două stări, cu defect și fără defect).

Acești doi indici au fost introduși de autor pentru a avea o referință pentru compararea noilor indici entropici propuși prin intermediul prezentei teze.

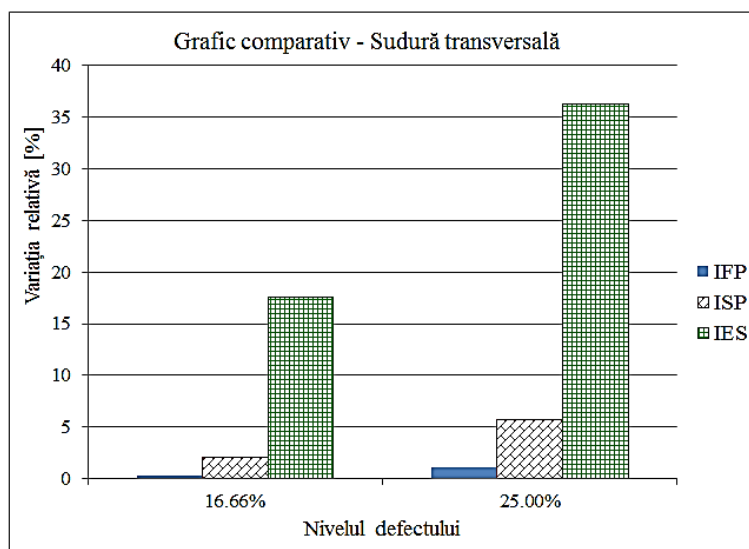


Figura 6.3.2 Grafic comparativ – indicele IES versus indicii ISP și IFP [125]

## 6.4 Ansamblu de plăci din OL37 sudate longitudinal

Un alt ansamblu format din două plăci metalice 1 sudate longitudinal, a fost ales pentru a valida sensibilitatea indicilor entropici definiți în prezenta teză la detectarea de defecte.

Structura sudată este formată din două plăci 1 din OL37 sudate longitudinal. Cordonul de sudură a fost deteriorat prin secționarea longitudinală a acestuia (indicat în figura 6.4.1 prin săgeți), în zona interioară a ansamblului. Acest tip de defect, împreună cu modul în care au fost sudate plăcile și cu proprietățile de material, reprezintă caracteristici diferite ale specimenului testat comparativ cu cel testat în capitolul 6.3. Ansamblul este suspendat cu ajutorul legăturilor elastice 4 de cadrul metalic 3. Excitația este produsă cu ajutorul ciocanului modal 2. Semnalul acustic este înregistrat cu ajutorul microfonului supercardioid 5 de către programul Cakewalk instalat pe calculatorul 6.

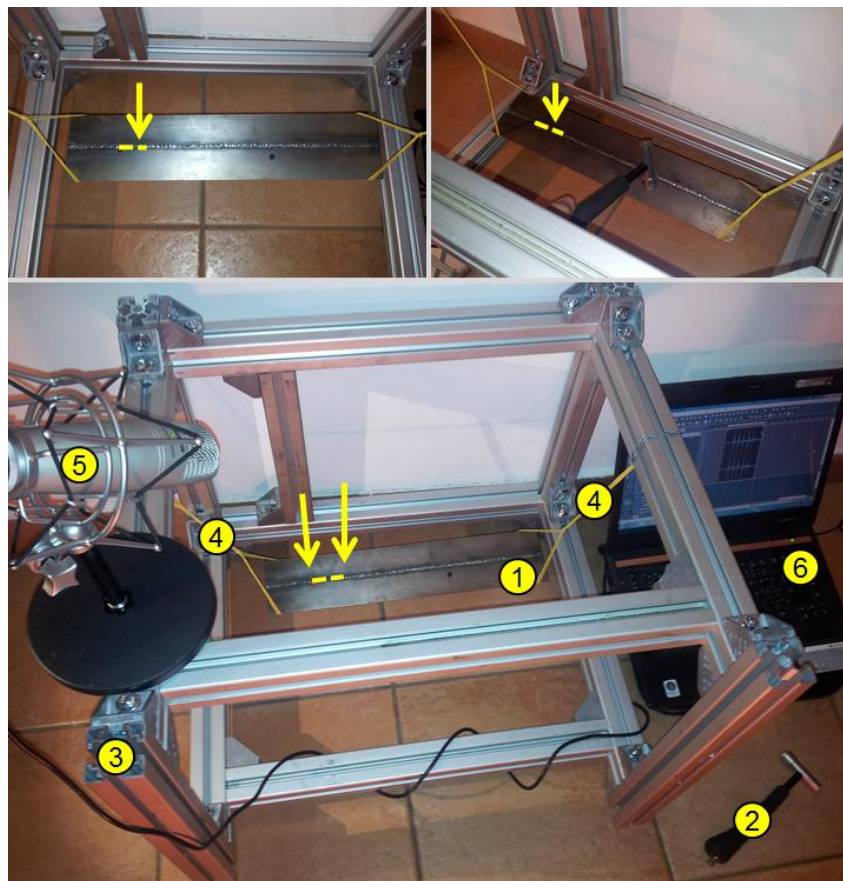


Figura 6.4.1 Ansamblu de plăci sudate longitudinal

Investigațiile experimentale s-au efectuat în două stări ale ansamblului sudat: stare fără defect, și stare cu defect. Principalele rezultate obținute pe baza semnalelor acustice achiziționate în urma testelor experimentale sunt prezentate în continuare.

### 6.4.1 Rezultate obținute

Compararea rezultatelor obținute pentru IES se raportează la alți doi indici modali care au fost investigați într-un studiu anterior [125]. ISP este un indice bazat pe un algoritm de determinare a parametrilor modali cu ajutorul seriilor Prony. Acest algoritm, care a fost folosit recent pentru determinarea parametrilor modali ai unei platforme marine de către Hu [126], poate folosi chiar și un semnal acustic cu un nivel al zgomotului ridicat [127].

Se efectuează achiziționarea a trei semnale, corespunzătoare a trei seturi de măsurători. Fiecare dintre cele trei semnale este normalizat la 0dB, astfel încât fiecare dintre ele să aibă aceeași intensitate acustică și să poată fi comparabile. După normalizare, se calculează transformata wavelet a fiecăruia dintre ele, folosind un wavelet Morlet cu 16 perioade de oscilație până la atenuare. Următorul pas este medierea celor 3 suprafețe compuse din coeficienții wavelet corespunzători celor 3 semnale. În felul acesta se poate presupune că efectul erorilor datorate măsurătorii, erori care ar putea afecta calitatea rezultatelor, sunt minimizate. Valoarea mediată a coeficienților wavelet, pentru starea intactă respectiv starea cu defect, sunt prezentate în figurile 6.4.2 și 6.4.3.

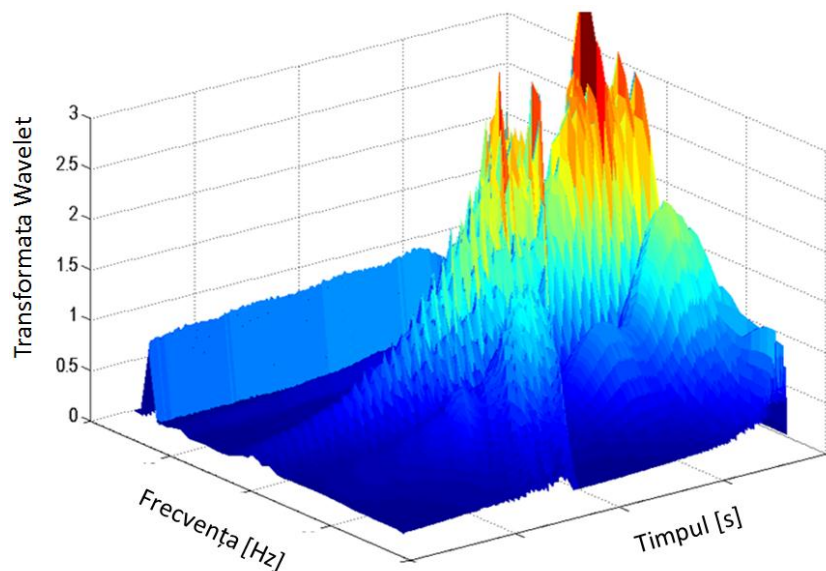


Figura 6.4.2 Transformata Wavelet a semnalului acustic normalizat la 0dB (medie a 3 măsurători succesive)

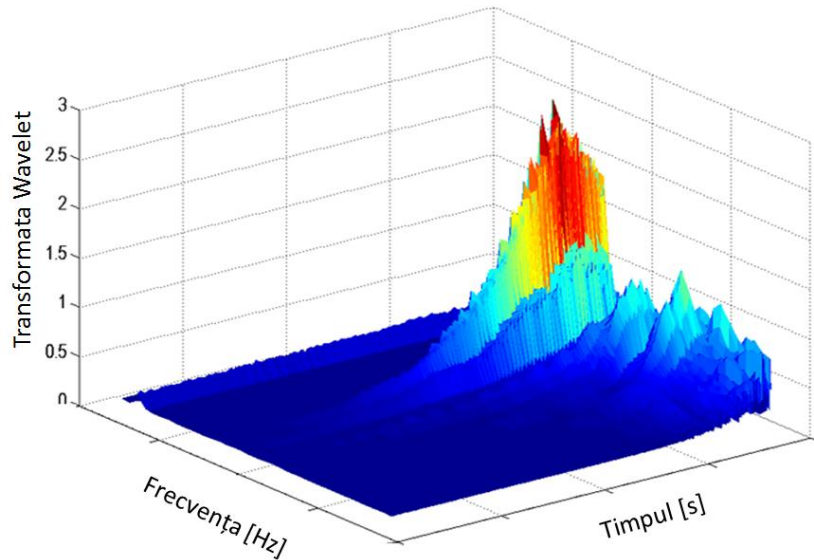


Figura 6.4.3 Transformata Wavelet a semnalului acustic normalizat la 0dB (medie a 3 măsurători succesive)

În continuare, aplicând ecuațiile 5.3-5.6 pentru calculul IES (Indicelui Entropia Shannon) se determină valorile prezentate în figura 6.4.4. Aceste valori sunt comparate cu alți doi indici IFP și ISP.

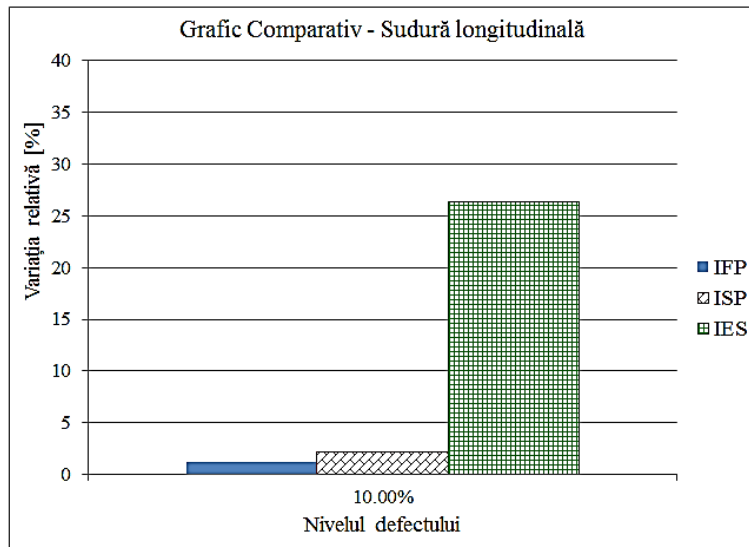


Figura 6.4.4 Grafic comparativ – indicele IES versus indicii ISP și IFP [125]



## 6.5 Excentricitate statică la echipamente rotative

Deoarece de multe ori în practică se întâmplă ca rotorii, indiferent de funcția pe care aceștia o îndeplinesc, să se deterioreze structural sau să nu fie montați conform cu instrucțiunile producătorului, s-a imaginat acest tip de defect: excentricitate statică. Aceasta presupune că discul se rotește în continuare într-un plan perpendicular pe axa sa de rotație, dar datorită detașării unei bucăți de material, acesta se rotește excentric.

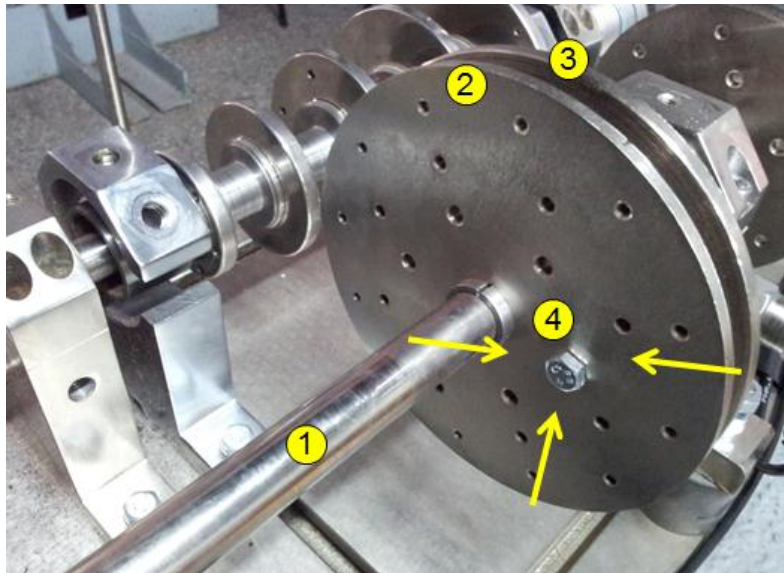


Figura 6.5.1 Defect excentricitate statică – detaliu

Pentru a induce acest tip de defect s-a optat pentru adăugarea unui șurub 4 cu masa de 5 grame pe discul 2 al rotorului condus, fixat pe arborele condus 1.

### 6.5.1 Rezultate obținute

Rezultatele finale obținute în urma prelucrării măsurătorilor pentru 3 regimuri de turații a echipamentului rotativ, respectiv pentru stare nealterată de defect și stare cu defect, sunt prezentate schematic în figurile 6.5.2, 6.5.3 și 6.5.4.

Rezultatele intermediare obținute, adică curbele de probabilități în stare neafectată și stare neafectată de defect, cât și valorile efective ale indicilor entropici obținuți pentru cele 3 regimuri de turații, respectiv stare intactă și stare alterată, sunt prezentate în figurile și tabelele conținute în **Anexa 4**.

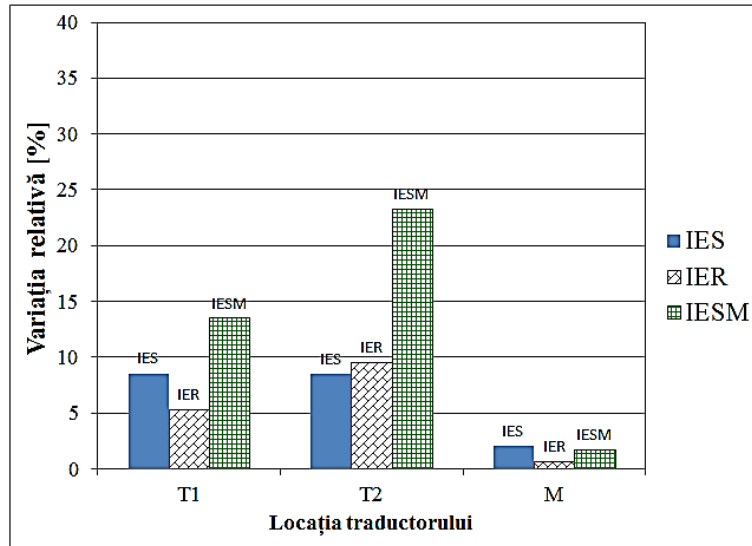


Figura 6.5.2 Indicii entropici pentru turația de 1200 rot/min – excentricitate statică

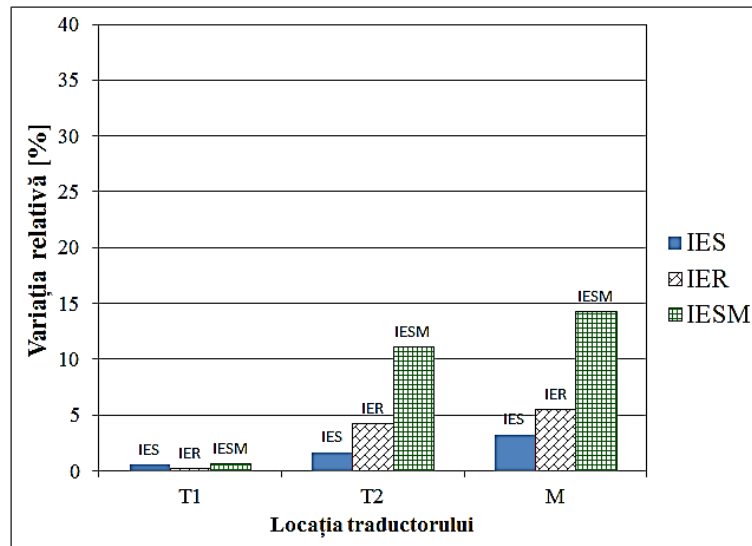


Figura 6.5.3 Indicii entropici pentru turația de 1500 rot/min – excentricitate statică



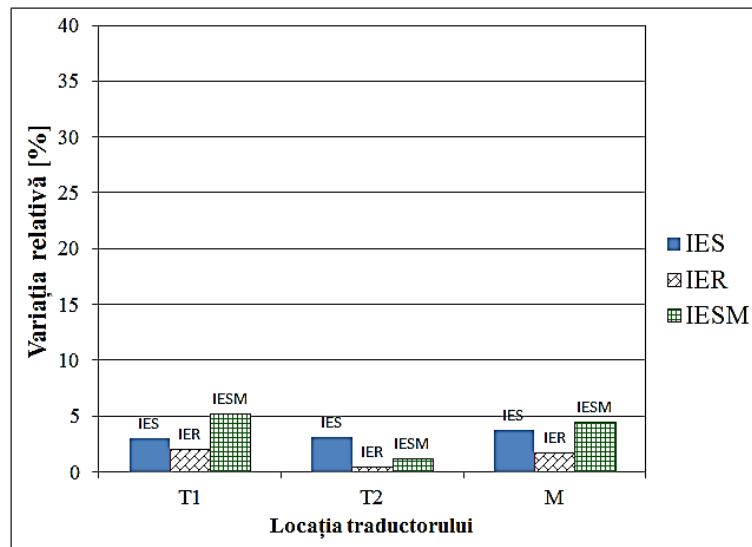


Figura 6.5.4 Indicii entropici pentru turația de 1800 rot/min – excentricitate statică

## 6.6 Excentricitate de cuplu la echipamente rotative

Dacă prezența defectului structural care afectează rotorul induce discului o funcționare într-un plan care nu mai este perpendicular pe axa sa de rotație, atunci dezechilibrul produs se numește dezechilibru de cuplu. Acest lucru produce în lagăre solicitări ciclice care pot produce defecte structurale datorită fenomenului de oboseală, sau pot conduce la un nivel al vibrațiilor care este dăunător funcționării în bune condiții a echipamentului respectiv.

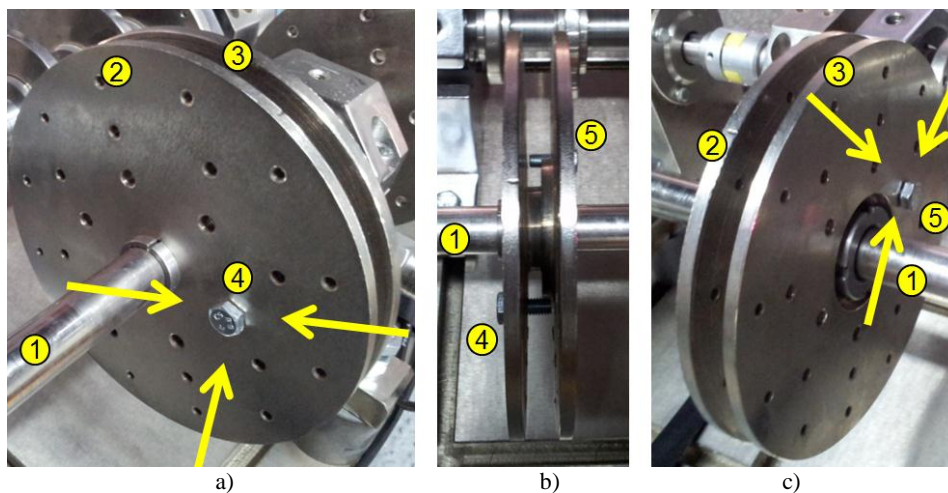


Figura 6.6.1 Defect excentricitate de cuplu - detaliu.

Pentru a induce acest tip de defect s-a optat pentru adăugarea unui șurub 4 cu masa de 5 grame pe discul 2 al rotorului condus, un șurub 5 cu masa de 5 grame pe discul 3 al rotorului condus, disc fixat pe arborele condus 1. În figura 6.6.1.b) se poate observa că cele două șuruburi sunt poziționate în același plan perpendicular pe ambele discuri. Discurile sunt amplasate simetric unul față de celălalt.

### 6.6.1 Rezultate obținute

Rezultatele finale obținute în urma prelucrării măsurătorilor pentru 3 regimuri de turații a echipamentului rotativ, respectiv pentru stare neafectată de defect și stare deteriorată, sunt prezentate schematic în figurile 6.6.2, 6.6.3 și 6.6.4.

Rezultatele intermediare obținute, adică curbele de probabilități în stare nealterată de defect și stare cu defect, cât și valorile efective ale indicilor entropici obținuți pentru cele 3 regimuri de turații, respectiv stare intactă și stare alterată, sunt prezentate în figurile și tabelele conținute în **Anexa 5**.

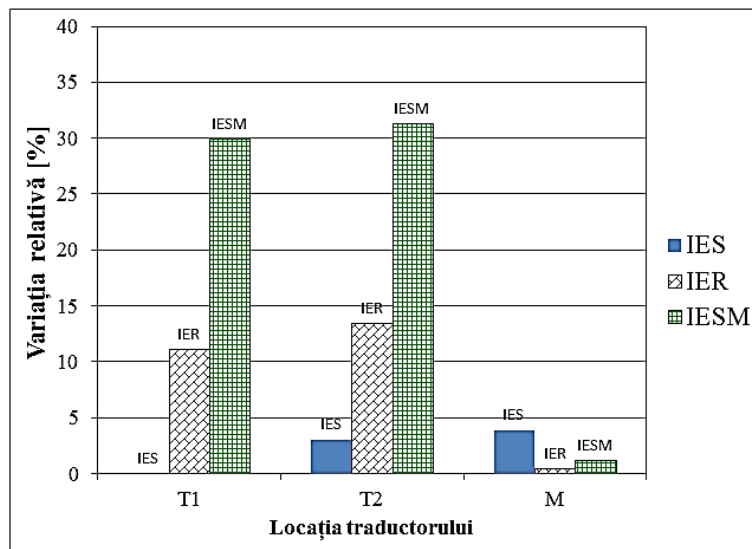


Figura 6.6.2 Indicii entropici pentru turația de 1200 rot/min – excentricitate dinamică

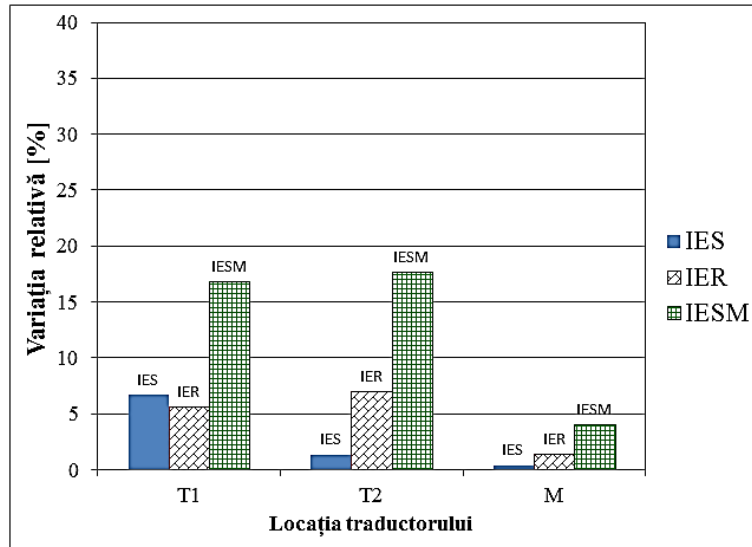


Figura 6.6.3 Indicii entropici pentru turația de 1500 rot/min – excentricitate dinamică

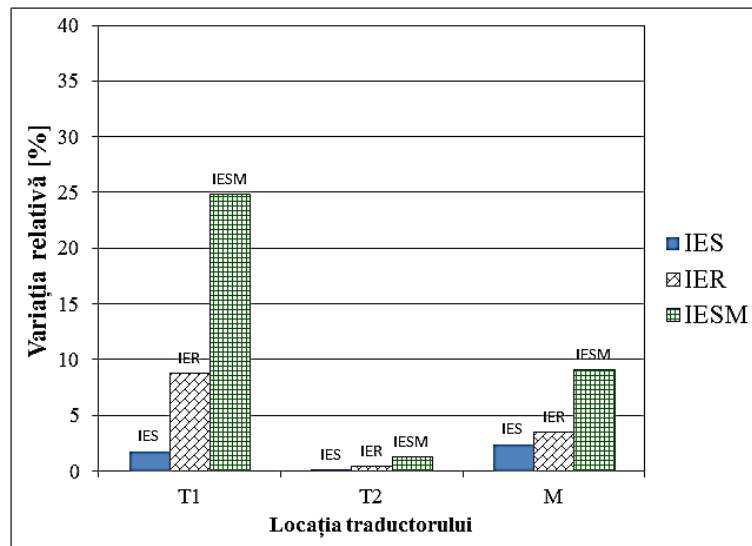


Figura 6.6.4 Indicii entropici pentru turația de 1800 rot/min – excentricitate dinamică

## 6.7 Fixarea defectuoasă a motorului electric

Acest tip de defect poate apare datorită slăbirii sau ruperii capului unuia dintre șuruburile de prindere ale motorului pe fundația sa. Fenomenul de oboseală poate fi și el responsabil de ruperea șurubului. Acest fenomen de oboseală poate apare datorită nivelului prea mare al vibrațiilor la care este supus, cât și datorită strângerii șurubului cu un moment de torsiune mai mare decât cel prescris, mărind suplimentar starea normală de tensiune existentă în șurub.

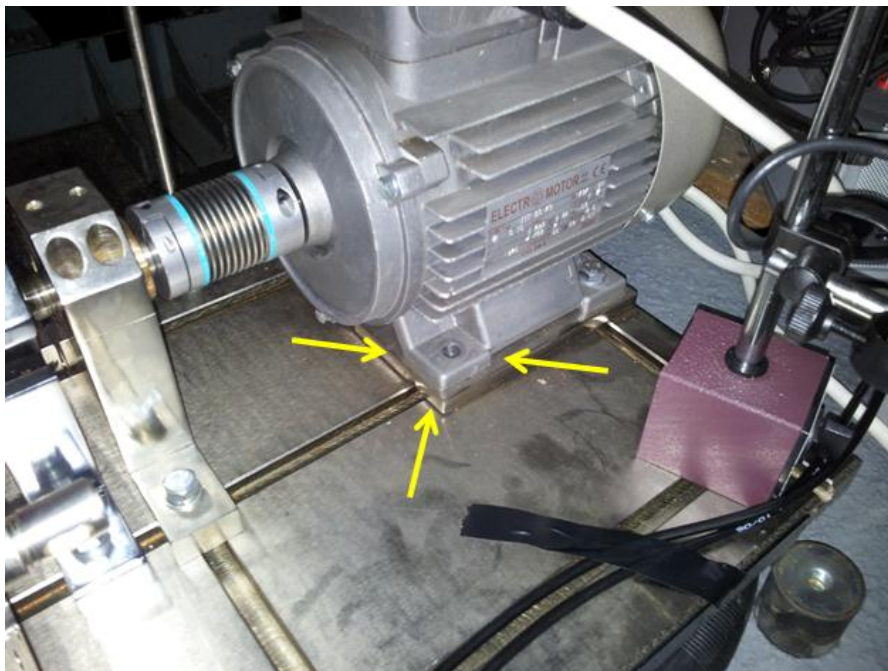


Figura 6.7.1 Slăbirea fixării motorului electric – ruperea capului unui șurub de prindere

Pentru a induce acest tip de defect s-a optat pentru deșurubarea completă a unui șurub de fixare a motorului electric pe placa metalică pe care este asamblat standul experimental. Poziția șurubului la care s-a renunțat este indicată în figura 6.7.1 cu săgeți de culoare galbenă.

### 6.7.1 Rezultate obținute

Rezultatele finale obținute în urma prelucrării măsurărilor pentru 3 regimuri de turații a echipamentului rotativ, respectiv pentru stare neafectată de defect și stare deteriorată, sunt prezentate schematic în figurile 6.7.2, 6.7.3 și 6.7.4.

Rezultatele intermediare obținute, adică curbele de probabilități în stare nealterată de defect și stare cu defect, cât și valorile efective ale indicilor entropici obținuți pentru cele 3 regimuri de turații, respectiv stare intactă și stare alterată, sunt prezentate în figurile și tabelele conținute în **Anexa 6**.

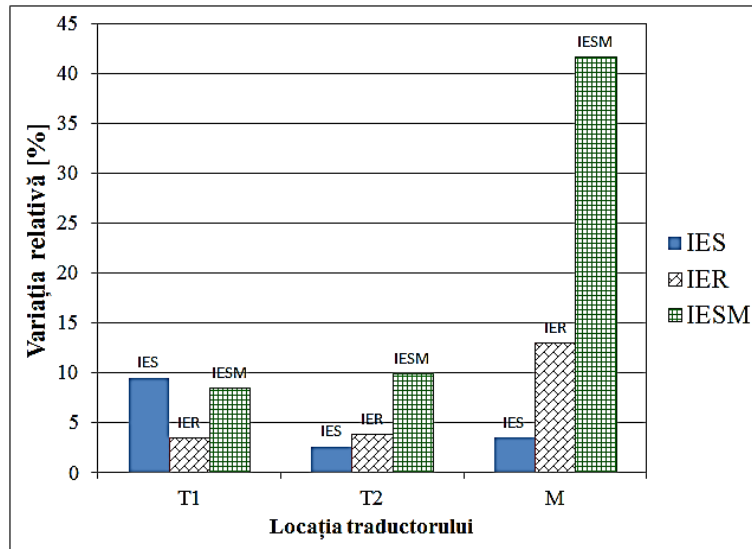


Figura 6.7.2 Indicii entropici pentru turația de 1200 rot/min – pierdere șurub fixare M

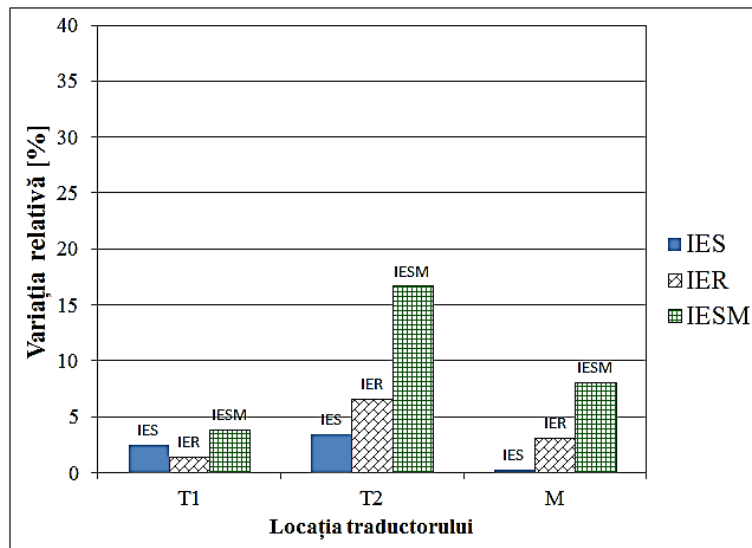


Figura 6.7.3 Indicii entropici pentru turația de 1500 rot/min – pierdere șurub fixare M

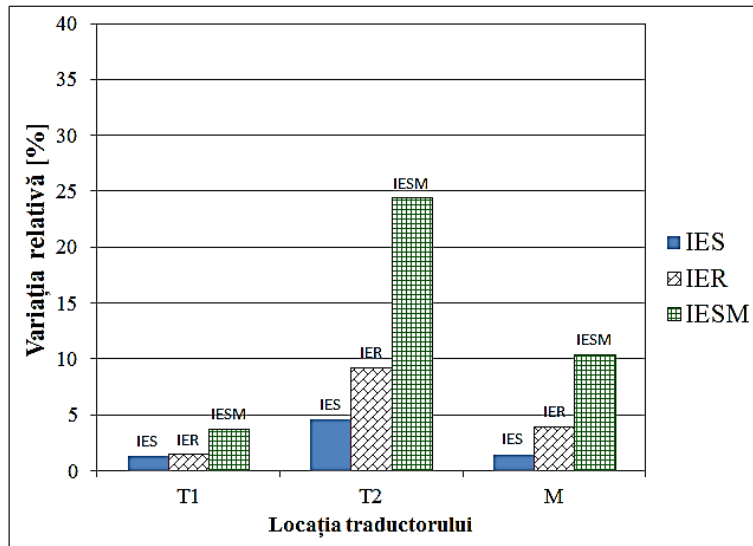


Figura 6.7.4 Indicii entropici pentru turația de 1800 rot/min – pierdere șurub fixare M

## 6.8 Abaterea de la planeitate a transmisiei prin curea

Nefuncționarea roților care antrenează o curea de transmisie într-unul și același plan atrage după sine apariția în curea de transmisie a unor forțe tangențiale, perpendiculare pe aceasta, care vor avea un comportament ciclic, depinzând atât de distanța cu care sunt decalate roțile cât și de viteza de rotație.

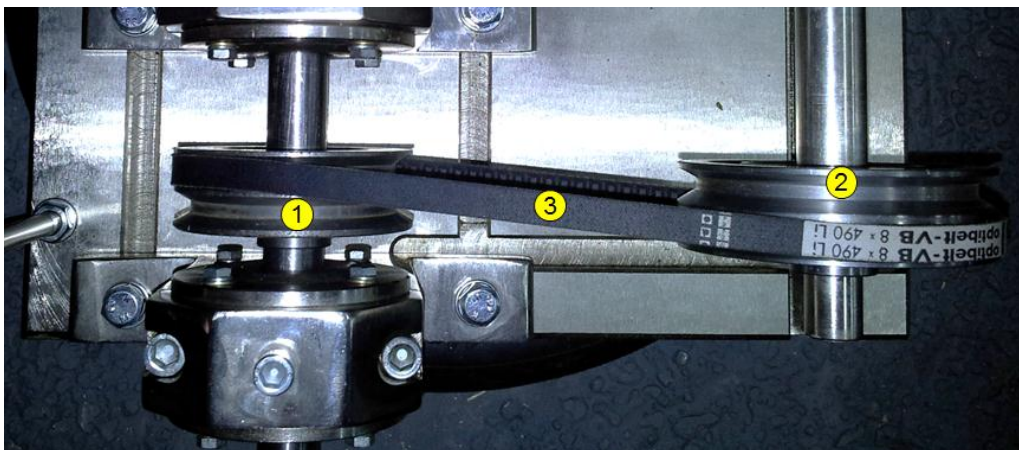


Figura 6.8.1 Curea care nu se mai funcționează într-un plan.

Acest fapt poate duce la apariția unor vibrații potențial periculoase pentru echipamentul rotativ cât și la delaminări ale curelei, având ca efect ultim pierderea funcționalității acesteia.

Pentru a induce un astfel de defect transmisiei prin curea prezentată în figura 6.8.1, s-a optat pentru montarea curelei 3 pe două canalele rolei conducătoare 1 și rolei conduse 2 care nu se află în același plan. Astfel se presupune că efectul indus în standul experimental este similar cu cel al unui defect real, de abatere de la funcționarea în plan a transmisiei prin curea.

### 6.8.1 Rezultate obținute

Rezultatele finale obținute în urma prelucrării măsurătorilor pentru 3 regimuri de turații a echipamentului rotativ, respectiv pentru stare neafectată de defect și stare deteriorată, sunt prezentate schematic în figurile 6.8.2 și 6.8.3.

Rezultatele intermediare obținute, adică curbele de probabilități în stare nealterată de defect și stare cu defect, cât și valorile efective ale indicilor entropici obținuți pentru cele 2 regimuri de turații, respectiv stare intactă și stare alterată, sunt prezentate în figurile și tabelele conținute în **Anexa 7**.

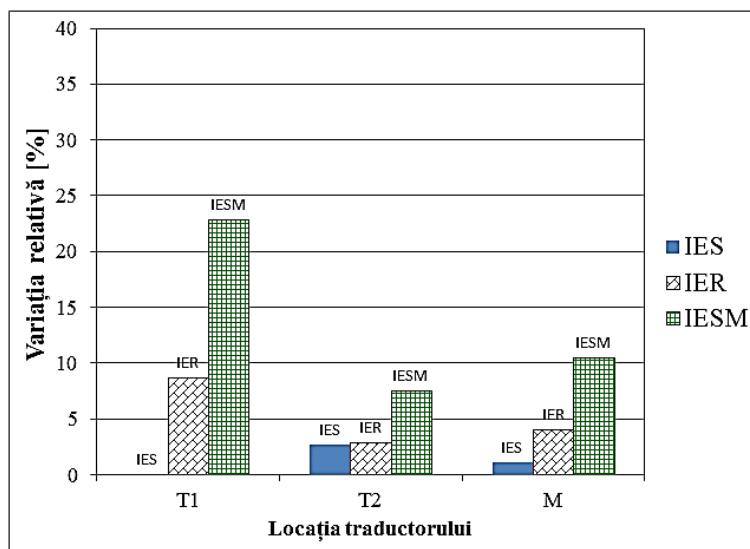


Figura 6.8.2 Indicii entropici pentru turația de 1200 rot/min – abatere planeitate role



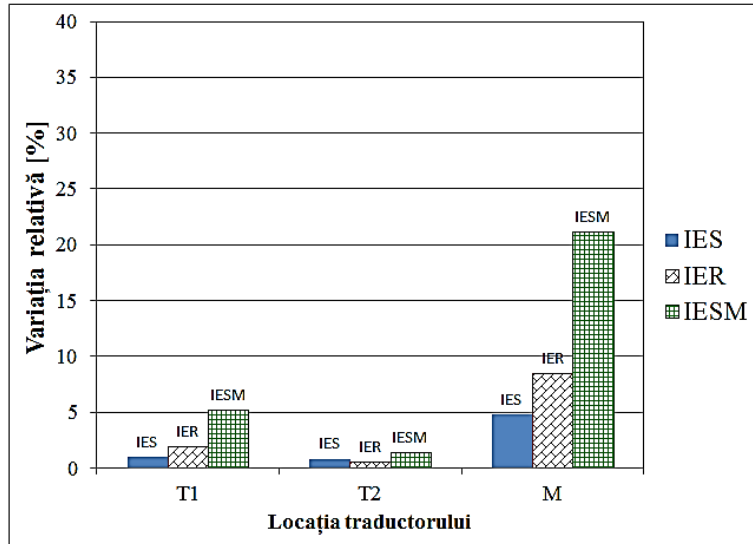


Figura 6.8.3 Indicii entropici pentru turația de 1500 rot/min – abatere planeitate role

## 6.9 Modificarea stării de integritate structurală a curelei

Modificarea stării de integritate structurală a curelei se poate produce din diferite motive, și poate avea diverse manifestări: ruperea transversală a curelei, sfâșierea unei porțiuni a stratului exterior de cauciuc, prinderea pe curea a unei bucăți de sârmă, ruperea dinților de cauciuc, delaminări interne ale straturilor din care aceasta este confecționată.

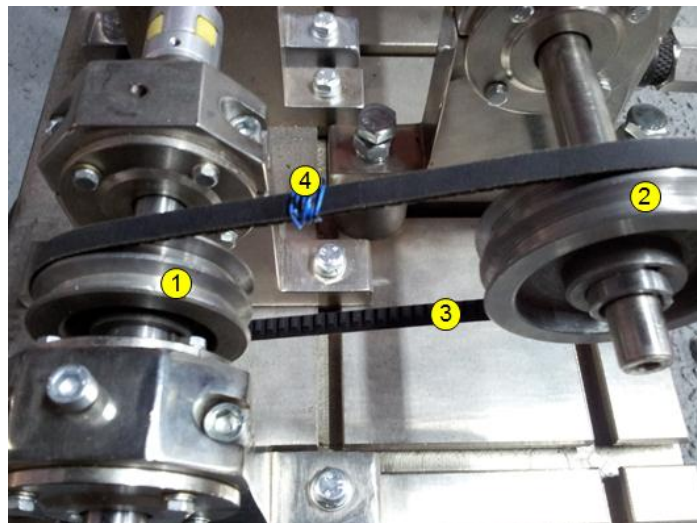


Figura 6.9.1 Defect simulat la transmisia prin curea.



Defectul ales pentru a fi simulat pe standul pentru studiul vibrațiilor a fost cazul prinderii de curea a unei bucăți de sârmă subțire. Aceasta are o greutate de sub 1 gram, și este înfășurată în jurul curelei. Astfel, efectul inerțial produs de aceasta este minimal, comparativ cu celelalte efecte care se produc atunci când porțiunea de curea unde este amplasată sârma intră sau iese din contact cu rola conducătoare respectiv rola condusă. În funcție de turația la care funcționează standul experimental, se presupune că efectele dinamice care apar acoperă o plajă mai mare de cazuri reale.

### 6.9.1 Rezultate obținute

Rezultatele finale obținute în urma prelucrării măsurătorilor pentru 3 regimuri de turații a echipamentului rotativ, respectiv pentru stare neafectată de defect și stare deteriorată, sunt prezentate schematic în figurile 6.9.2, 6.9.3 și 6.9.4.

Rezultatele intermediare obținute, adică curbele de probabilități în stare nealterată de defect și stare cu defect, cât și valorile efective ale indicilor entropici obținuți pentru cele 3 regimuri de turații, respectiv stare intactă și stare alterată, sunt prezentate în figurile și tabelele conținute în **Anexa 8**.

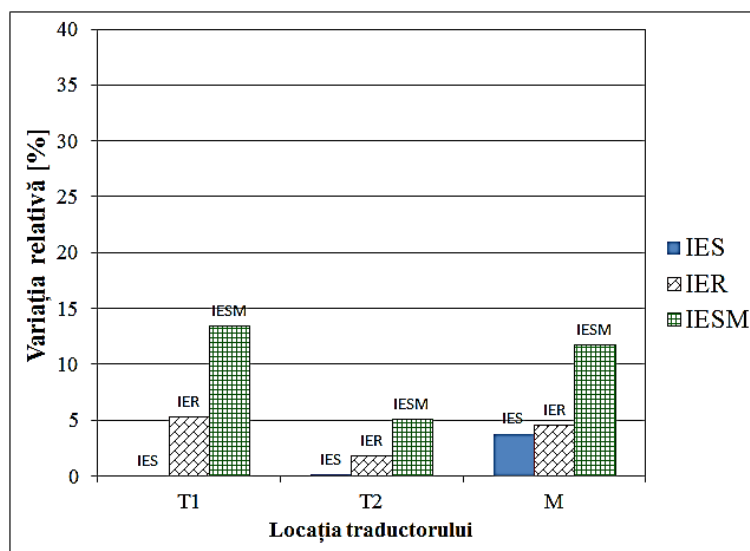


Figura 6.9.2 Indicii entropici pentru turația de 1200 rot/min – defect curea transmisie

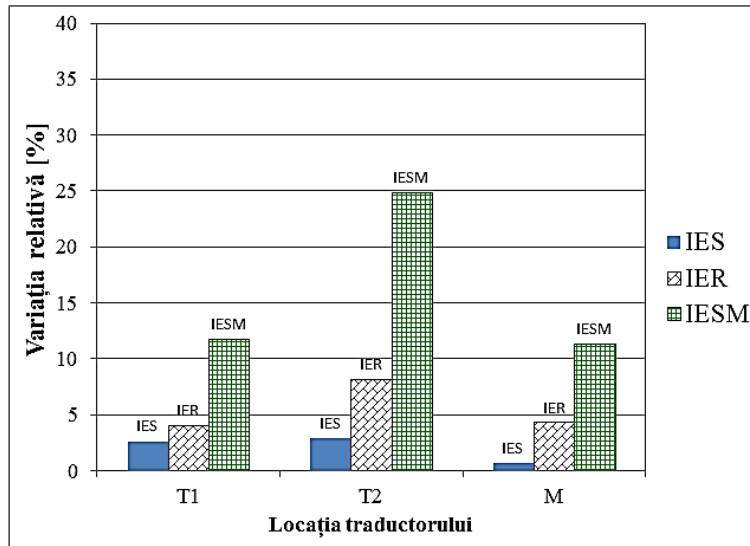


Figura 6.9.3 Indicii entropici pentru turația de 1500 rot/min – defect curea transmisie

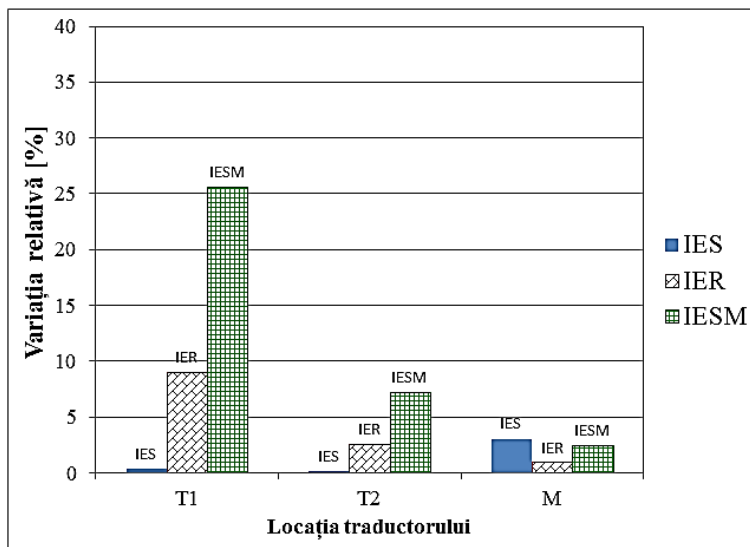


Figura 6.9.4 Indicii entropici pentru turația de 1800 rot/min – defect curea transmisie

## 6.10 Slăbirea fixării lagărului din vecinătatea motorului electric

Slăbirea fixării unui lagăr se poate datora ruperii parțiale sau totale a capului unui șurub care fixează respectivul lagăr de fundația pe care este montat echipamentul rotativ.

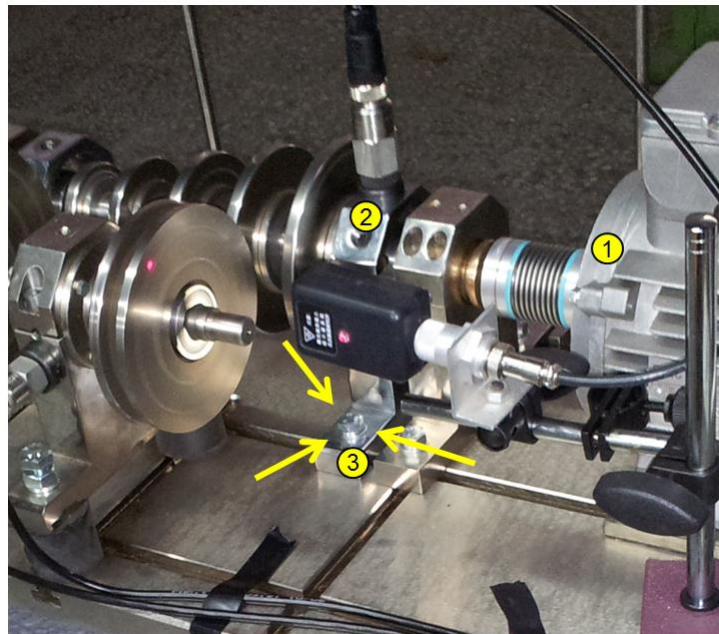


Figura 6.10.1 Defect simulat la lagărul (M) din vecinătatea motorului electric

Pentru a induce un astfel de defect pe standul experimental de testări la vibrații, s-a optat pentru slăbirea prinderii șurubului 3, care fixează lagărul 2 pe fundația metalică a standului. Astfel, rigiditatea locală scade, și este posibil ca să apară ciocniri de scurtă durată între talpa lagărului și fundația metalică a standului. Fără a avea certitudinea că aceste ciocniri apar, se va măsura nivelul de vibrații cu cei 3 traductori.

### 6.10.1 Rezultate obținute

Rezultatele finale obținute în urma prelucrării măsurătorilor pentru 3 regimuri de turații a echipamentului rotativ, respectiv pentru stare neafectată de defect și stare deteriorată, sunt prezentate schematic în figurile 6.10.2, 6.10.3 și 6.10.4.

Rezultatele intermediare obținute, adică curbele de probabilități în stare nealterată de defect și stare cu defect, cât și valorile efective ale indicilor entropici obținuți pentru cele 3 regimuri de turații, respectiv stare intactă și stare alterată, sunt prezentate în figurile și tabelele conținute în **Anexa 9**.

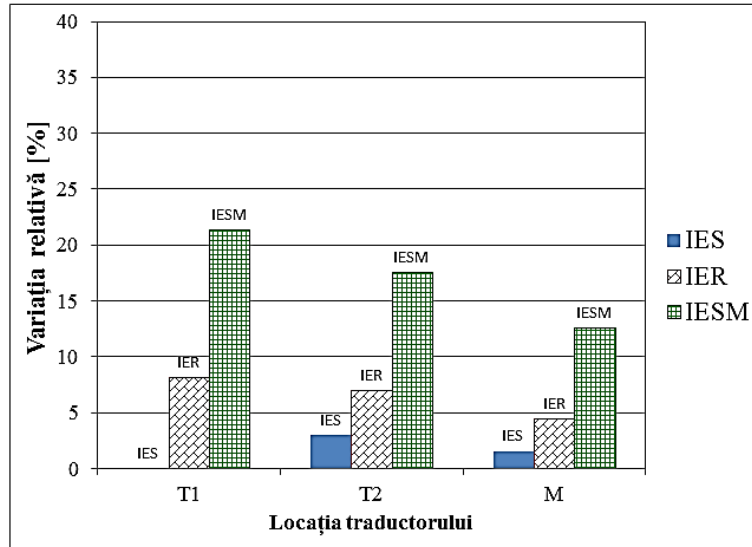


Figura 6.10.2 Indicii entropici pentru turația de 1200 rot/min – fixare lagăr M defectuoasă

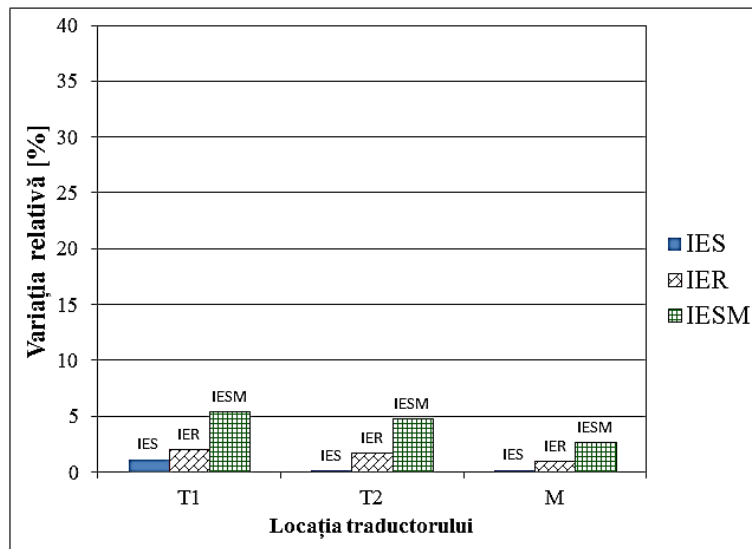


Figura 6.10.3 Indicii entropici pentru turația de 1500 rot/min – fixare lagăr M defectuoasă



Acest tip de defect a fost indus în standul experimental prin deșurubarea cu 360 de grade a tuturor șuruburilor indicate prin săgeată în figura 6.11.1, slăbind în acest fel prinderile componentelor 2 și 3 care au ca rol fixarea în poziție a rulmentului montat pe arborele 1.

Efectul produs de acest tip de defect poate fi creșterea nivelului de vibrații peste cel maxim admis pentru o funcționare normală, sau poate contribui prin interacționarea cu alte componente ale standului experimental la defectarea acestuia.

### 6.11.1 Rezultate obținute

Rezultatele finale obținute în urma prelucrării măsurătorilor pentru 3 regimuri de turații a echipamentului rotativ, respectiv pentru stare neafectată de defect și stare deteriorată, sunt prezentate schematic în figurile 6.11.2, 6.11.3 și 6.11.4.

Rezultatele intermediare obținute, adică curbele de probabilități în stare nealterată de defect și stare cu defect, cât și valorile efective ale indicilor entropici obținuți pentru cele 3 regimuri de turații, respectiv stare intactă și stare alterată, sunt prezentate în figurile și tabelele conținute în **Anexa 10**.

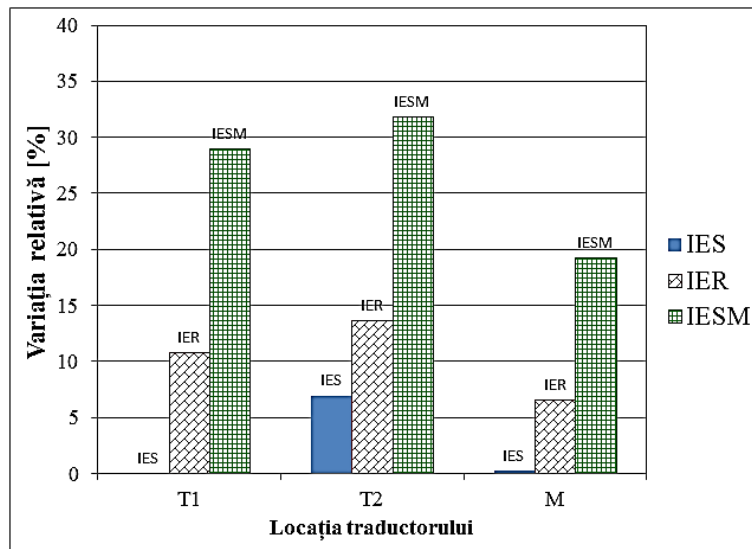


Figura 6.11.2 Indicii entropici pentru turația de 1200 rot/min – fixare lagăr T1 defectuoasă

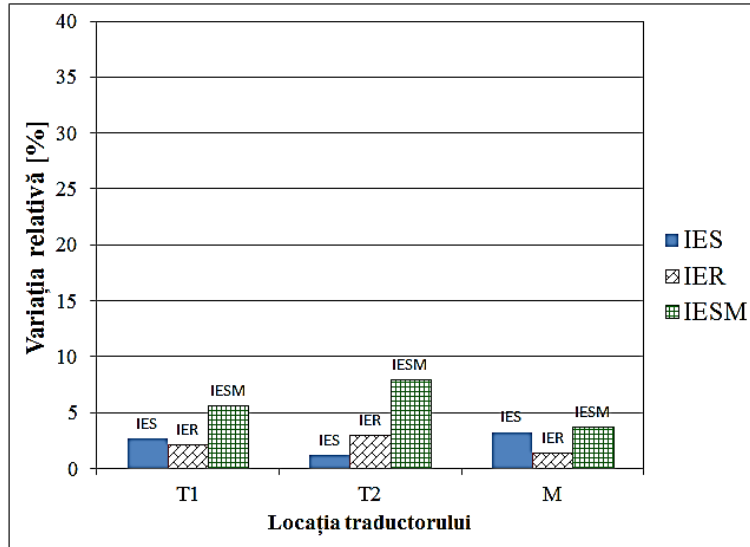


Figura 6.11.3 Indicii entropici pentru turația de 1500 rot/min – fixare lagăr T1 defectuoasă

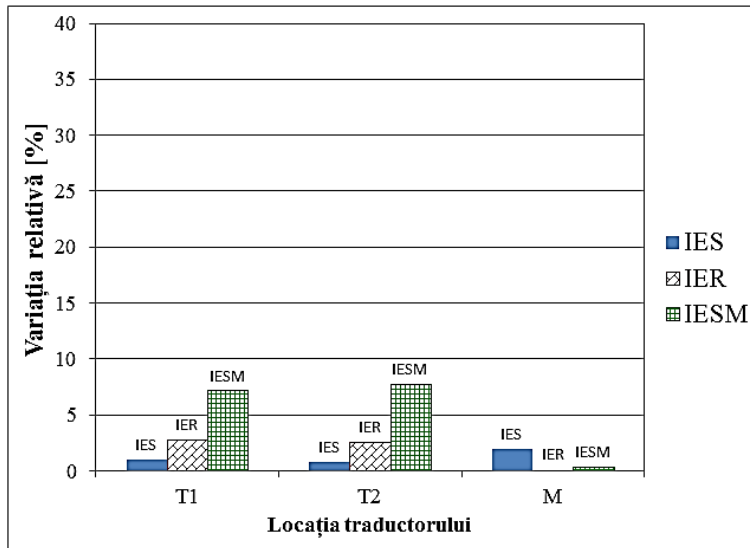


Figura 6.11.4 Indicii entropici pentru turația de 1800 rot/min – fixare lagăr T1 defectuoasă

## 7 DISEMINAREA REZULTATELOR ȘI CONCLUZII

În capitolul prezent se vor disemina principalele rezultate obținute, atât pe calea investigațiilor numerice cât și din investigațiile experimentale. În primul subcapitol sunt prezentate rezultatele obținute prin investigații numerice. În cel de-al doilea subcapitol sunt diseminate rezultatele investigațiilor experimentale. În ultimul subcapitol sunt prezentate concluziile finale ale studiilor efectuate în prezenta teză de doctorat.

### 7.1 Diseminarea rezultatelor investigațiilor numerice

În figura 7.1.1 este prezentată variația frecvențelor proprii ale ansamblului de plăci sudate transversal cu adâncimea defectului. Un aspect interesant care a fost observat în urma analizei cu elemente finite este faptul că frecvența proprie 15 are variația cea mai mare, comparativ cu celelalte frecvențe proprii analizate. Pentru a putea justifica această variație au fost investigate vizual formele modurilor proprii, comparându-le în stare fără defect și stare cu defect.

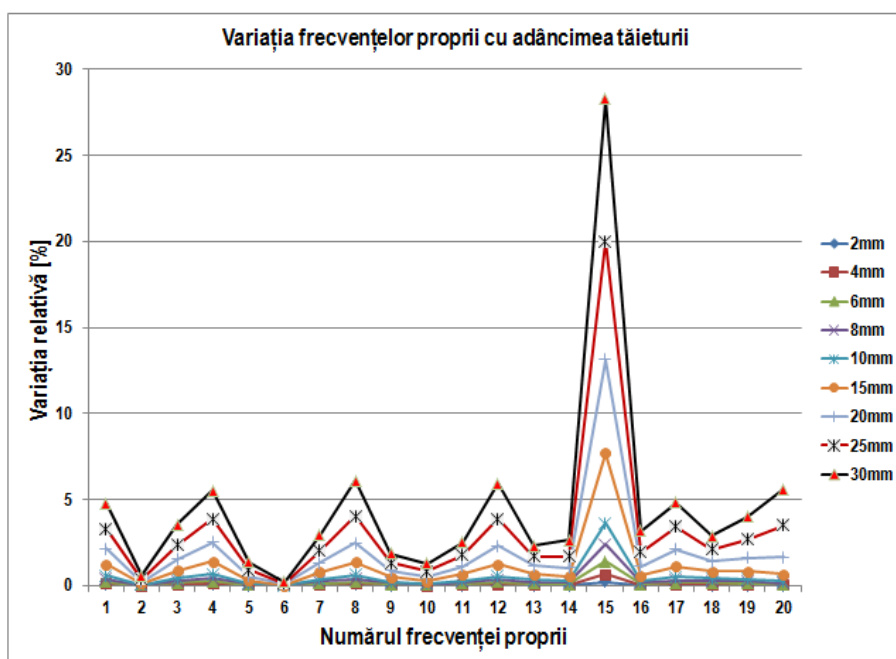


Figura 7.1.1 Variația relativă a frecvențelor proprii – ansamblu de plăci sudate transversal



S-a constatat că modul cu numărul 15 în stare fără defect, este un mod de încovoiere în planul plăcii. Frecvența acestuia fiind de 958Hz. După inducerea unui defect de 25%, frecvența acestuia a scăzut la 884Hz. Continuând cu creșterea defectului, frecvența proprie a acestuia a scăzut la 687Hz. Formele modurilor proprii pentru cele 3 niveluri de defect sunt prezentate în figura 7.1.2.

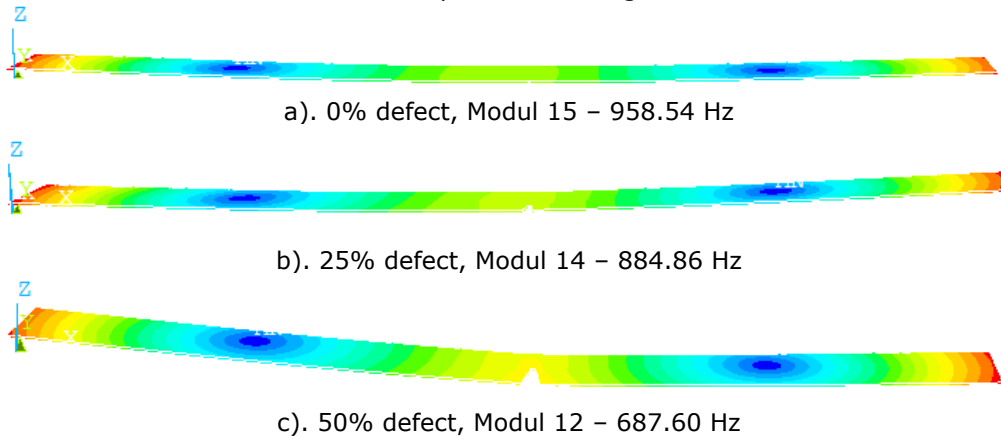


Figura 7.1.2 Mod propriu de încovoiere – în planul ansamblului de plăci sudate– pentru două niveluri ale defectului

Observând și că numărul de ordine al modului s-a schimbat, ajungând de pe poziția 15, pe poziția 12 în cazul cu 50% defect, se poate concluziona că pentru structura sudată analizată numeric, compararea doar a frecvențelor proprii, în ordinea crescătoare pe care programul de element finit le determină, poate fi neconsistentă, fiind necesar a se folosi suplimentar analiza MAC [60].

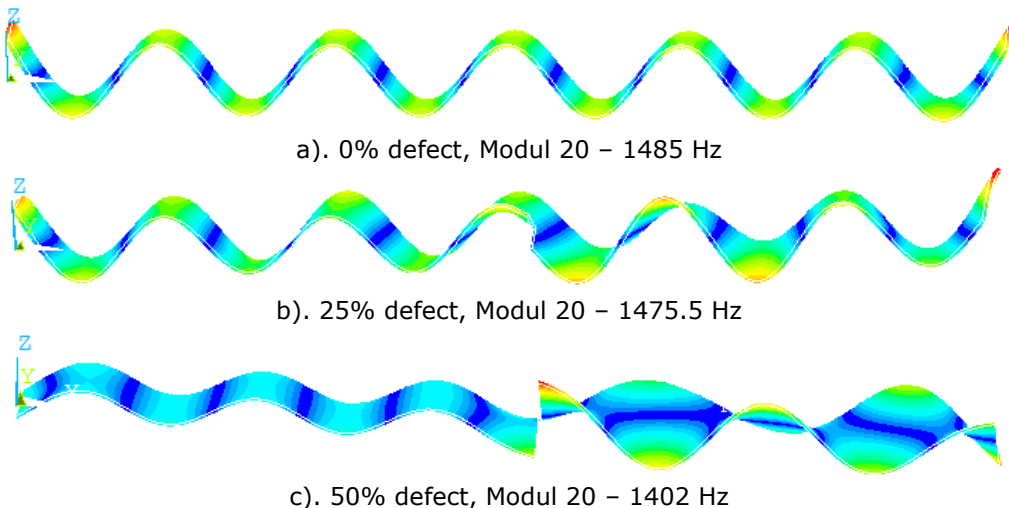


Figura 7.1.3 Forma modului de încovoiere care se transformă în mod complex încovoiere-torsiune odată cu creșterea adâncimii tăieturii – pentru diverse niveluri ale defectului

În figura 7.1.3 este prezentată evoluția formei modului propriu cu numărul de ordine 20. În cazul analizat, deși își păstrează numărul de ordine, odată cu creșterea defectului acesta își modifică forma. Astfel, în figura 7.1.3.a) reprezintă un mod de încovoiere în planul perpendicular pe planul ansamblului de plăci sudate transversal. În figura 7.1.3.c) modul devine cu o formă complexă încovoieretorsiune. Acest comportament denotă faptul că defectele, micșorând rigiditatea locală, conduc la comportamente mai puțin previzibile ale structurii, comportamente care sunt cu atât mai greu de intuit cu cât gradul de complexitate al structurii crește.

În figura 7.1.4 (la fel ca și în subcapitolul 5.2 - figura 5.2.4) este reprezentată grafic variația indicelui frecvență proprie cu mărimea defectului. Pe lângă observația că indicele IFP are o variație exponențială cu mărimea defectului, merită subliniat faptul că această variație este de numai 5% pentru un defect de 50%.

Tot în figura 7.1.4 (la fel ca în subcapitolul 5.3) sunt prezentate rezultatele analizei numerice a unei bare încastrate la un capăt care conține o fisură și care este excitată la capătul liber cu o forță pseudo-aleatoare. Fisura este modelată folosind din librăria programului ANSYS elemente de tip bară LINK10 pentru a se modela ciocnirile între fețele fisurii.

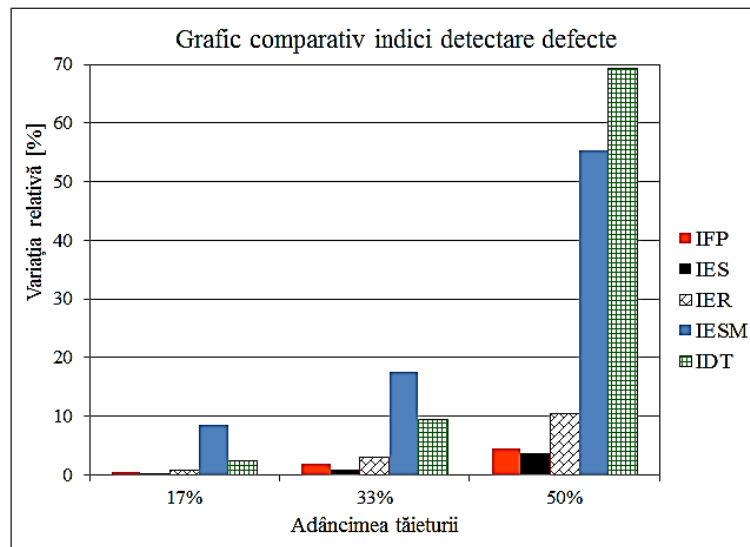


Figura 7.1.4 Grafic comparativ – cazul barei încastrate la un capăt

Cei patru indici propuși pentru a detecta prezența defectului au grade de sensibilitate diferite. Astfel, conform cu figura 7.1.4, indicii IESM și IDT sunt sensibili începând cu niveluri mici ale defectului, comparativ cu indicii IES și IER. La niveluri mari ale defectului, sensibilitatea IESM și IDT este și mai clară. Se poate concluziona că indicii entropici propuși IES, IER și IESM sunt candidați viabili pentru detectarea defectelor la structuri mecanice. Mai mult, dacă pentru indicele IESM se ajustează

parametrul  $r$  (care pentru cazurile analizate este  $r=0.1$ ), se poate obține sensibilitatea dorită pentru detectarea defectelor.

În figura 7.1.4, se face o comparație a rezultatele investigațiilor modale (prin Indicele Frecvență Proprie – care reprezintă o valoare medie a sumei variațiilor tuturor frecvențelor proprii existente în intervalul de frecvență considerat) față de rezultatele obținute prin prelucrarea de semnale.

***Rezultatul acestei comparații ne conduce la concluzia că prin prelucrarea semnalelor operaționale de pe un echipament sau structură, se pot obține parametri sensibili la a semnala prezența defectelor în structura sau echipamentul monitorizat. Cum anume sunt aleși acești parametri, reprezintă mai degrabă o chestiune ce ține de intuiția inginerului coroborat cu rezultatul unei preanalize de sensibilitate care este necesar a fi efectuată.***

## 7.2 Diseminarea rezultatelor investigațiilor experimentale

### 7.2.1 Ansamblu de plăci sudate

Din figurile 6.3.2 și 6.4.4 se poate observa că indicele IES este un bun indicator al prezenței defectului. Comparativ cu indicele bazat pe parametrul modal frecvență proprie, indicele IES oferă o sensibilitate mărită.

Trebuie remarcat faptul că rezultatele sunt obținute în urma a unui set de 3 măsurători consecutive, oferind astfel o mediere necesară comparației (arătând caracterul repetitiv al măsurătorii), cât și faptul că standul de măsurători este compus dintr-o aparatură minimală, cu caracter nedistructiv.

Caracterul de noutate al metodei constă în folosirea unui algoritm combinat bazat pe transformata wavelet a semnalului acustic înregistrat cu ajutorul unui microfon semiprofesional supercardioid, și entropia statistică Shannon (care determină gradul de dispersie al suprafeței coeficienților transformatei wavelet).

### 7.2.2 Defecte induse pe standul experimental pentru studiul vibrațiilor

Variația relativă a indicilor IES, IER și IESM este prezentată în figurile 7.2.1-7.2.9, funcție de turația la care s-a efectuat testul și locația unde s-a măsurat semnalul vibratoriu.

Așa cum se poate observa, sensibilitatea indicilor entropici este diferită, pentru diferite tipuri de defect. Se poate observa că în general indicele IESM oferă o sensibilitate mai ridicată comparativ cu indicii IES și IER.

În urma analizei graficelor din figurile 7.2.1-7.2.9 se pot formula următoarele concluzii:

- indicii entropici sunt sensibili la prezenta defectelor induse pe standul pentru studiul vibrațiilor;

- pentru excentricitatea de cuplu, variația cea mai mare a indicelui IESM este pentru semnalele achiziționate din locațiile T1 și T2, ceea ce era de așteptat;
- pentru excentricitatea statică, indicele IESM este sensibil în locațiile T2 și M;
- pentru cureaua de transmisie defectă indicele IESM este sensibil mai ales în locațiile T1 și T2. Acest lucru era de așteptat pentru că rotorul al doilea are rigiditatea conexiunii cu placa de bază mai scăzută;
- pentru cazul slăbirii fixării lagărului T1, indicele IESM este sensibil în locațiile T1 și T2, cât și pentru toate turajile investigate;
- celelalte rezultate găsite trebuie considerate ca atare, scopul prezentului studiu nu este neapărat acela de a oferi o justificare pentru acestea. Nu trebuie pierdut din vedere faptul că fenomenele dinamice care apar într-un astfel de stand sunt complexe, iar o descriere matematică nu a făcut scopul prezentului studiu.
- se poate observa că indicii entropici sunt niște candidați viabili pentru detectarea defectelor induse în standul experimental pentru studiul vibrațiilor.

metoda achiziționării semnalului vibratoriu fiind directă, iar prelucrarea semnalelor făcându-se cu ajutorul unui program MATLAB dezvoltat de către autor, recomandă folosirea indicilor entropici IES, IER și IESM pentru monitorizarea stării de integritate a echipamentelor rotative.

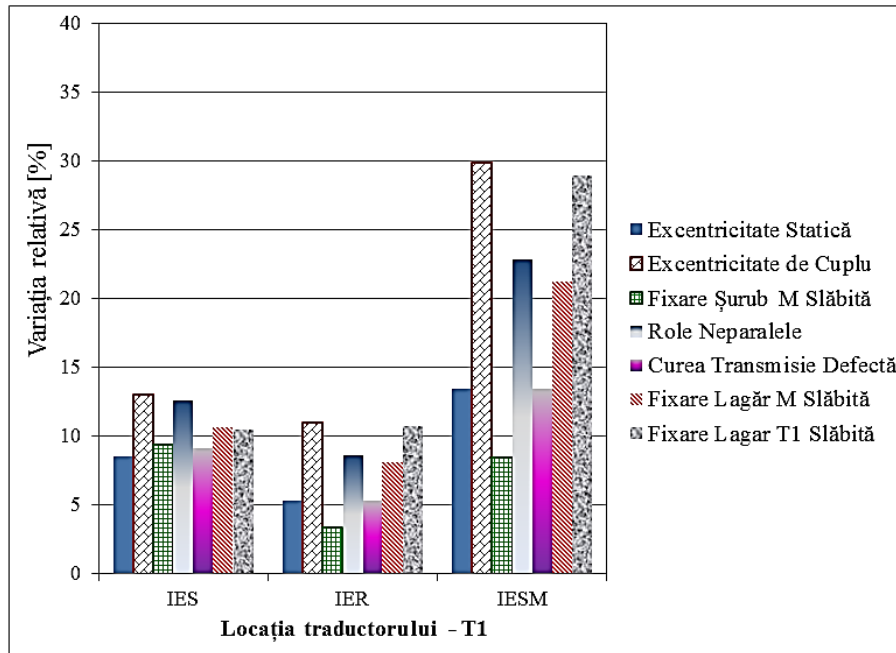


Figura 7.2.1 Variația indicilor entropici pentru turația de 1200 rot/min – T1

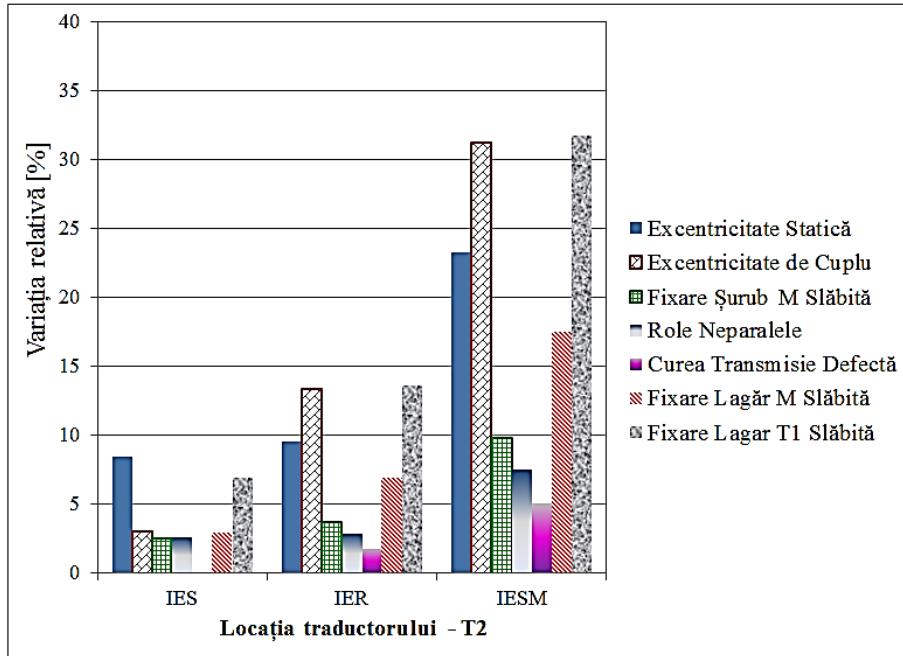


Figura 7.2.2 Variația indicilor entropici pentru turația de 1200 rot/min – T2

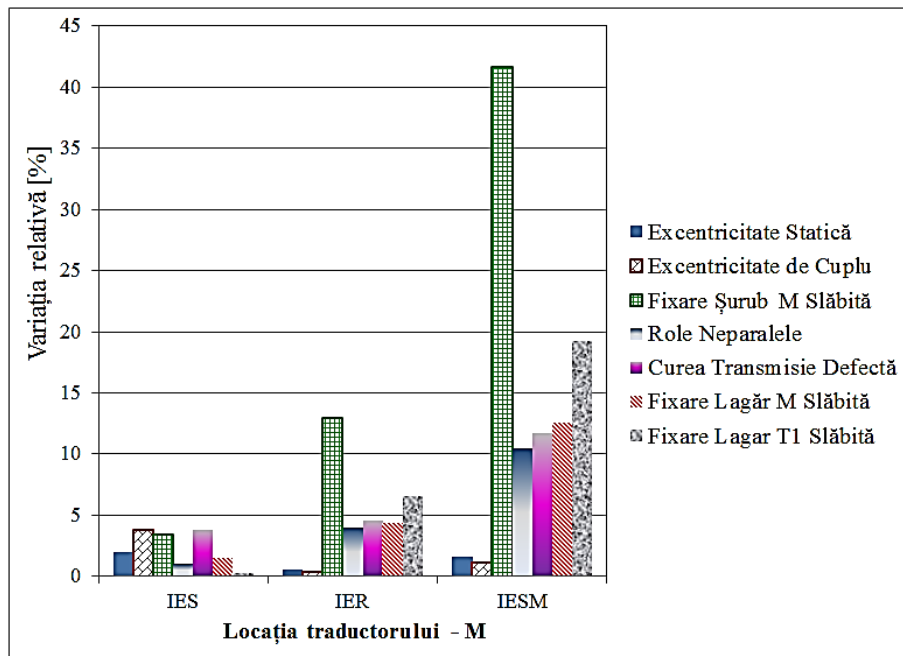


Figura 7.2.3 Variația indicilor entropici pentru turația de 1200 rot/min – M

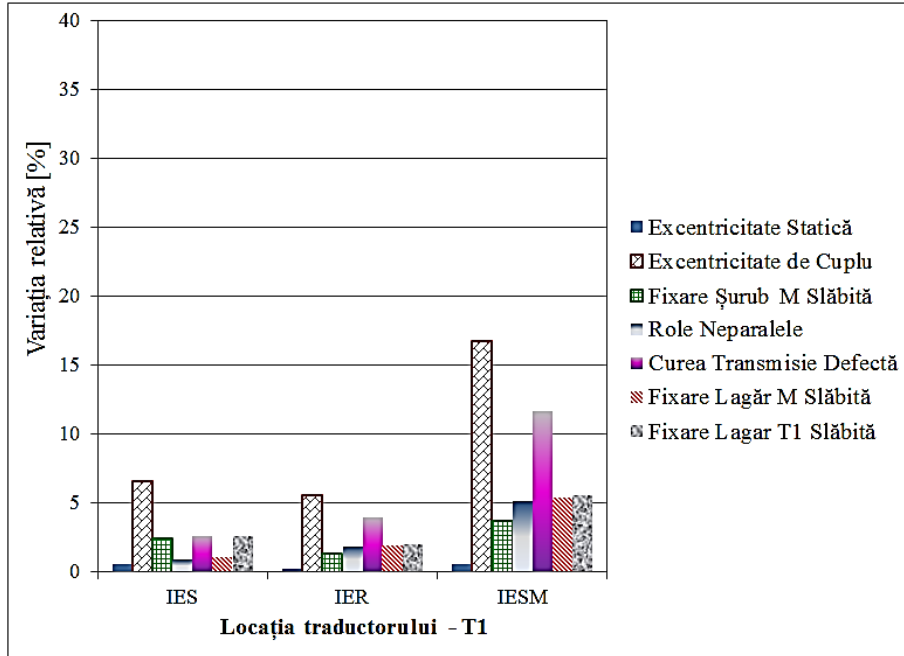


Figura 7.2.4 Variația indicilor entropici pentru turația de 1500 rot/min – T1

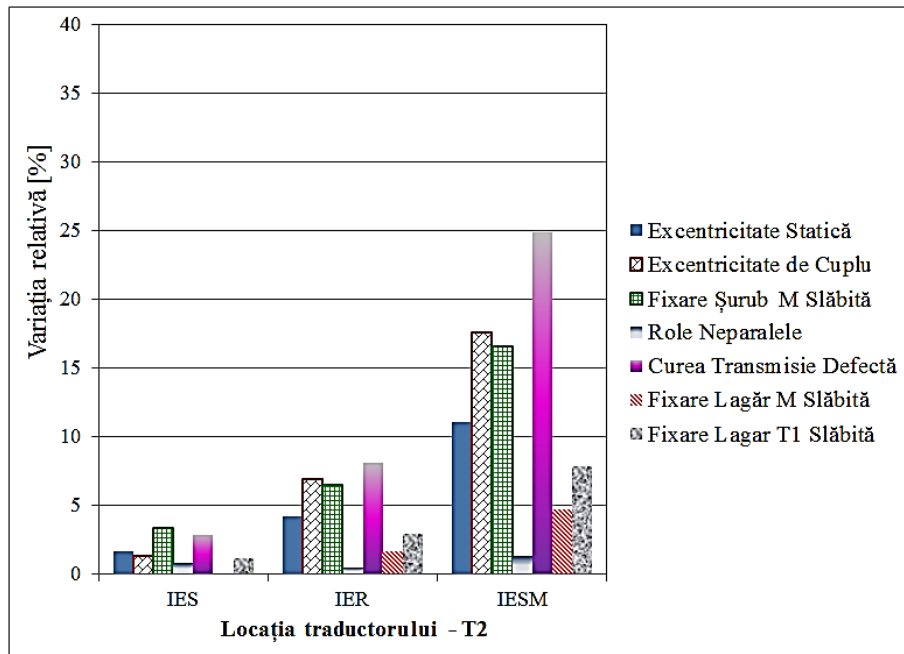


Figura 7.2.5 Variația indicilor entropici pentru turația de 1500 rot/min – T2

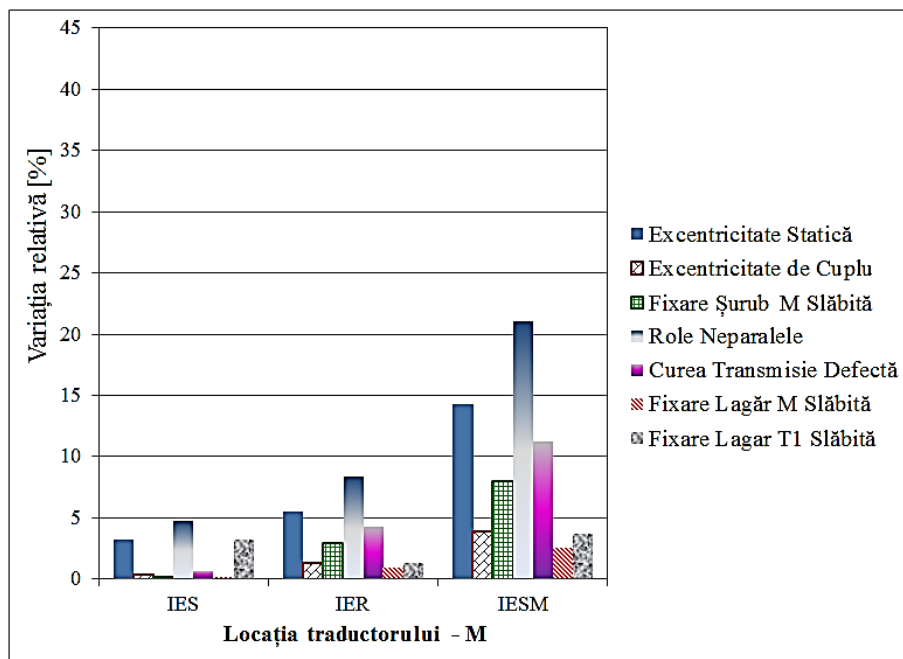


Figura 7.2.6 Variația indicilor entropici pentru turația de 1500 rot/min – M

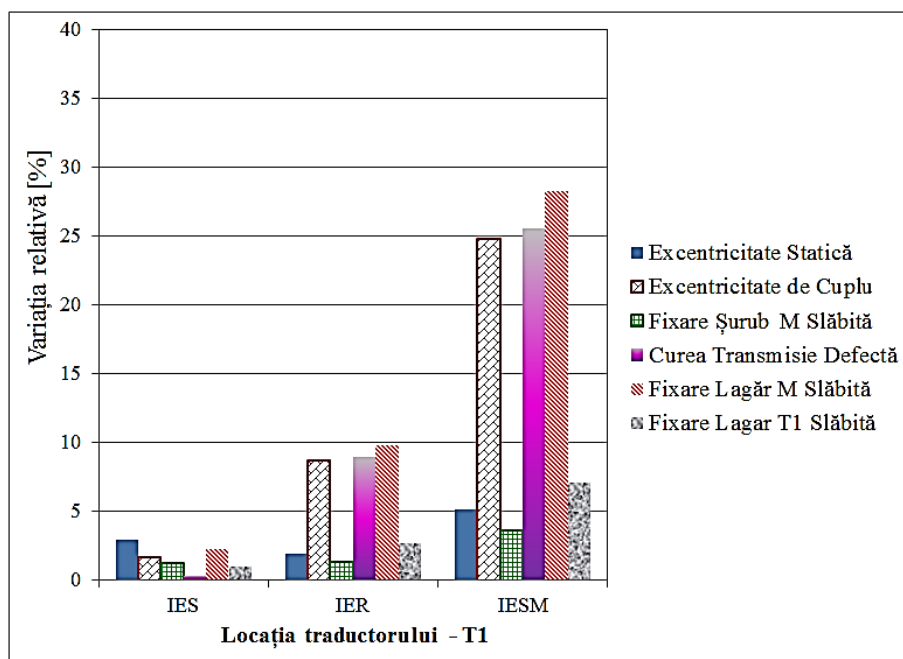


Figura 7.2.7 Variația indicilor entropici pentru turația de 1800 rot/min – T1

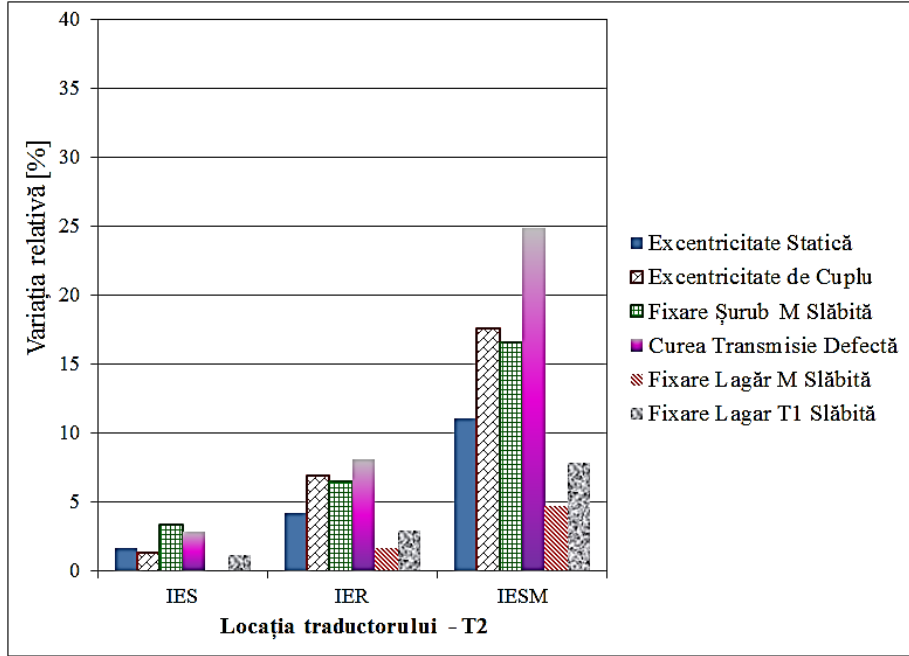


Figura 7.2.8 Variația indicilor entropici pentru turația de 1800 rot/min – T2

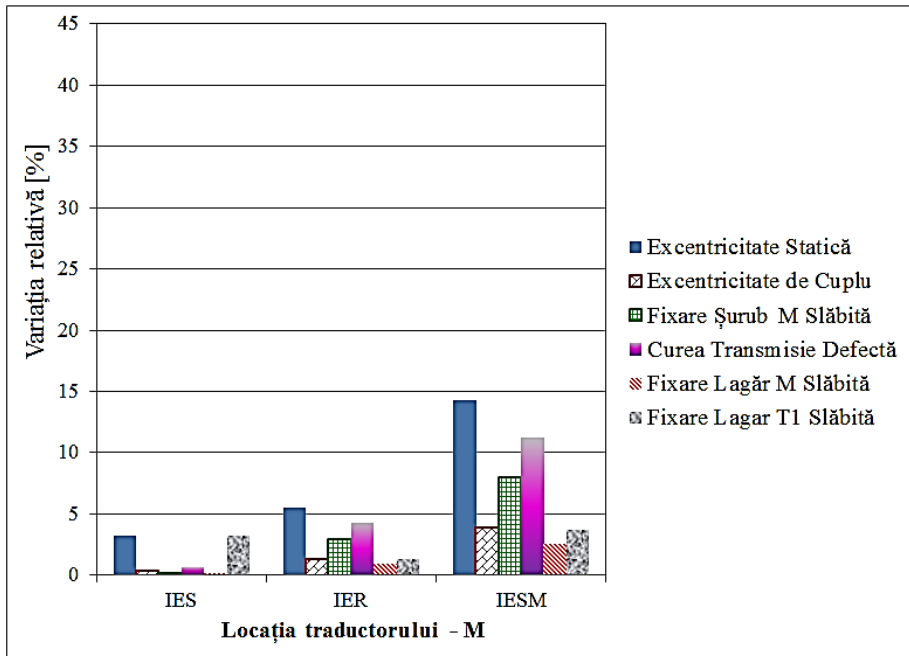


Figura 7.2.9 Variația indicilor entropici pentru turația de 1800 rot/min – M



### 7.2.3 Concluzii finale

S-a realizat un studiu bibliografic riguros și original pentru identificarea și înțelegerea limitărilor oferite de metodele noi pentru detectarea de defecte la structuri mecanice și echipamente rotative, făcându-se o comparație între metodele care folosesc analiza modală sau parametri modali și metodele care folosesc prelucrări de semnale, trăgându-se următoarele concluzii, astfel:

- Metodele care folosesc analiza modală și/sau variația parametrilor modali (publicat ca lucrare științifică originală [124]):
  - studierea a trei astfel de metode care implică variații ale curbei FRF (funcția de răspuns în frecvență), ale formei modurilor proprii sau variații ale frecvențelor proprii, a arătat avantajele/dezavantajele lor.
  - în literatura de specialitate se regăsesc mai multe tipuri de specimene, cele mai multe având formă geometrică simplă, astfel că tipul de structuri alese, bară încastrată și ansamblu de plăci sudate, este în acord cu alte studii efectuate recent.
  - defectul indus în speciamele analizate în literatura de specialitate este în general creat artificial, realizat prin tăiere. Concluzia imediată este că prin acest procedeu de inducere a defectelor se poate pierde caracterul neliniar al acestora. Cu alte cuvinte, dacă în cazul unei crăpături induse natural într-o bară, fețele acestei crăpături pot intra succesiv în contact, generând astfel o nouă excitație locală (cu caracter neliniar) iar rigiditatea locală se modifică în funcție de existența sau neexistența contactului între fețele crăpăturii. Dacă tăietura se realizează cu ajutorul unui ferăstrău acest fenomen se pierde (fețele aflându-se astfel la distanță una de cealaltă, contactul fiind mult mai rar, sau eventual lipsind cu desăvârșire).
  - parametrii modali deși sunt indicatori buni ai prezenței defectelor în structuri mecanice, așa cum rezultă din bibliografia analizată, totuși pentru structuri mecanice aceștia nu pot indica prezența unui defect, decât când acesta are o dimensiune prea mare. Acest lucru reprezintă un neajuns al metodelor modale atunci când se investighează structuri complexe.
  - dintre cele 3 metode modale regăsite în literatura de specialitate, cea mai facilă investigare modală se face cu ajutorul curbei FRF, datorită echipamentului minimal folosit pentru investigarea experimentală, comparativ cu metoda variației formei modurilor proprii, unde sunt necesare mai multe accelerometre montate simultan sau mai multe testări succesive.
- Metodele care folosesc analiza semnalelor vibratorii:
  - În funcție de aplicația pentru care au fost folosite, metodele de analiză a semnalelor de vibrații reprezintă o modalitate verificată pentru detectarea unor serii de defecte, în special la echipamente rotative.
  - Metodele pentru detectarea de defecte care folosesc analiza wavelet sunt de dată recentă, analiza wavelet fiind folosită în domeniul ingineresc mai ales în ultimii zece ani.

- Folosirea transformatei wavelet împreună cu entropia statistică a fost găsită ca o metodă pentru detectarea de defecte la o cutie de transmisie pentru mai multe regimuri de funcționare.
- Entropiile statistice Shannon, Renyi și Sharma-Mittal reprezintă un potențial încă neexplorat suficient de comunitatea științifică internațională, acest lucru stând la baza motivației prezentei teze.

În urma studiului bibliografic, având conturată ideea de a folosi entropiile statistice pentru determinarea de defecte, s-au imaginat 2 tipuri de teste pentru a investiga acest lucru:

- Analiza vibro-acustică a unui ansamblu de plăci sudate  
în care s-a indus ca defect fisura cordonului de sudură. Investigațiile au fost numerice, dublate de cele experimentale. Compararea sensibilității indicilor entropici propuși a fost făcută față de variația parametrului modal frecvență proprie (care este des utilizat de către inginerii de test).
  - În urma investigațiilor experimentale sa constatat că indicele IES este mai sensibil la prezența defectului față de variația parametrilor modali (cuantificată prin media variației relative a tuturor frecvențelor proprii). Astfel, metoda vibro-acustică propusă este recomandată pentru identificarea de defecte în structuri mecanice.

- Identificarea defectelor induse pe un stand pentru studiul vibrațiilor

pe care s-au introdus artificial un set de 7 defecte: excentricitate statică indusă la unul dintre discurile standului, excentricitate de cuplu indusă la unul dintre discurile standului, simularea ruperii capului unui șurub de fixare a motorului electric care acționează echipamentul, abaterea de la planeitate a ansamblului rolei conducătoare și rolei conduse care antrenează cureaua de transmisie, simularea modificării stării de integritate structurală a curelei, slăbirea fixării lagărului mai apropiat de motorul electric, și ultimul defect indus prin slăbirea fixării lagărului stânga a arborelui antrenat de cureaua de transmisie.

- Analiza rezultatelor experimentale a arătat că indicii IES, IER și IESM sunt candidați viabili pentru a detecta prezența defectului.
- În mod special, indicele IESM, dacă parametrul său  $r$  este ajustat corespunzător în urma unui studiu de sensibilitate, prezintă o sensibilitate mai ridicată față de ceilalți doi indici entropici IES și IER.
- În funcție de tipul defectului indus, indicii entropici nu reprezintă o sensibilitate diferită. Astfel se poate face recomandarea ca pentru a alege indicele entropic cel mai sensibil vis-a-vis de prezența defectului, este necesar a se efectua un studiu de sensibilitate. Rezultatul acestui studiu va indica care dintre cei trei indici entropici este cel mai indicat a fi folosit.
- O privire de ansamblu asupra sensibilității celor 3 indici entropici este oferită în tabelul 7.2.1.

Tabel 7.2.1 Sensibilitatea indicilor entropici la defecte în echipamente rotative

Defect*	Semnal Traductor T1			Semnal Traductor T2			Semnal Traductor M		
	1200 [rot/min]	1500 [rot/min]	1800 [rot/min]	1200 [rot/min]	1500 [rot/min]	1800 [rot/min]	1200 [rot/min]	1500 [rot/min]	1800 [rot/min]
<b>D1</b>	<b>IESM</b>	-	IESM	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	IESM	IES, IESM	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>
<b>D2</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	IES	IESM	IESM
<b>D3</b>	IES	IESM	IESM	IESM	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	IESM	IESM
<b>D4</b>	<b>IESM</b>	IESM	-	IESM	-	-	IESM	<b>IESM</b>	-
<b>D5</b>	<b>IESM</b>	IESM	<b>IESM</b>	IESM	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	IESM	IESM	IESM
<b>D6</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	IESM	<b>IESM</b>	IESM	IESM	IESM	IESM
<b>D7</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	<b>IESM</b>	IESM	IESM	IESM

\* D1- excentricitate statică, D2- excentricitate de cuplu, D3-fixare defectuoasă a motorului, D4-abatere planeitate transmisie curea, D5-curea transmisie cu defect, D6-fixare lagăr M slăbită, D7-fixare lagăr T1 slăbită

## 8 PRINCIPALELE CONTRIBUȚII PERSONALE

Lucrarea este dedicată unei tematici de actualitate și mare importanță științifică, înscriindu-se în domeniul specific al detectării defectelor la structuri mecanice și echipamente rotative, cu aplicabilitate în zona industrială. Prelucrarea semnalelor vibro-acustice cu ajutorul metodelor de analiză a semnalelor bazate pe entropii statistice reprezintă o abordare nouă în a semnaliza prezența defectelor. Folosirea unor metode bazate pe entropiile Shannon, Renyi sau Sharma-Mittal reprezintă un caracter de noutate, rezultatele cercetărilor fiind publicate sau în curs de publicare în două lucrări științifice cotate ISI [125, 128]

Pentru a putea realiza scopul enunțat în Introducere, s-a efectuat un studiu riguros și cuprinzător a două categorii de metode de identificare a prezenței defectelor, metode prezentate în literatura de specialitate de dată recentă. Astfel, s-au sintetizat rezultatele a unor studii prezentate în 128 de lucrări științifice sau cărți, cele mai multe fiind de dată recentă (2010-2012). Pentru înțelegerea în profunzime a tematicii tezei, pe parcursul doctoranturii m-am format și perfecționat în 3 centre universitare din Europa: Laboratorul de Mecanică și Vibrații al Facultății de Mecanică din Timișoara, Laboratorul de Dinamica Mașinilor și Structurilor din Universitatea din Ljubljana (Slovenia) și în Facultatea de Mecanică de la Universitatea Tehnică din Praga (Cehia).

Prima categorie de metode pentru detectarea de defecte la structuri mecanice, înglobează algoritmi bazați pe variații ale parametrilor modali. Astfel în literatura de specialitate ai unor autori recunoscuți de către comunitatea științifică internațională (Allemang, Ewins, Maia), forma modurilor proprii, frecvențele proprii de vibrație și forma funcției de răspuns în frecvență reprezintă trei astfel de metode care s-au dovedit utile pentru detectarea defectelor. În prezenta lucrare, printr-un studiu numeric asupra unui ansamblu de plăci sudate s-a arătat că modificarea parametrilor modali cu 5% poate fi consecința unui defect de 50%, astfel, la structuri simple variația parametrilor modali nu identifică cu o sensibilitate satisfăcătoare prezența defectului.

În cea de-a doua categorie se utilizează algoritmi bazați pe prelucrarea semnalelor achiziționate. Cele mai rafinate dintre prelucrări folosesc metode de dată recentă, precum **Transformata Wavelet** sau **metodele statistice**.

Pornind de la ce-a de-a doua categorie de metode, **s-au conceput două metode originale, care se bazează pe utilizarea entropiilor statistice pentru detectarea de defecte la structuri mecanice și echipamente rotative**.

Astfel, pentru structuri mecanice s-a propus folosirea Transformatei Wavelet coroborată cu entropia Shannon, iar pentru mașini și echipamente rotative s-a propus o metodă bazată pe distribuția de probabilități coroborată cu entropiile Shannon, Renyi sau Sharma-Mittal. Indicii propuși pentru detectarea defectelor i-am denumit: **Indice Entropia Shannon - IES, Indice Entropia Renyi - IER** și

**Indice Entropia Sharma-Mittal – IESM.** Pentru a-i valida, în primă fază s-a testat sensibilitatea indicelui IES comparativ cu variația parametrilor modali (determinată atât numeric cât și experimental, cu ajutorul indicilor IFP și ISP), rezultatul arătând că entropia Shannon reprezintă un candidat redutabil pentru detectarea de defecte în structuri mecanice.

O abordare originală a prezentului studiu o reprezintă faptul că pentru investigațiile numerice care s-au efectuat în capitolul 5, pentru determinarea sensibilității indicilor entropici IES, IER și IESM la detectarea de defecte, s-a folosit un model numeric neliniar, simulat în domeniul timp (folosind programul ANSYS LS-DYNA). Contactul între fețele crăpăturii a fost modelat cu ajutorul elementelor care suportă compresiune, de tip bară LINK10, iar forța excitatoare a fost pseudo-aleatoare, semnalul înregistrat în primele 100 de milisecunde ale comportamentului barei. Rezultatul studiului numeric a arătat că cei trei indici entropici pot fi folosiți și în cazul structurilor care sunt supuse la vibrații forțate, care produc structuri un comportament neliniar. S-a dovedit că indicele IESM oferă o sensibilitate sporită dacă i se ajustează parametrul  $r$  în mod corespunzător (cu ajutorul unui studiu de sensibilitate).

Pentru validarea experimentală a indicilor entropici, în capitolul 6, s-a realizat un stand experimental de investigare a prezenței defectelor în structuri mecanice folosind un echipament minimal (format dintr-un microfon supercadioid cu condensator, un ciocan modal, un calculator cu un program de achiziții și un program original dezvoltat în MATLAB). Echipamentul propus s-a dovedit util a servi scopului investigației. Investigațiile s-au realizat folosind două structuri sudate transversal sau longitudinal. Metoda se bazează pe prelucrarea semnalului vibro-acustic înregistrat folosind **Transformata Wavelet împreună cu entropia statistică Shannon**. Toate celelalte prelucrări de semnale care au fost făcute pentru a condiționa semnalul achiziționat au fost efectuate cu ajutorul unor programe dezvoltate de către autor în MATLAB. **Rezultatul studiului experimental a fost publicat într-o lucrare ISI în volumul conferinței AMS13 [125]**

Tot în capitolul 6, pe un stand experimental pentru studiul al vibrațiilor s-a testat sensibilitatea celor 3 indici entropici la detectarea unui număr de 7 defecte care s-au regăsit menționate mai des în literatura de specialitate studiată. Aceste tipuri de defecte sunt găsite de obicei semnalate la aplicațiile industriale, iar domeniul care se ocupă cu monitorizarea lor se numește *Monitorizarea Stării de Integritate Structurală*. Rezultatele studiului experimental pe standul pentru studiul vibrațiilor au arătat că **folosirea distribuției de probabilități împreună cu entropia Shannon, Renyi sau Sharma-Mittal**, reprezintă o metodă sensibilă și rapidă de detectare a tuturor celor 7 tipuri de defecte investigate. Rezultatele studiului au fost prezentate în cadrul **conferinței TIM13**, iar lucrarea este trimisă spre recenzare pentru publicare în **volumul ISI al conferinței [128]**.

Se poate concluziona că noii indici entropici propuși se dovedesc sensibili pentru detectarea de defecte la structuri mecanice folosind analiza vibro-acustică. Pentru monitorizarea stării de integritate structurală a echipamentelor rotative, deoarece prelucrarea ulterioară achiziției de date se face în timp relativ scurt, indicii entropici propuși oferă sensibilitatea necesară la prezența de defecte pentru o astfel de monitorizare.

În cazul echipamentele rotative, în funcție de tipul echipamentului monitorizat, se poate opta pentru unul dintre cei 3 indici entropici. Alegerea indicelui potrivit se poate face în urma realizării unui studiu de sensibilitate. Mai mult, indicelui IESM  $i$  se poate ajusta sensibilitatea prin parametrul  $r$ , așa cum a fost arătat în prezentul studiu.

În cazul specific al standului experimental pe care s-au indus cele 7 tipuri de defect, se poate concluziona așa cum rezultă din concluziile capitolului 6 că indicele entropic Sharma-Mittal, având ajustat parametrul  $r=0.1$ , identifică prezența defectelor și este cel mai sensibil comparativ cu ceilalți indici entropici analizați.

Rezultatele prezentului studiu realizat în perioada doctoranturii, le-am valorificat într-un număr de **12 lucrări științifice** publicate în volumele unor jurnale naționale sau internaționale, sau în cadrul unor conferințe internaționale din țară sau străinătate. **Trei dintre lucrările publicate sau aflate în curs de publicare sunt cotate ISI Proceedings.**

Următorii pași ar trebui întreprinși în vederea implementării metodelor propuse în prezentul studiu în cadrul unor aplicații/proiecte industriale, standuri pentru testarea finală a calității diferitelor produse/subansamble. Pentru ca aceasta să se întâmple mai sunt necesare investigații suplimentare pentru testarea sensibilității indicilor entropici propuși pentru detectarea și altor tipuri de defecte.

## BIBLIOGRAFIE

1. Sohn, H., Farrar, C., R., Hemez, F., M., Shunk, D., D., Stinemates, D., W., and B. Nadler, R., *Review of Structural Health Monitoring Literature: 1996–2001*. Los Alamos National Laboratory, USA., 2003.
2. Montalvao, D., Maia, N., M., M., Ribeiro, A., M., R., *A Review of Vibration-based Structural Health Monitoring with Special Emphasis on Composite*. The Shock and Vibration Digest, 2006. 28: p. 295-324.
3. Al-Badour, F., Sunar, M., Cheded, L., *Vibration analysis of rotating machinery using time-frequency analysis and wavelet techniques*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011. 25: p. 2083-2101.
4. Climente-Alarcona, V., Antonino-Daviua, J., A., Riera-Guaspa, M., Puche-Panadero, R., Escobar, L., *Application of the Wigner–Ville distribution for the detection of rotor asymmetries and eccentricity through high-order harmonics*. Electric Power Systems Research, 2012. 91: p. 28-36.
5. Drobnic, K., Nemec, M., Fiser, R., Ambrozic, V., *Simplified detection of broken rotor bars in induction motors controlled in field reference frame* Control Engineering Practice, 2012. 20: p. 761-769.
6. Ebrahimi, B., M., Faiz, J., Lotfi-fard, S., Pillay, P., *Novel indices for broken rotor bars fault diagnosis in induction motors using wavelet transform* Mechanical Systems and Signal Processing, 2012. 30: p. 131-145.
7. Eftekharijad, B., Addali, A., Mba, D., *Shaft crack diagnostics in a gearbox*. Applied Acoustics, 2012. 73: p. 723-733.
8. Ergina, S., Uzuntasb, A., Bilginer Gulmezoglu, M., *Detection of Stator, Bearing and Rotor Faults in Induction Motors*. Procedia Technology, 2012. 30: p. 1103-1109.
9. Nagaraju, C., Narayana Rao, K., *Application of 3D wavelet transforms for crack detection in rotor systems*. Sadhana, 2009. 34(June): p. 407-419.
10. Andraus, U., Baragatti, P., *Cracked beam identification by numerically analysing the nonlinear behaviour of the harmonically forced response* Journal of Sound and Vibration, 2011. 330: p. 721-742.
11. Chen, C., S., Wang, I., C., *Fatigue Analysis of a Beam Subjected to Dynamic Loading*. Proceedings of 15th International Modal Analysis Conference,, 1997: p. 1544-1550.
12. Jiang, X., Zhongguo, J., M., *Crack detection from the slope of the mode shape using complex continuous wavelet transform*. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering, 2012. 27: p. 187-201.
13. Sinha, J., K., *Higher Order Coherences for fatigue crack detection*. Engineering Structures, 2009. 31: p. 534-538.
14. Umesha, P., K., Ravichandran, R., Sivasubramanian, K., *Crack detection and quantification in beams using wavelets*. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering, 2009. 24: p. 593-607.

15. Vakil Baghmisheha, M., T., Peimania, M., Sadeghib, M., H., Etefaghb, M., M., Tabrizi, A., F., *A hybrid particle swarm–Nelder–Mead optimization method for crack detection in cantilever beams*. Applied Soft Computing, 2012. 12: p. 2217-2226.
16. Ye, J., He, Y., Chen, X., Zhai, Z., Wang, Y., He, Z., *Pipe crack identification based on finite element method of second generation wavelets* Mechanical Systems and Signal Processing, 2010. 24: p. 379-393.
17. Kankar, P., K., Sharma, S., C., Harsha, S., P., *Fault diagnosis of ball bearings using continuous wavelet transform*. Applied Soft Computing, 2011. 11: p. 2300-2312.
18. Konar, P., Chattopadhyay, P., *Bearing fault detection of induction motor using wavelet and Support Vector Machines (SVMs)*. Applied Soft Computing, 2011. 11: p. 4203-4211.
19. Liu, J., Shao, Y., Lim, T., C., *Vibration analysis of ball bearings with a localized defect applying piecewise response function*. Mechanism and Machine Theory, 2012. 56: p. 156-169.
20. Lu, W., Jiang, W., Wu, H., Hou, J., *A fault diagnosis scheme of rolling element bearing based on near-field acoustic holography and gray level co-occurrence matrix* Journal of Sound and Vibration, 2012. 331: p. 3663-3674.
21. Gu, F., Shao, Y., Huc, N., Naid, A., Ball, A., D., *Electrical motor current signal analysis using a modified bispectrum for fault diagnosis of downstream mechanical equipment* Mechanical Systems and Signal Processing, 2011. 25: p. 360-372.
22. Syed Kamruddin, A., S., Sarkarb, A., Madhuchhanda, M., Senguptad, S., *Detection of induction motor broken bar fault through envelope analysis using start-up current*. Procedia Technology, 2012. 4: p. 646-651.
23. Gketsis, Z., E., Zervakis, M., E., Stavrakakis, G., *Detection and classification of winding faults in windmill generators using Wavelet Transform and ANN*. Electric Power Systems Research, 2009. 79: p. 1483-1494.
24. Urrestya, J.-C., Ribab, J.-R., Romeralo, L., *Application of the zero-sequence voltage component to detect stator winding inter-turn faults in PMSMs*. Electric Power Systems Research, 2012. 89: p. 38-44.
25. Barszcz, T., Randall, R., B., *Application of spectral kurtosis for detection of a tooth crack in the planetary gear of a wind turbine*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009. 23: p. 1352-1365.
26. Combet, F., Gelman, L., LaPayne, G., *Novel detection of local tooth damage in gears by the wavelet bicoherence* Mechanical Systems and Signal Processing, 2012. 26: p. 218-228.
27. Zhan, Y., Makis, V., *A robust diagnostic model for gearboxes subject to vibration monitoring*. Journal of Sound and Vibration, 2006. 290: p. 928-955.
28. Jiang, L., Liu, Y., Li, X., Tang, S., *Using bispectral distribution as a feature for rotating machinery fault diagnosis*. Measurement, 2011. 44: p. 1284-1292.
29. Siddhpura, M., Paurobally, R., *A review of chatter vibration research in turning*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2012. 61: p. 27-47.
30. Urbanek, J., Barszcz, T., Zimroz, R., Antoni, J., *Application of averaged instantaneous power spectrum for diagnostics of machinery operating under*



- non-stationary operational conditions*. Measurement, 2012. 45: p. 1782-1791.
31. Xiong, X., Yang, S., Gan, C., *A new procedure for extracting fault feature of multi-frequency signal from rotating machinery* Mechanical Systems and Signal Processing, 2013. Article in Press.
  32. Yan, R., Gao, X., *Harmonic wavelet-based data filtering for enhanced machine defect identification* Journal of Sound and Vibration, 2010. 329: p. 3203-3217.
  33. Hameeda, Z., Y.S. Honga, Y.M. Choa, S.H. Ahnb, , C.K. Song, *Condition monitoring and fault detection of wind turbines and related algorithms: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. 13: p. 1-39.
  34. Liu, W., Y., Zhang, W., H., Han, J., G., Wang, G., F., *A new wind turbine fault diagnosis method based on the local mean decomposition*. Renewable Energy, 2012. 48: p. 411-415.
  35. Márquez , F., P., G., Tobias, A., M., Pinar Pérez, J., M., Papaelias M., *Condition monitoring of wind turbines: Techniques and methods*. Renewable Energy, 2012. 46: p. 169-178.
  36. Marvuglia, A., Messineo, A., *Monitoring of wind farms' power curves using machine learning techniques*. Applied Energy, 2012. 98: p. 574-583.
  37. Bratu, P., Dragan, N., Vasile, O., *Modal analysis of Bechtel viaducts-natural frequencies and eigenvalues*, in *The 9th International Conference "Acustica si Vibratii"* 2010: Resita, Romania.
  38. Cioara, T., G., Simoiu, D., Tocarciuc, A., Tirdea, A., Caplescu., C., *Resonant vibration induced in a flue structure with a heat exchanger. Case study*. Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, 2005. 50(64): p. 255-258.
  39. Liew, K., M., Wang, Q., *Application of Wavelet theory for crack identification in structures*. Journal of Engineering Mechanics, 1998. February: p. 152-157.
  40. Rosmaini, A., Shabrul, K., *An overview of time-based and condition-based maintenance in industrial application*. Computers & Industrial Engineering, 2012. 63: p. 135-149.
  41. Salawu, O., S., Williams, C., *Bridge assessment using forced-vibration testing*. Journal of Structures Engineering, 1995. 121(2): p. 161-173.
  42. Cioara, T., G., Cires, I., Grama, A., Rosca, I., Simoiu, D., Tocarciuc, A., *In situ mass balancing method for store yielding machine with bucket wheel*. Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, 2004.
  43. Ungureanu, A., C., Bereteu, L., Tocarciuc, A., Nagy, R., Simoiu, D. *Measurement and analysis of noise generated in tram rail wheel contact*. in *14-th Symposium on Stress Analysis and Material Testing*. 2013. Timisoara, Romania: Key Engineering Materials.
  44. Chuaa, K., C., Chandranb, V., Acharyaa, U., R., Lima, C., M., *Application of higher order statistics/spectra in biomedical signals—A review*. Medical Engineering & Physics, 2010. 32: p. 679-689.
  45. Shoukat Choudhurya, M., A., A., Shaha, L., S., Thornhillb, N., F., *Diagnosis of poor control-loop performance using higher-order statistics*. Automatica, 2004. 40: p. 1719-1728.
  46. Feldman, M., *Hilbert transform in vibration analysis* Mechanical Systems and Signal Processing, 2011. 25: p. 735-802.
  47. Fana, S.-Z., Weib, Q., Shic, P.-F., Chenc, Y.-J., Liub, Q., Shieh, J.-S., *A comparison of patients' heart rate variability and blood flow variability*

- during surgery based on the Hilbert-Huang Transform Biomedical Signal Processing and Control, 2011. Article in Press.
48. Jasinski, M., Radkowski, S., *Use of the higher spectra in the low-amplitude fatigue testing*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011. 25: p. 704-716.
  49. Nichols, J., M., Marzocca, P., Milanese, A., *On the use of the auto-bispectral density for detecting quadratic nonlinearity in structural systems*. Journal of Sound and Vibration, 2008. 312: p. 726-735.
  50. Nichols, J., M., Marzocca, P., Milanese, A., *The trispectrum for Gaussian driven, multiple degree-of-freedom, non-linear structures* International Journal of Non-Linear Mechanics, 2009. 44: p. 404-416.
  51. Avđakovic, S., Nuhanovic, A., Kusljugic, M., Music, M., *Wavelet transform application in power systems dynamics*. Electric Power Systems Research, 2012. 83: p. 237-245.
  52. Chen, S., L., Liu, J., J., Lai, H., C., *Wavelet analysis for identification of damping ratios and natural frequencies* Journal of Sound and Vibration, 2009. 323: p. 130-147.
  53. Cusidó, J., Romeral, L., Ortega, J., A., Garcia, A., Riba, J., R., *Wavelet and PDD as fault detection techniques*. Electric Power Systems Research, 2010. 80: p. 915-924.
  54. Muralidharana, V., Sugumaranc, V., *A comparative study of Naïve Bayes classifier and Bayes net classifier for fault diagnosis of monoblock centrifugal pump using wavelet analysis*. Applied Soft Computing, 2012. 12: p. 2023-2029.
  55. Acciani, G., Brunetti, G., Fornarelli, G., Giaquinto, A., *Angular and axial evaluation of superficial defects on non-accessible pipes by wavelet transform and neural network-based classification*. Ultrasonics, 2010. 50: p. 13-25.
  56. Bin, G., F., Gao, J., J., Li, X., J., Dhillon, B., S., *Early fault diagnosis of rotating machinery based on wavelet packets—Empirical mode decomposition feature extraction and neural network*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012. 27: p. 696-711.
  57. Xinglong, L., Zhongwei, J., Zhonghong, Y., *Improvement of accuracy in damage localization using frequency slice wavelet transform*. Shock and Vibration, 2012. 19: p. 585-596.
  58. Boskoski, P., Juricic, D., *Fault detection of mechanical drives under variable operating conditions based on wavelet packet Renyi entropy signatures*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012. 31: p. 369-381.
  59. Bereteu, L., Tocarciuc, A., *Mechanical and mathematical modelling of bridge crane*, in *20-th International conference on noise and vibration*, S. University of Nis, Editor. 2006: Nis, Serbia.
  60. Allemang, R., J., *The Modal Assurance Criterion MAC: Twenty years of use and abuse*. Proceedings of 20th International Modal Analysis Conference, 2002: p. 397-405.
  61. Carden, E., P., Fanning, P., *Vibration based condition monitoring: A Review*. Structural Health Monitoring, 2004. 3((4)): p. 355-377.
  62. Doebbling, S., W., Farrar, C., R., Prime, M., B., Shevitz, D., W., *Damage identification and health monitoring of structural and mechanical systems from changes in their vibrational characteristics: A Literature Review*. 1996, Los Alamos National Laboratory for the United States Department of Energy. p. 134.

63. Salawu, O., S., *Detection of Structural Damage Through Changes in Frequency. A Review*. Engineering Structures, 1998. 19((9)): p. 718-724.
64. Haar, A., *Zur Theorie der orthogonalen Funktionensysteme*. Mathematische Annalen, 1910. 69(3): p. 331-371.
65. Morlet, J., Arens, G., Fourgeau, E., Giard, D., *Wave propagation and sampling theory, Part1: Complex signal and scattering in multilayer media*. Journal of Geophysics, 1982. 47: p. 203-221.
66. Grossmann, A., Morlet, J., *Decomposition of Hardy functions into square integrable wavelets of constant shape*. SIAM Journal of Analysis, 1984. 15: p. 723-736.
67. Meyer, Y., Roques, S., *Wavelets: their past and their future*. Progress in Wavelet Analysis and Applications, 1993: p. 9-18.
68. Mallat, S., *Multifrequency channel decompositions of images and wavelet models*. IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, 1989. 37: p. 2091-2110.
69. Daubechies, I., *The wavelet transform, time-frequency localization and signal analysis*. . IEEE Transformation and Information Theory, 1990. 36: p. 961-1005.
70. Daubechies, I., *Ten Lectures on Wavelets*. SIAM, (prezentate la CBMS-NSF Conference on Wavelets and Applications at Lowell, 1990). 1992, Philadelphia.
71. Heisenberg, W., *Ueber den anschaulichen Inhalt der quantentheoretischen Kinematik und Mechanik*. Zeitschrift für Physik, 1927. 43: p. 172-198.
72. Strang, G., Nguyen, T., *Wavelets and Filter Banks* 1996: SIAM.
73. Clausius, R., *The Mechanical Theory of Heat – with its Applications to the Steam Engine and to Physical Properties of Bodies*. London: John van Voorst, 1 Paternoster Row. MDCCCLXVII, 1865.
74. Corporation, M., *Microsoft Encarta 2006*, M. Corporation, Editor. 2006.
75. Hazewinkel, M., *Entropy*. Encyclopedia of Mathematics. Vol. ISBN 978-1-55608-010-4. 2001.
76. Shannon, C., E., *A Mathematical Theory of Communication*. The Bell System Technical Journal - retiparit de catre, 1948. 27(July, October): p. 379-423, 623-656.
77. Tsallis, C., *Possible generalization of Boltzmann-Gibbs statistics*. Journal of Statistical Physics 1988. 52: p. 479-487.
78. Pareto, V., *La legge della domanda*. Giornale degli Economisti, 1897. 10: p. 59-68.
79. Rényi, A., *Probability Theory*. North-Holland, Amsterdam, 1970.
80. Kolmogorov, A., N., *Sur la notion de la moyenne*. Atti Accad Naz Lincei Mem Cl Sci Fis Mat Natur Sez, 1930. 12(6): p. 388-391.
81. Nagumo, M., *Über eine Klasse der Mittelwerte*. Japanese Journal of Mathematics, 1930. 7: p. 71-79.
82. Sharma, B., D., Mittal, D., P., *New non-additive measures of entropy for discrete probability distributions*. Journal of Mathematical Sciences, 1975. 10: p. 28-40.
83. Velten, A., Raskar, R., Bawendi, M., *Picosecond camera for time-of-flight imaging*, in *Imaging Systems and Applications*, E.T.f.I.S. (IMB), Editor. 2011: Toronto, Canada.
84. Tocarciuc, A., Cioara, T., G., *On dynamic effect of a traveling slug passing through a pipe elbow*. Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, 2005. 50(64): p. 251-256.

85. Tocarciuc, A., Cioara, T., G., *On the dynamic effects in pipeline fluid transportation*. Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, 2005.
86. Tocarciuc, A. *Numerical analysis of a traveling isolated water slug through a pipe elbow varying pipe diameter and propulsion gas inlet velocity*. in *35th Solid Mechanics Conference SOLMECH06*. 2006. Krakow, Poland.
87. Tocarciuc, A., *Transient phenomena in multiphase fluid flow transportation system. Numerical analysis of slug flow*. IMACS Series in Computational and Applied Mathematics, 2006. 12: p. 81-90.
88. Hrennikoff, A., *Solution of problems of elasticity by the Frame-Work Method*. ASME Journal of Applied Mechanics, 1941. 8: p. A619-A715.
89. Strang, G., Fix, G., *An Analysis of The Finite Element Method*, ed. P. Hall. 1973.
90. Zienkiewicz, O., C., Taylor, R., L., Zhu, J., Z. , *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*, ed. Butterworth-Heinemann. 2005.
91. Maia, N., M., M., Silva, J., M., M. , *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. 1997: Research Studies Press Ltd.
92. Doebling, S., W., Farrar, C., R., Prime, M., B. , *A Summary Review of vibration-based damage identification methods*. 1998, Los Alamos National Laboratory under auspices of United States Department of Energy. p. 34.
93. Bereteu, L., Tocarciuc, A., Vigaru, C., *The effect of small structural modification on modal parameters*. Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, 2005. 50(64): p. 41-46.
94. Damir, A., N., Elkhatib, A., Nassef, G., *Prediction of fatigue life using modal analysis for Grey and Ductile Cast Iron*. International Journal of Fatigue, 2007. 29: p. 499-507.
95. Gupta, A., Thakur, S., *Fatigue Life of Aluminum Beams Under Random Vibration*. Proceedings of 19th International Modal Analysis Conference, 2001: p. 1737-1741.
96. Bedewi, N., E., Kung, D., N. , *Effect of fatigue loading on the modal properties of composite structures and its utilization for prediction of residual life*. Composite Structures, 1997. 37(3/4): p. 357-371.
97. Johansen, S., *Vehicle Fatigue Life Estimation Based on Modal Analysis*. Proceedings of 12th International Modal Analysis Conference,, 1994: p. 1454-1460.
98. Shang, D., G., Barkley, M., E., Wang, Y., Lim, T.,C. , *Effect of fatigue damage on dynamic response frequency of spot-welded joints*. International Journal of Fatigue, 2003. 25: p. 311-316.
99. Simon, D., Golinval, J., C. , *Dynamic Stress and Fatigue Life Prediction Using Modal Testing and Model Correlation*. Proceedings of 14th International Modal Analysis Conference, 1996: p. 423-428.
100. Kessler, S., S., Spearing, S., M., Atalla, M., J., Cesnik, Soutis, C., E., S., *Damage detection in composite materials using frequency response methods*. Composites: Part B, 2002. 33: p. 87-95.
101. Alqaradawi, M., Y., Nicholson, D., Nayfeh, J., Moslehy, F., *Baseline formation for damage diagnosis in one dimensiona beam problems*. Proceedings of 20th International Modal Analysis Conference, 2002: p. 1299-1305.
102. Lam, H., F., Ko, J., M., Wong, C., W. , *Localization of damaged structural connexions based on experimental modal and sensitivity analysis*. Journal of Sound and Vibration, 1998. 200(1): p. 91-115.

103. Lu, Q., Ren, G., Zhao, Y., *Multiple damage location with flexibility curvature and relative frequency change for beam structures*. Journal of Sound and Vibration, 2002. 253(5): p. 1101-1114.
104. Messina, A., Contursi, T., Williams, E., J. , *Multiple damage evaluation using natural frequency changes*. Proceedings of 15th International Modal Analysis Conference, 1997: p. 658-664.
105. Harris, C., M., Piersol, A., G. , *Harris' Shock and Vibration Handbook - Fifth edition*. 2002: McGraw-Hill.
106. Zimmerman, D., C., Simmermacher, T., Kaouk, M., *Structural damage detection using frequency response functions*. Proceedings of 13th International Modal Analysis Conference, 1995: p. 179-184.
107. Smart, M., *Localization of damaged structural connexions based on experimental modal and sensitivity analysis*. Proceedings of 13th International Modal Analysis Conference, 1995: p. 1385-1390.
108. Maia, N., M., M., Silva, J., M., M., Ribeiro, A., M., R., Leitao, J., J., A., A., *On the possible application of fractional derivatives to modal analysis*. Proceedings of 14th International Modal Analysis Conference, 1996: p. 172-177.
109. Maia, N., M., M., Silva, J., M., M., Sampaio, R., P., C., *Localization of damage using curvature of the frequency-response-functions*. Proceedings of 15th International Modal Analysis Conference, 1997: p. 942-946.
110. Silva, J., M., M., Maia, N., M., M., Sampaio, R., P., C., *Localization of damage of using FRF's curvatures. Assessment and discussion in experimental cases*. Proceedings of 16th International Modal Analysis Conference, 1998: p. 1587-1590.
111. Davis, I., C., Wicks, A., L., *Sources of FRF variation in damage detection*. Proceedings of 21st International Modal Analysis Conference, 2003: p. 765-770.
112. Kim, H., Y., *Vibration-dased damage identification using reconstructed FRFs in composite structures*. Journal of Sound and Vibration, 2003. 259(5): p. 1131-1146.
113. Pandley, A., K., Biswas, M., Samman, M., M., *Damage detection from changes in curvature mode shapes*. Journal of Sound and Vibration, 1991. 145(2).
114. Duarte, M., L., M., Medeiros, E., B., Silva, R., L., Cypriano, R., R., S., Mansur, T., R., Palma, E., S., *Damage detection: Fatigue and structural parameters variations - Study methodology and problems faced*. Proceedings of 20th International Modal Analysis Conference, 2002: p. 1286-1291.
115. West, W., M., *Illustration of the use of modal assurance criterion to detect structural changes in an orbiter test specimen*. Proceedings of Air Force Conference on Aircraft Structural Integrity, 1984: p. 1-6.
116. Lieven, N., A., J., Ewins, D., J., *Spatial correlation of mode shapes, the Coordinate Modal Assurance Criterion - COMAC*. Proceedings of 6th International Modal Analysis Conference, 1988: p. 690-695.
117. Palacz, M., Krawczuk, M., *Vibration parameters for damage detection in structures*. Journal of Sound and Vibration, 2002. 249(5): p. 999-1010.
118. Hoerst, B., C., Ratcliffe, P., C. , *Damage detection in beams using Laplacian operators on experimental modal data*. Proceedings of 15th International Modal Analysis Conference, 1997: p. 1305-1311.

154 BIBLIOGRAFIE

---

119. Holger Schlum, D., *Fatigue testing and crack analysis of resonating structures*. PhD thesis- Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 2001.
120. Kisa, M., Brandon, J., Topcu, M., *Free vibration analysis of cracked beams by a combination of finite elements and component mode synthesis methods*. Computers and Structures, 1998. 67: p. 215-223.
121. Wang, K., Inman, D., J., *Coupling bending and torsion of a cracked composite beam*. Proceedings of 22nd International Modal Analysis Conference, 2004: p. 283-288.
122. Vanlanduit, S., Parloo, E., Guillaume, P., *Combined damage detection techniques*. Journal of Sound and Vibration, 2002. 266: p. 815-831.
123. Waldron, K., Ghoshal, A., Schultz, M., J., Sundaresan, M., J., Ferguson, F., Pai, P., F., Chung, G., H., *The use of operational deflection shapes for structural damage detection*. Proceedings of 18th International Modal Analysis Conference, 2000: p. 1194-1199.
124. Tocarciuc, A., Boltezar, M., Slavic, J., *On estimating fatigue life of structures exposed to vibration*. Kuhlievi Dnevi, 2008(1): p. 213-220.
125. Tocarciuc, A., Bereteu, L., Drăgănescu, G., *Damage detection in flux cored wire welded structures by using vibration testing*. Solid State Phenomena, 2013. in press.
126. Hu, S.-L., Li, J., P., Vincent, H., T., Li, H., *Modal parameter estimation for Jacket-type platforms using free-vibration data*. Journal of waterway, port, coastal, and ocean engineering, 2011(ASCE - September/Octomber): p. 234-245.
127. Potts, D., Tasche, M., *Parameter estimation for exponential sums by approximate Prony method*. Signal Processing, 2010. 90: p. 1631-1642.
128. Tocarciuc, A., Bereteu, L., Drăgănescu, G. *Entropy-based parameters sensitive to the presence of damage in rotating machinery*. in *Physics Conference TIM-13*. 2013: American Institute of Physics.

## ANEXA 1

```
%  
%  
%Program Matlab pentru calculul coeficientilor dezvoltarii in serie Fourier  
%  
%  
% Declararea Variabilelor  
clear;  
syms t;  
length_of_n = 10;      % Numarul de coeficienti  
p = 2*pi;              % Perioada functiei  
f = cos(t)+t;          % Definitia functiei  
  
%Declararea Functiilor  
C_0 = (1/p)*int(f, t, 0, p);  
C_coef = [];  
D_coef = [];  
fprintf('Fourier Coefficient:\ta_0 ==> %0.2f\n', double(C_0))  
  
%Calculul Coeficientilor Cn si Dn, si afisarea lor  
for n = 1 : length_of_n  
    C_coef = [C_coef, (2/p)*int(f*cos(2*pi*n*t/p), t, n, p)];  
    D_coef = [D_coef, (2/p)*int(f*sin(2*pi*n*t/p), t, n, p)];  
    fprintf('Coeficientul Fourier:\t');  
    fprintf('C_%.1Of ==> %0.3f\t\t', n, double(C_coef(n)));  
    fprintf('C_%.1Of ==> %0.3f\n', n, double(D_coef(n)));  
end
```



## ANEXA 2.1

```

/CLEAR,NOSTART
/COM,-----
/COM,Bara_Incastrata_Analiza_Neliniara.inp
/COM,Analiza neliniara a unei bare incastrate la un capat folosind
/COM, Analiza Tranzitorie Neliniara din ANSYS LS-DYNA
/COM,
/COM,Universitatea Politehnica din Timisoara
/COM,Laboratorul de Testari la Vibratii
/COM,Departamentul de Mecanica si Rezistenta Materialelor
/COM,      www.mec.upt.ro
/COM,      toarciuc@yahoo.ca
/COM,
/COM,Autor:
/COM,Alexandru TOCARCIUC
/COM
/COM,Ultima modificare: 01.09.2010, Alexandru TOCARCIUC
/COM,-----
!
!-----
! Titlu
!-----
/TITLE, Vibratia fortata a unei bari incastrate la un capat care contine defect
!-----
! Setari de parametri
!-----
FINISH

*AFUN,DEG      ! Valorile unghiurilor se introduc in grade
/UNITS,si      ! Se alege Sistemul International de Unitati
/CONFIG, nproc, 2 ! Se folosesc 2 procesoare pentru calcul numeric
/CONFIG, nres, 10001
/PREP7

!-----
! DEFINIREA VARIABILELOR -
!-----
*SET,index,1
!*****
! Geometrice
!*****
*SET,L, 300e-3 !Lungimea totala a barei
*SET,d, 6e-3 !Diametrul barei
*SET,a, 170e-3 !Cota la care este pozitionata taietura, fata de capatul incastrat
*SET,b, 1e-3 !Latimea defectului
*SET,h, 1e-3 !Lungimea defectului
!*****
! Proprietati de material
!*****
*SET,Densitate, 7800 !Densitatea materialului metalic
*SET,E_modul, 2.1e11 !Modulul lui Young
*SET,Coeff_Poisson, 0.3 !Coeficientul lui Poisson
!*****
! Analiza
!*****

```



```

*SET,n_moduri,      4
*SET,el_dim,       1e-3
!-----
! DEFINIREA MATERIALELOR -
!-----
! 1- Materialul metalic al barei
MP,EX, 1, E_modul,,,,
MP,PRXY,1, Coeff_Poisson,,,,
MP,DENS,1, Densitate,,,,
! 2- Materialul elementelor LINK10
MP,EX, 2, E_modul,,,,
MP,DENS,2, Densitate,,,,

!-----
! DEFINIREA ELEMENTELOR FINITE -
!-----
ET, et_SOLID187, SOLID187 ! Elementele finite cu care se modeleaza bara sunt SOLID187
ET, et_LINK10, LINK10,,,1 ! Elementele finite cu care se modeleaza interactiunea
!-----
! dintre fetele crapaturii sunt LINK10
! GEOMETRY MODELING -
!-----

/input,bara_10mm,cdb ! Deoarece s-au facut mai multe modele, am optat pentru importul
! acestora in programul principal.

! In continuare se selecteaza nodurile pe care trebuie sa se aplice constrangere pentru
! toate cele 6 grade de libertate
NSEL, S, LOC, z, -el_dim*0.01, el_dim*0.01
D, ALL, ALL,0,0,0,0,0 ! Se Aplica valoarea zero pentru cele 6 Grade de Libertate
ALLSEL, ALL

! Se formeaza un grup cu nodurile pe care se va aplica forta pseudo-aleatoare
NSEL, S, LOC, z, 0.999*L,1.001*L
CM, puncte_excitatie, NODE

ALLSEL, ALL
SAVE
FINISH

!-----
! Analiza Tranzitorie Neliniara
!-----

/SOL
/input,RR,txt ! Se citeste dintr-un fisier secundar forta care se aplica
! pe grupul puncte_excitatie definit anterior

ANTYPE, TRANS ! Se seteaza analiza ca fiind Tranzitorie
NLGEOM, ON ! Se considera neliniaritatile
AUTOTS, ON

*DO,index, 1, 1000, 1 ! Pentru fiecare dintre cele 1000 valori ale timpului intre 0 si 0.1 sec.

NSUBST,20,1000,1
TIME,Time(index,1) ! se aplica la momentul Time(index,1) citit din fisierul RR.txt
CMSEL,S, puncte_excitatie ! punctelor din grupul puncte_excitatie
F, ALL, FY, Force(index,1) ! forta din vectorul Force(index,1) citit din fisierul RR.txt

```

158 ANEXA 2.1

---

KBC,0  
ALLSEL, ALL,, ALL  
OUTRES, ALL, ALL  
LSWRITE

\*ENDDO

SAVE

!ssolve,1,1000,1 ! calculeaza solutia pentru pasul index al analizei

! Pentru prelucrarea rezultatelor este necesar a se folosi postprocesorul POST26  
! Acest pas nu este indicat in prezenta anexa.

## ANEXA 2.2

```

/COM,-----
/COM,Placi_Sudate.inp
/COM,Analiza Modala a unor placi sudate, cu si fara defecte
/COM, folosind modelare cu elemente tetraedrale de ordinul 2 SOLID187
/COM,
/COM,Universitatea Politehnica din Timisoara
/COM,Facultatea de Mecanica
/COM,Laboratorul de Testări la Vibratii
/COM, Departamentul de Mecanica si Rezistenta Materialelor
/COM, e-mail: toarciuc@yahoo.ca
/COM,
/COM,Autor:
/COM, Alexandru TOCARCIUC
/COM
/COM,Ultima Modificare: 14.09.2012, Alexandru TOCARCIUC
/COM,-----
!
!-----
! Titlul analizei
!-----
/TITLE, Analiza Modala a unui ansamblu de placi sudate
!-----
! SETĂRI GENERALE
!-----
FINISH
*AFUN,DEG ! Valorile care exprima unghiuri sunt introduse in grade
/UNITS,si ! Se alege Sistemul International de Unitati [SI]
/CONFIG, nproc, 2 ! Se seteaza calculul numeric cu 2 procesoare
/CONFIG, nres, 10001
/PREP7

!-----
! DEFINIREA PARAMETRILOR - ! In aceasta sectiune se definesc parametrii simularii.
!----- ! APDL (Ansys Parametric Design Language) ajuta
! utilizatorul sa obtina rezultate rapide la schimbarea
! unuia dintre parametrii, totodata avand sub
! control pasii pentru repetarea analizei in mod IDENTIC.
!*****
! Geometrie *
!*****
*SET,lungime, 561.5e-3 !Lungimea placii
*SET,latime, 60e-3 !Latimea placii
*SET,grosime, 1.5e-3 !Grosimea placilor. Se presupune ca ambele placi au aceeasi
grosime
*SET,delta, 298e-3 !Pozitionarea taietunii fata de una din margini
*SET,h, 0.1e-3 !Adancimea taietunii de-a lungul cordonului de sudura
!*****
! Proprietati de Material *
!*****
*SET,Densitate, 7900 !Densitatea
*SET,Modul_Elasticitate, 2.05e11 !Modulul de elasticitate longitudinal
*SET,Coefficient_Poisson, 0.3 !Coefficientul lui Poisson
!*****
! Analiza
!*****
*SET,nr_moduri, 26 !Numarul de moduri proprii care sa fie calculate

```

160 ANEXA 2.2

---

\*SET,Coeficient\_Amortizare, 0.011 !Coeficientul de amortizare

!-----  
! DEFINIREA MATERIALELOR -  
!-----

MP,EX, 1, Modul\_Elasticitate,,,, !Se definesc:  
MP,PRXY,1, Coeficient\_Poisson,,,, ! proprietatile pentru Materialul cu numarul 1  
MP,DENS,1, Densitate,,,,

!-----  
! MODELARE GEOMETRICA -  
!-----

K,1,0,0,0  
K,2,0,0,grosime  
K,3,lungime,0,0  
K,4,lungime,0,grosime  
K,5,0,latime-0.0015,0  
K,6,0,latime-0.0015,grosime  
K,7,lungime,latime+0.0015,0  
K,8,lungime,latime+0.0015,grosime

K,9,delta,0,0  
K,10,delta,0,grosime  
K,11,delta+0.001,0,0  
K,12,delta+0.001,0,grosime  
K,13,delta,h,0  
K,14,delta,h,grosime  
K,15,delta+0.001,h,0  
K,16,delta+0.001,h,grosime

A,1,9,13,15,11,3,7,5  
A,1,9,10,2  
A,9,10,14,13  
A,13,14,16,15  
A,11,15,16,12  
A,11,12,4,3  
A,4,3,7,8  
A,7,8,6,5  
A,1,2,6,5  
A,2,10,14,16,12,4,8,6

VA,1,3,4,5,6,7,8,9,10,2

!-----  
! DEFINITIA TIPULUI ELEMENTELOR -  
!-----

ET, tetraedru, SOLID187 !Se alege tipul de element SOLID187

!-----  
! CREAREA REZELEI DE DISCRETIZARE -  
!-----

type,tetraedru  
mat,1  
real,1 ! După crearea geometriei modelului de analizat  
SMRT,3 ! se trece la următorul pas: crearea rezelei de discretizare

```

ESIZE,10e-3          ! folosind un mesher automat, care are ca parametri:
MSHAPE,1,3D         !          SMRT=3 - reprezintă gradul de finețe al rețelei
MSHKEY,0            !          ESIZE=10e-3 - reprezintă lungimea
CM,_Y1,VOLU         !          caracteristică a elementelor rețelei
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
!*
VMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

!-----
! ANALIZA MODALA  -
!-----

/SOLU
allsel
ANTYPE,modal,new
MODOPT,LANB,nr_moduri,0,1500, ,OFF
SOLVE               ! În acest modul se calculează primele nr_moduri ale ansamblului
FINISH              ! generat în pasul anterior. Metoda de calcul a modurilor proprii
/POST1              ! este Block-Lanczos. Frecvențele proprii vor fi afișate la sfârșitul
SET,LIST            ! analizei modale pe ecranul calculatorului, folosind
                   ! post-procesorul POST1

/solu
/output,mass_output.txt ! Pentru a compara masa modelului FE cu cea a modelului fizic
psolve,elform        ! este indicat a o determina. Aceasta este util pentru a avea sens
/output              ! compararea rezultatelor obținute din cele două tipuri de analize

```

## ANEXA 3

```
clear all;

load Fara_Defect.txt

timp= Fara_Defect (:,1);
T1= Fara_Defect (:,2);
T2= Fara_Defect (:,3);
M= Fara_Defect (:,4);

indexH=50;

hT1=hist(T1(:,1),indexH);
hT2=hist(T2(:,1),indexH);
hM=hist(M(:,1),indexH);

load Cu_Defect.txt

timpD= Cu_Defect (:,1);
T1D= Cu_Defect (:,2);
T2D= Cu_Defect (:,3);
MD= Cu_Defect (:,4);

hT1D=hist(T1D(:,1),indexH);
hT2D=hist(T2D(:,1),indexH);
hMD=hist(MD(:,1),indexH);

s1=0;
s1D=0;
s2=0;
s2D=0;
sM=0;
sMD=0

for i=1:indexH
    s1=s1+hT1(1,i);
    s1D=s1D+hT1D(1,i);
    s2=s2+hT2(1,i);
    s2D=s2D+hT2D(1,i);
    sM=sM+hM(1,i);
    sMD=sMD+hMD(1,i);
end

hT1(1,:)=hT1(1,+)/s1;
hT1D(1,:)=hT1D(1,+)/s1D;
hT2(1,:)=hT2(1,+)/s2;
hT2D(1,:)=hT2D(1,+)/s2D;
hM(1,:)=hM(1,+)/sM;
hMD(1,:)=hMD(1,+)/sMD;
```

```

ShanT1=0;
ShanT1D=0;
ShanM=0;
RenyiT1=0;
RenyiT1D=0;
RenyiM=0;
ShanT2=0;
ShanT2D=0;
ShanMD=0;
RenyiT2=0;
RenyiT2D=0;
RenyiMD=0;

ordin_Renyi=20;
ordin_Sharma_Mittal=0.1;
for j=1:indexH
    if hT1(1,j)*log(hT1(1,j))>0 | hT1(1,j)*log(hT1(1,j))<0
        shT1(1,j)=hT1(1,j)*log(hT1(1,j));
    else
        shT1(1,j)=0;
    end
    if hT1D(1,j)*log(hT1D(1,j))>0 | hT1D(1,j)*log(hT1D(1,j))<0
        shT1D(1,j)=hT1D(1,j)*log(hT1D(1,j));
    else
        shT1D(1,j)=0;
    end
    if hT2(1,j)*log(hT2(1,j))>0 | hT2(1,j)*log(hT2(1,j))<0
        shT2(1,j)=hT2(1,j)*log(hT2(1,j));
    else
        shT2(1,j)=0;
    end
    if hT2D(1,j)*log(hT2D(1,j))>0 | hT2D(1,j)*log(hT2D(1,j))<0
        shT2D(1,j)=hT2D(1,j)*log(hT2D(1,j));
    else
        shT2D(1,j)=0;
    end
    if hM(1,j)*log(hM(1,j))>0 | hM(1,j)*log(hM(1,j))<0
        shM(1,j)=hM(1,j)*log(hM(1,j));
    else
        shM(1,j)=0;
    end
    if hMD(1,j)*log(hMD(1,j))>0 | hMD(1,j)*log(hMD(1,j))<0
        shMD(1,j)=hMD(1,j)*log(hMD(1,j));
    else
        shMD(1,j)=0;
    end

RenyiT1=RenyiT1+hT1(1,j)^ordin_Renyi;
RenyiT1D=RenyiT1D+hT1D(1,j)^ordin_Renyi;

```

```

    RenyiM=RenyiM+hM(1,j)^ordin_Renyi;
    ShanT1=ShanT1+shT1(1,j);
    ShanT1D=ShanT1D+shT1D(1,j);
    ShanM=ShanM+shM(1,j);
    RenyiT2=RenyiT2+hT2(1,j)^ordin_Renyi;
    RenyiT2D=RenyiT2D+hT2D(1,j)^ordin_Renyi;
    RenyiMD=RenyiMD+hMD(1,j)^ordin_Renyi;
    ShanT2=ShanT2+shT2(1,j);
    ShanT2D=ShanT2D+shT2D(1,j);
    ShanMD=ShanMD+shMD(1,j);
end

IES_T1=-ShanT1;
IES_T1_D=-ShanT1D;
IES_M=-ShanM;
IES_M_D=-ShanMD;

IES_T2=-ShanT2;
IES_T2_D=-ShanT2D;

PR_IES_T1=(IES_T1_D-IES_T1)/IES_T1*100;
PR_IES_T2=(IES_T2_D-IES_T2)/IES_T2*100;
PR_IES_M=-(IES_M_D-IES_M)/IES_M*100;

IER_T1=(1/(1-ordin_Renyi))*log(RenyiT1);
IER_T1_D=(1/(1-ordin_Renyi))*log(RenyiT1D);
IER_T2=(1/(1-ordin_Renyi))*log(RenyiT2);
IER_T2_D=(1/(1-ordin_Renyi))*log(RenyiT2D);
IER_M=(1/(1-ordin_Renyi))*log(RenyiM);
IER_M_D=(1/(1-ordin_Renyi))*log(RenyiMD);

PR_IER_T1=(IER_T1_D-IER_T1)/IER_T1*100;
PR_IER_T2=(IER_T2_D-IER_T2)/IER_T2*100;
PR_IER_M=-(IER_M_D-IER_M)/IER_M*100;

IESM_T1=(1/(1-ordin_Sharma_Mittal))*((RenyiT1)^((1-ordin_Sharma_Mittal)/(1-ordin_Renyi))-1);
IESM_T2=(1/(1-ordin_Sharma_Mittal))*((RenyiT2)^((1-ordin_Sharma_Mittal)/(1-ordin_Renyi))-1);
IESM_T1_D=(1/(1-ordin_Sharma_Mittal))*((RenyiT1D)^((1-ordin_Sharma_Mittal)/(1-ordin_Renyi))-1);
IESM_T2_D=(1/(1-ordin_Sharma_Mittal))*((RenyiT2D)^((1-ordin_Sharma_Mittal)/(1-ordin_Renyi))-1);
IESM_M=(1/(1-ordin_Sharma_Mittal))*((RenyiM)^((1-ordin_Sharma_Mittal)/(1-ordin_Renyi))-1);
IESM_M_D=(1/(1-ordin_Sharma_Mittal))*((RenyiMD)^((1-ordin_Sharma_Mittal)/(1-ordin_Renyi))-1);

PR_IESM_T1=(IESM_T1_D-IESM_T1)/IESM_T1*100;
PR_IESM_T2=(IESM_T2_D-IESM_T2)/IESM_T2*100;
PR_IESM_M=-(IESM_M_D-IESM_M)/IESM_M*100;

```



```

T(1,1)=IES_T1;
T(2,1)=IES_T1_D;
T(3,1)=PR_IES_T1;
T(4,1)=IES_T2;
T(5,1)=IES_T2_D;
T(6,1)=PR_IES_T2;
T(7,1)=IES_M;
T(8,1)=IES_M_D;
T(9,1)=PR_IES_M;
T(1,2)=IER_T1;
T(2,2)=IER_T1_D;
T(3,2)=PR_IER_T1;
T(4,2)=IER_T2;
T(5,2)=IER_T2_D;
T(6,2)=PR_IER_T2;
T(7,2)=IER_M;
T(8,2)=IER_M_D;
T(9,2)=PR_IER_M;
T(1,3)=IESM_T1;
T(2,3)=IESM_T1_D;
T(3,3)=PR_IESM_T1;
T(4,3)=IESM_T2;
T(5,3)=IESM_T2_D;
T(6,3)=PR_IESM_T2;
T(7,3)=IESM_M;
T(8,3)=IESM_M_D;
T(9,3)=PR_IESM_M;

```

```

subplot(3,1,1);
plot(hT1,'DisplayName','fara
defect','YDataSource','h1','Color','black','LineWidth',3);hold all;
plot(hT1D,'DisplayName','cu
defect','YDataSource','h1D','Color','red','LineWidth',3,'LineStyle','--');hold off;
ylabel('p(H)','fontsize',11);
xlabel({'Clasa de valori',' '},'fontsize',11);
title('a. traductor T1 - lagar stanga','fontsize',12);
figure(gcf);
grid('on');
set(gcf,'Color',[1,1,1]);
legend('show');

```

```

subplot(3,1,2);
plot(hT2,'DisplayName','fara
defect','YDataSource','h2','Color','black','LineWidth',3);hold all;
plot(hT2D,'DisplayName','cu
defect','YDataSource','h2D','Color','red','LineWidth',3,'LineStyle','--');hold off;
ylabel('p(H)','fontsize',11);
xlabel({'Clasa de valori',' '},'fontsize',11);
title({'b. traductor T2 - lagar dreapta'},'fontsize',12);

```

```
figure(gcf);
grid('on');
set(gcf,'Color',[1,1,1]);
legend('show');

subplot(3,1,3);
plot(hM,'DisplayName','fara
defect','YDataSource','hR','Color','black','LineWidth',3);hold all;
plot(hMD,'DisplayName','cu
defect','YDataSource','hRD','Color','red','LineWidth',3,'LineStyle','--');hold off;
ylabel('p(H)','fontsize',11);
xlabel('Clasa de valori','fontsize',11);
title({'c). traductor M - lagar motor'},'fontsize',12);
figure(gcf);
grid('on');
set(gcf,'Color',[1,1,1]);
legend('show');

set(gcf,'PaperUnits','inches');
set(gcf,'papersize',[8 8]);
set(gcf,'paperpositionmode','manual');
set(gcf,'paperposition',[0 0 8 8],'units','normalized');

print('-djpeg','-r300','Imagine_distributii_probabilitati');
```

## ANEXA 4

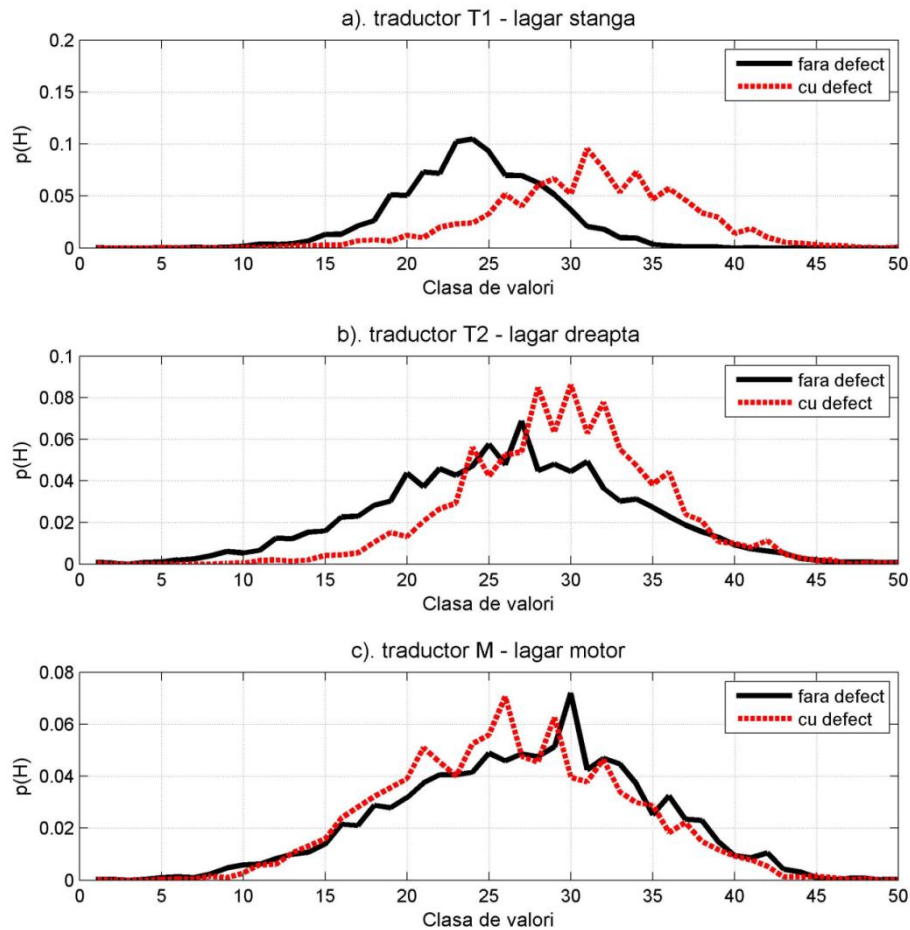


Figura A4.1 Distribuția de probabilitate – excentricitate statică, 1200 rot/min

Tabel A4.1. Indicii entropici – excentricitate statică, 1200 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	2.913	2.347	8.078
	Cu defect	3.161	2.472	9.166
	<b>Variația [%]</b>	<b>8.512</b>	<b>5.296</b>	<b>13.468</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.439	2.815	12.886
	Cu defect	3.149	2.547	9.885
	<b>Variația [%]</b>	<b>8.445</b>	<b>9.526</b>	<b>23.291</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.412	2.769	12.320
	Cu defect	3.344	2.786	12.522
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.997</b>	<b>0.599</b>	<b>1.641</b>

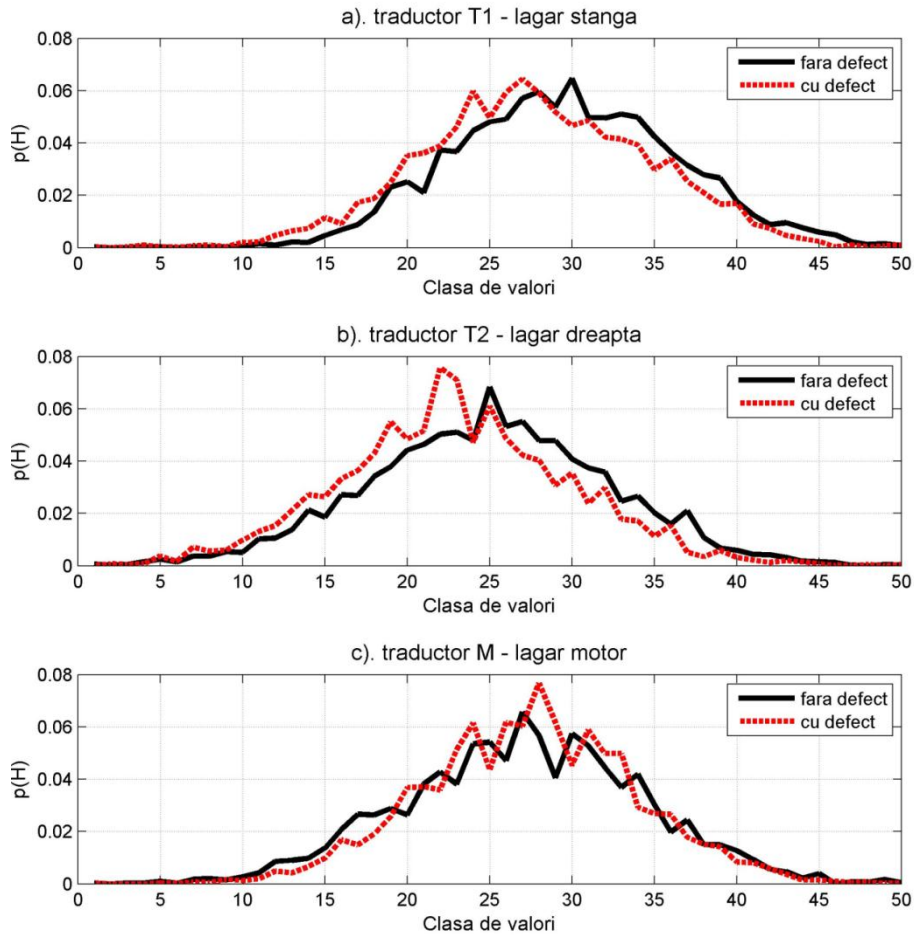


Figura A4.2 Distribuția de probabilitate – excentricitate statică, 1500 rot/min

Tabel A4.2. Indicii entropici – excentricitate statică, 1500 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.321	2.867	13.558
	Cu defect	3.340	2.861	13.476
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.567</b>	<b>0.217</b>	<b>0.605</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.403	2.823	12.984
	Cu defect	3.347	2.703	11.548
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.659</b>	<b>4.230</b>	<b>11.060</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.383	2.858	13.439
	Cu defect	3.274	2.701	11.520
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.220</b>	<b>5.499</b>	<b>14.280</b>

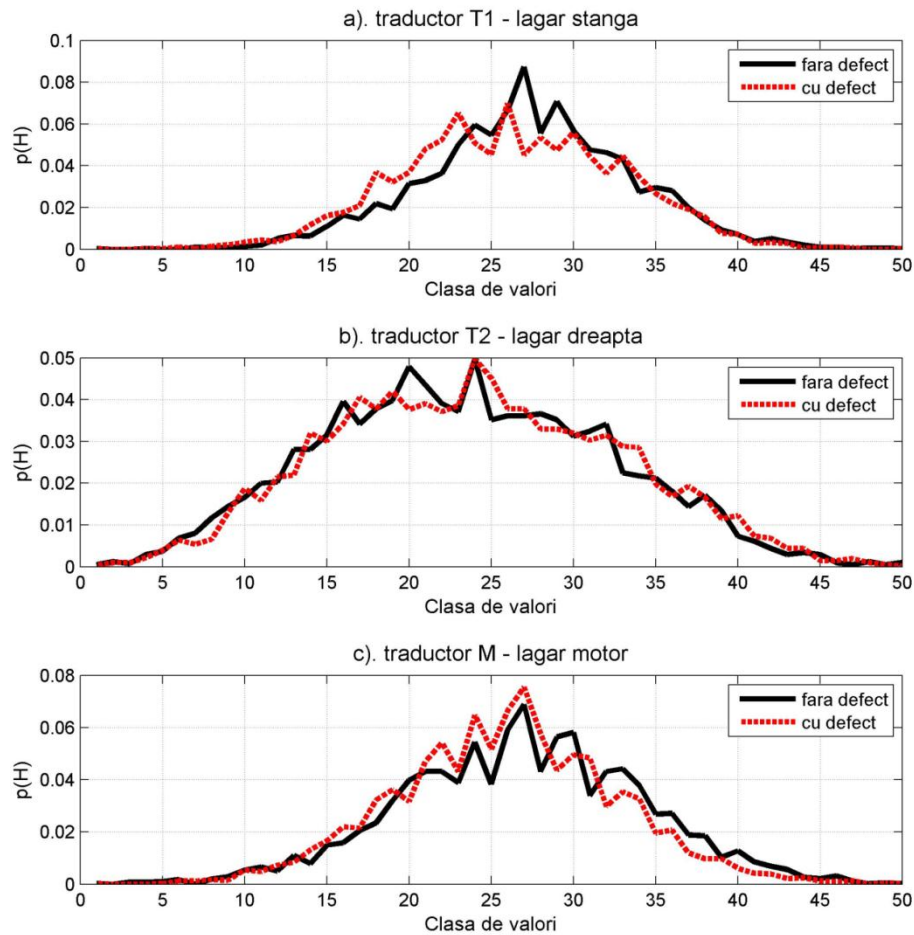


Figura A4.3 Distribuția de probabilitate – excentricitate statică, 1800 rot/min

Tabel A4.3. Indicii entropici – excentricitate statică, 1800 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.244	2.564	10.061
	Cu defect	3.148	2.615	10.579
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.974</b>	<b>1.966</b>	<b>5.156</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.568	3.134	17.543
	Cu defect	3.459	3.123	17.350
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.052</b>	<b>0.369</b>	<b>1.102</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.391	2.811	12.839
	Cu defect	3.266	2.765	12.275
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.693</b>	<b>1.632</b>	<b>4.395</b>

## ANEXA 5

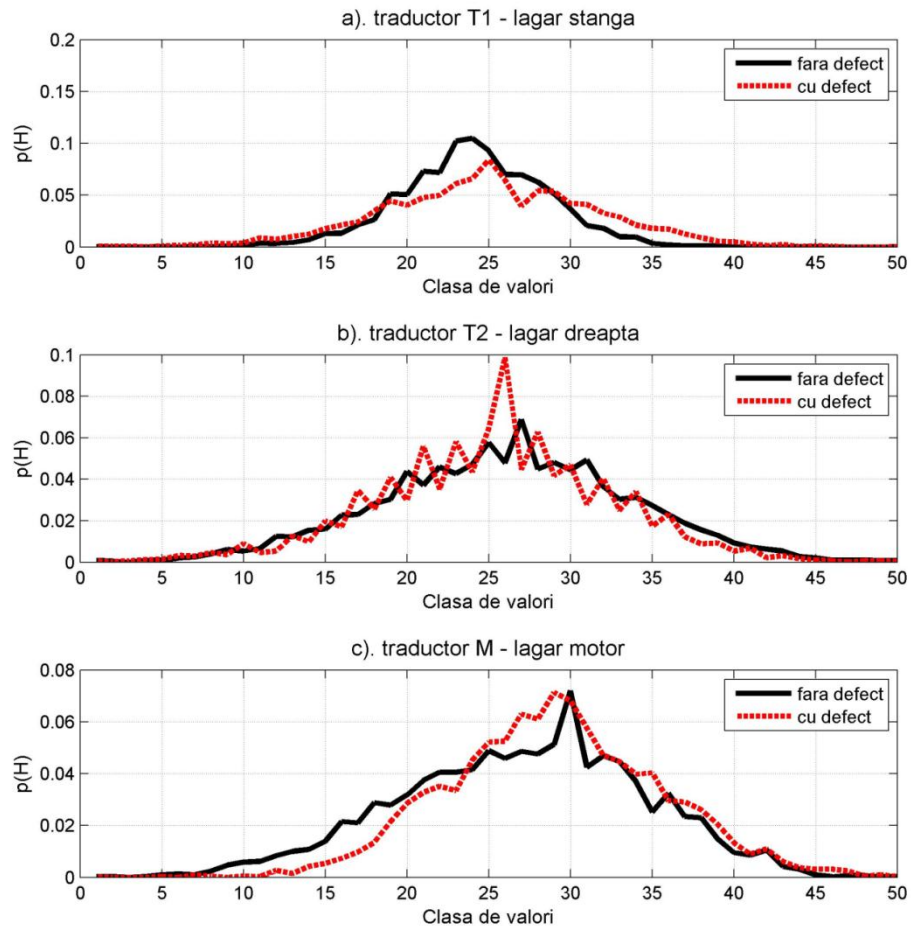


Figura A5.1 Distribuția de probabilitate – excentricitate de cuplu, 1200 rot/min

Tabel A5.1. Indicii entropici – excentricitate de cuplu, 1200 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	2.913	2.347	8.078
	Cu defect	3.294	2.607	10.494
	<b>Variația [%]</b>	<b>13.087</b>	<b>11.047</b>	<b>29.902</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.439	2.815	12.886
	Cu defect	3.335	2.438	8.861
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.037</b>	<b>13.384</b>	<b>31.238</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.412	2.769	12.320
	Cu defect	3.280	2.757	12.174
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.873</b>	<b>0.439</b>	<b>1.187</b>

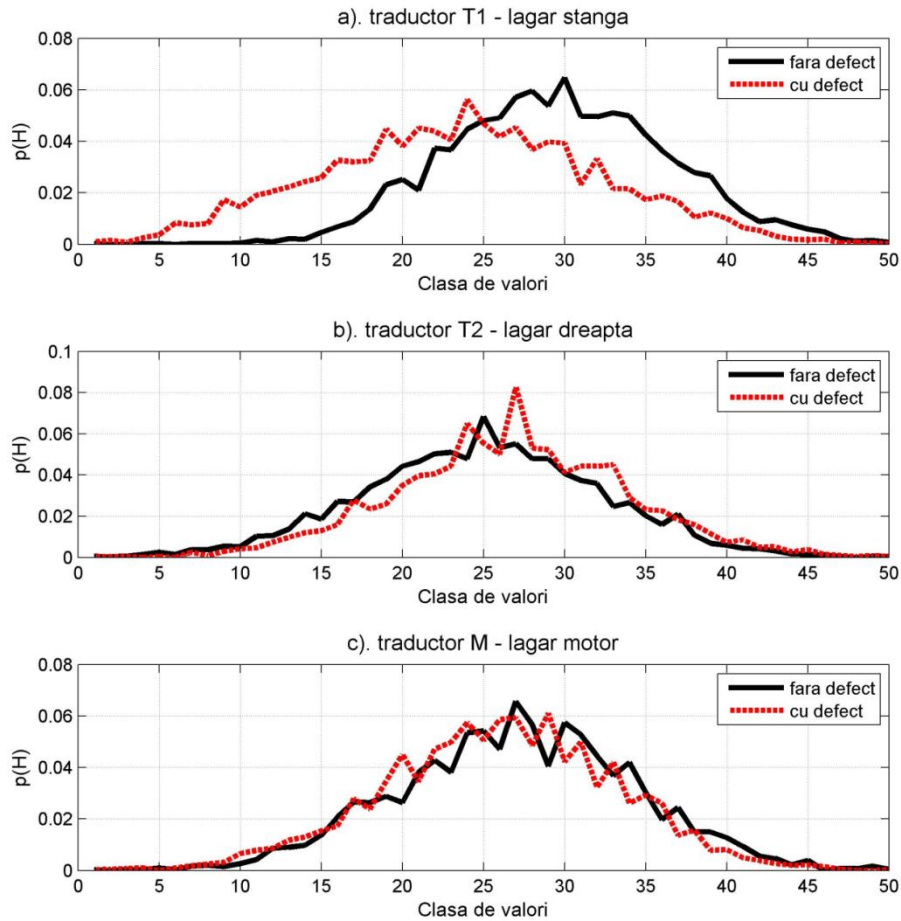


Figura A5.2 Distribuția de probabilitate – excentricitate de cuplu, 1500 rot/min

Tabel A5.2. Indicii entropici – excentricitate de cuplu, 1500 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.321	2.867	13.558
	Cu defect	3.542	3.027	15.833
	<b>Variația [%]</b>	<b>6.656</b>	<b>5.585</b>	<b>16.774</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.403	2.823	12.984
	Cu defect	3.357	2.626	10.692
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.353</b>	<b>6.985</b>	<b>17.650</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.383	2.858	13.439
	Cu defect	3.369	2.898	13.971
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.396</b>	<b>1.396</b>	<b>3.958</b>

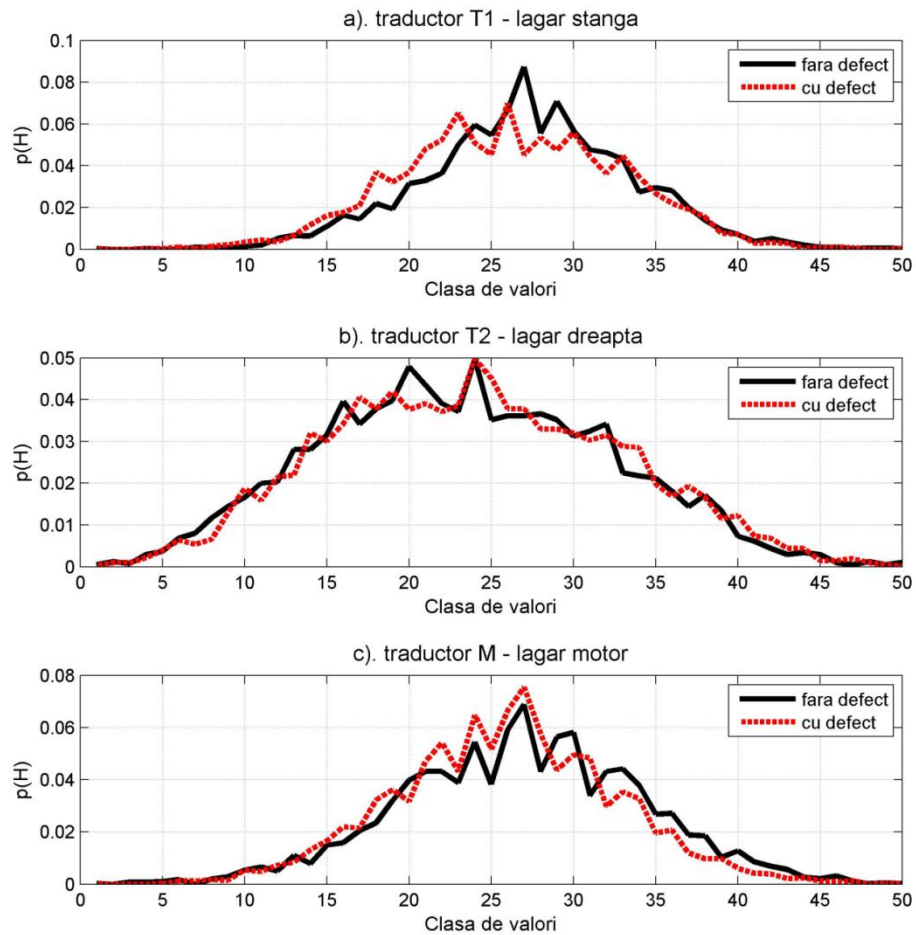


Figura A5.3 Distribuția de probabilitate – excentricitate de cuplu, 1800 rot/min

Tabel A5.3. Indicii entropici – excentricitate de cuplu, 1800 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.244	2.564	10.061
	Cu defect	3.301	2.789	12.563
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.752</b>	<b>8.757</b>	<b>24.872</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.568	3.134	17.543
	Cu defect	3.571	3.147	17.758
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.080</b>	<b>0.406</b>	<b>1.223</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.391	2.811	12.839
	Cu defect	3.310	2.714	11.669
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.388</b>	<b>3.461</b>	<b>9.111</b>



## ANEXA 6

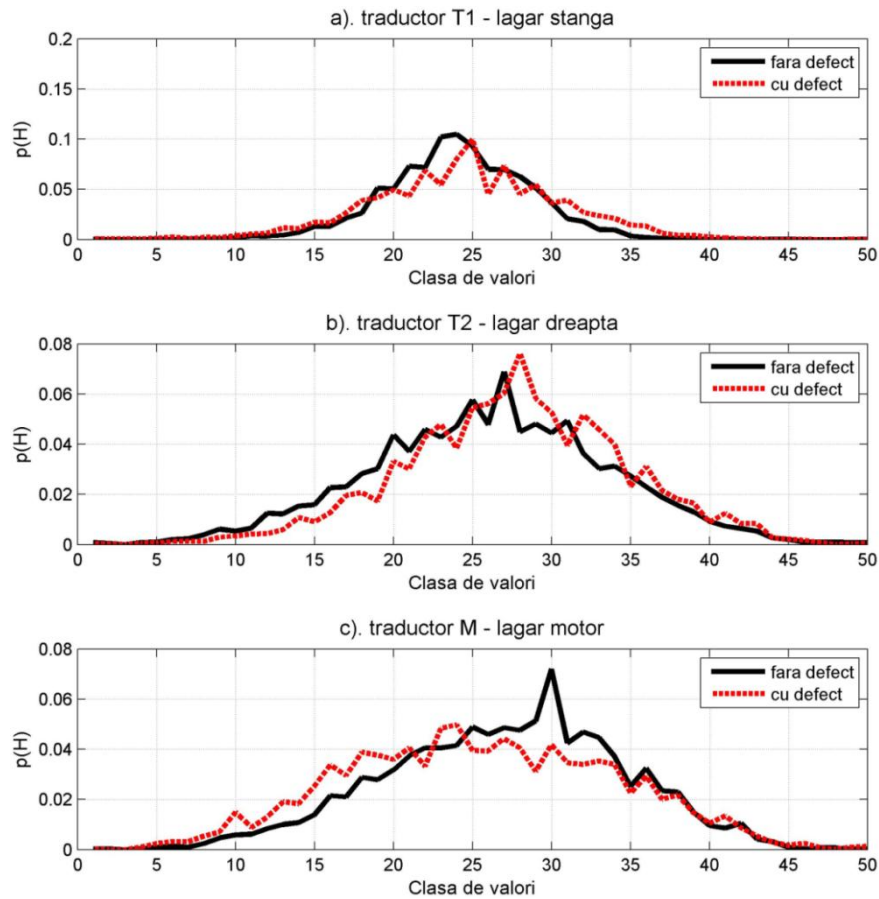


Figura A6.1 Distribuția de probabilitate – slăbirea fixării motorului electric, 1200 rot/min

Tabel A6.1. Indicii entropici – slăbirea fixării motorului electric, 1200 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	2.913	2.347	8.078
	Cu defect	3.188	2.427	8.761
	<b>Variația [%]</b>	<b>9.457</b>	<b>3.392</b>	<b>8.451</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.439	2.815	12.886
	Cu defect	3.352	2.709	11.616
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.552</b>	<b>3.756</b>	<b>9.859</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.412	2.769	12.320
	Cu defect	3.531	3.128	17.448
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.487</b>	<b>12.976</b>	<b>41.624</b>

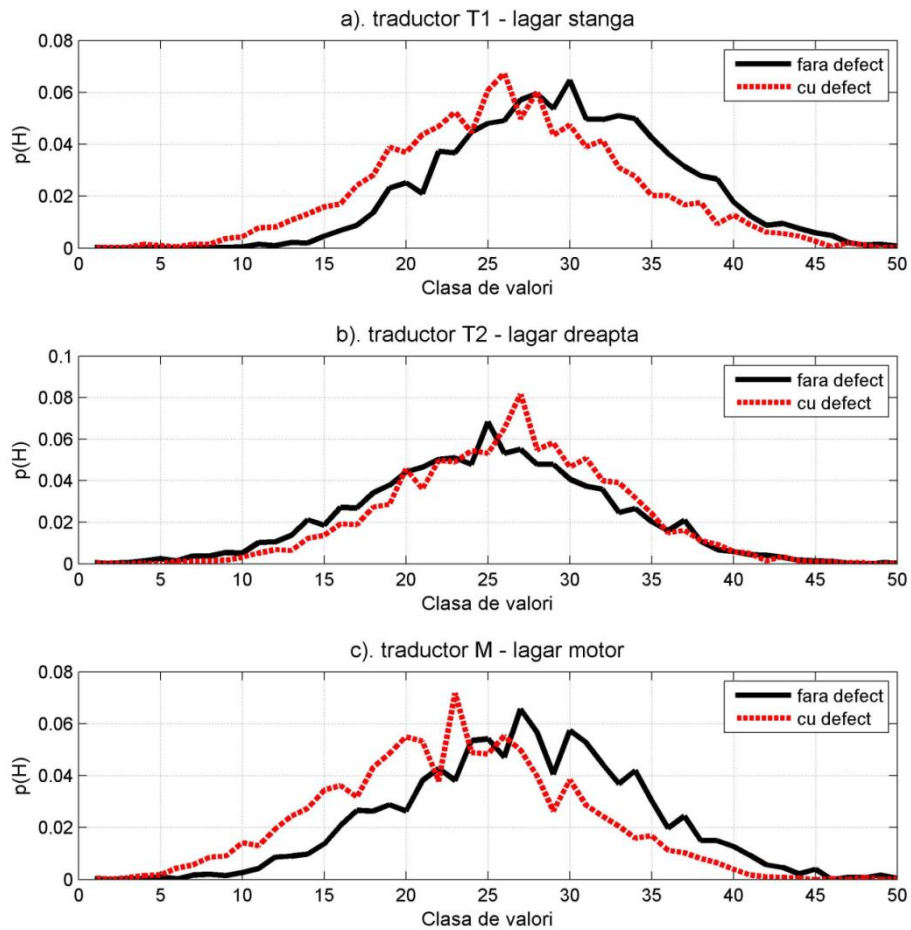


Figura A6.2 Distribuția de probabilitate – slăbirea fixării motorului electric, 1500 rot/min

Tabel A6.2. Indicii entropici – slăbirea fixării motorului electric, 1500 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.321	2.867	13.558
	Cu defect	3.403	2.828	13.047
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.473</b>	<b>1.375</b>	<b>3.773</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.403	2.823	12.984
	Cu defect	3.289	2.638	10.824
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.367</b>	<b>6.548</b>	<b>16.636</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.383	2.858	13.439
	Cu defect	3.391	2.772	12.356
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.245</b>	<b>3.008</b>	<b>8.062</b>

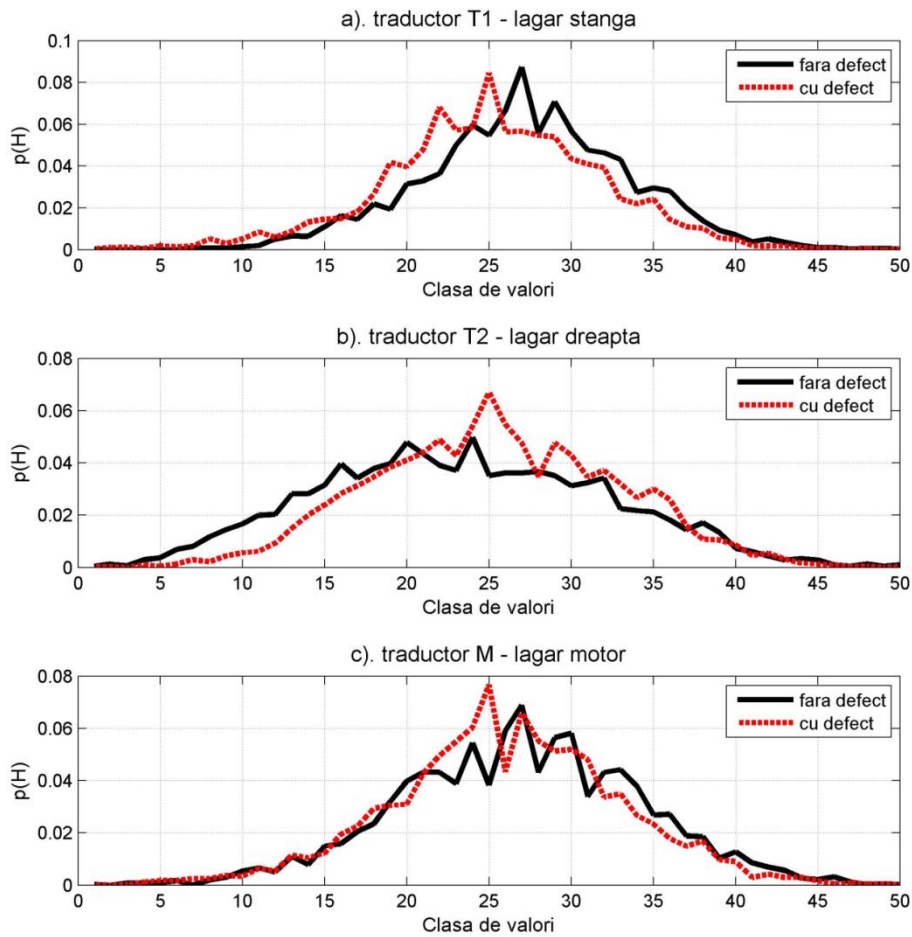


Figura A6.3 Distribuția de probabilitate – slăbirea fixării motorului electric, 1800 rot/min

Tabel A6.3. Indicii entropici – slăbirea fixării motorului electric, 1800 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.244	2.564	10.061
	Cu defect	3.286	2.601	10.430
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.292</b>	<b>1.408</b>	<b>3.668</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.568	3.134	17.543
	Cu defect	3.404	2.845	13.271
	<b>Variația [%]</b>	<b>4.575</b>	<b>9.221</b>	<b>24.354</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.391	2.811	12.839
	Cu defect	3.343	2.700	11.515
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.422</b>	<b>3.942</b>	<b>10.314</b>

## ANEXA 7

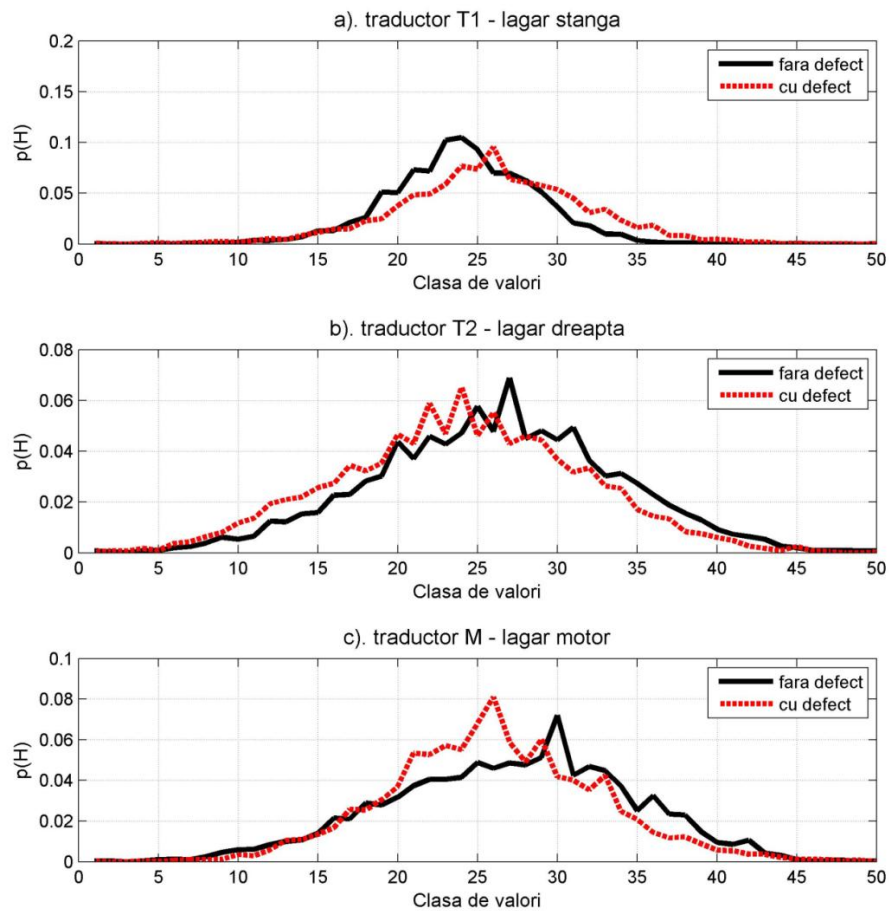


Figura A7.1 Distribuția de probabilitate – nealinierea în plan a roților transmisiei prin curea, 1200 rot/min

Tabel A7.1. Indicii entropici – nealinierea în plan a roților transmisiei prin curea, 1200 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	2.913	2.347	8.078
	Cu defect	3.281	2.551	9.923
	<b>Variația [%]</b>	<b>12.649</b>	<b>8.659</b>	<b>22.836</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.439	2.815	12.886
	Cu defect	3.349	2.735	11.916
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.624</b>	<b>2.836</b>	<b>7.530</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.412	2.769	12.320
	Cu defect	3.375	2.657	11.034
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.086</b>	<b>4.038</b>	<b>10.437</b>

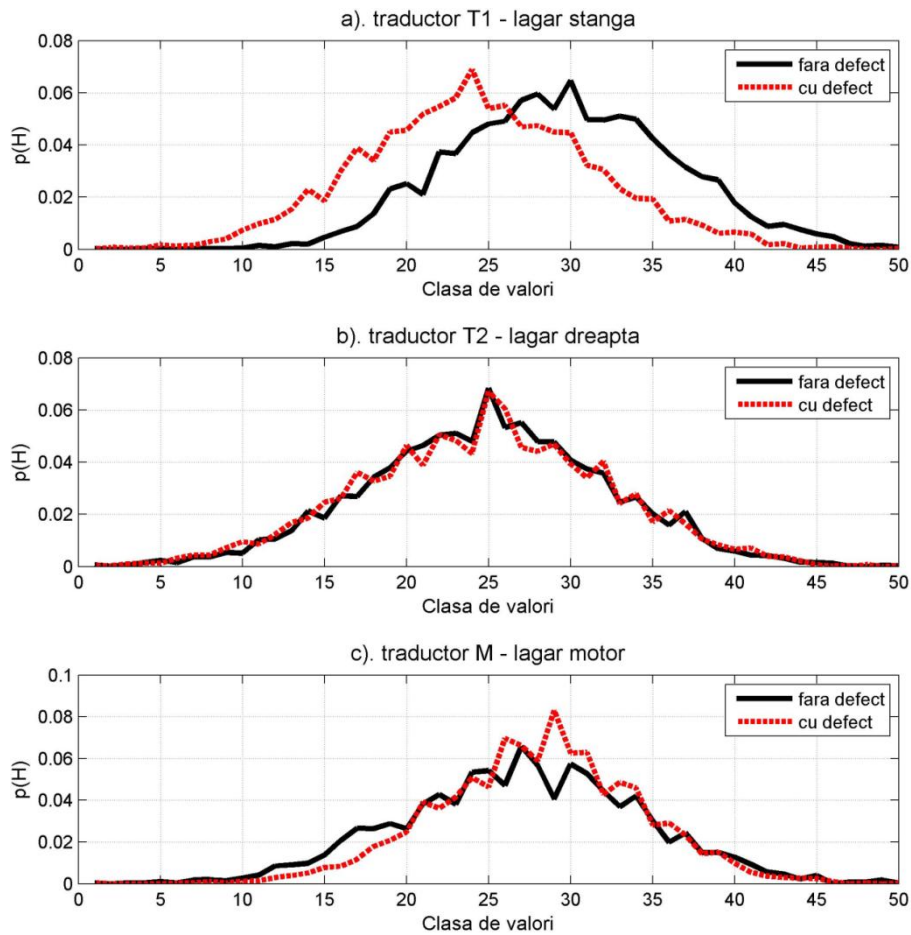


Figura A7.2 Distribuția de probabilitate – nealinierea în plan a roților transmisiei prin curea, 1500 rot/min

Tabel A7.2. Indicii entropici – nealinierea în plan a roților transmisiei prin curea, 1500 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.321	2.867	13.558
	Cu defect	3.352	2.813	12.864
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.934</b>	<b>1.880</b>	<b>5.124</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.403	2.823	12.984
	Cu defect	3.431	2.837	13.160
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.826</b>	<b>0.490</b>	<b>1.361</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.383	2.858	13.439
	Cu defect	3.220	2.617	10.605
	<b>Variația [%]</b>	<b>4.795</b>	<b>8.423</b>	<b>21.091</b>

## ANEXA 8

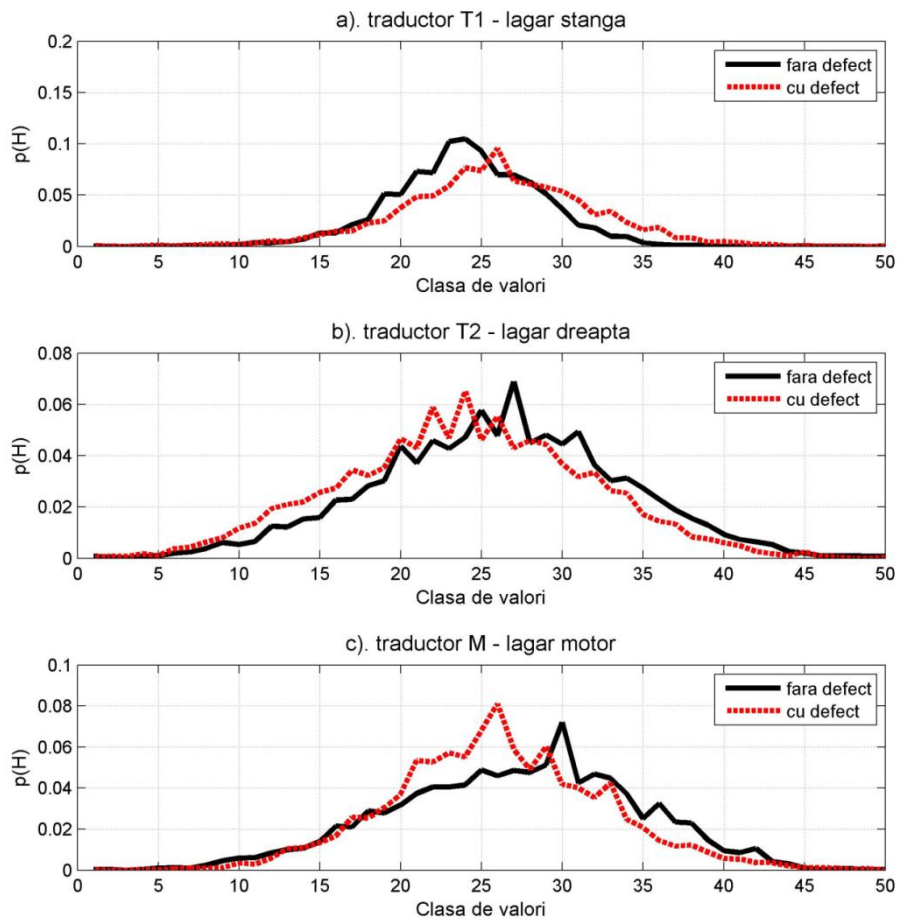


Figura A8.1 Distribuția de probabilitate – defect la cureaua de transmisie, 1200 rot/min

Tabel A8.1. Indicii entropici – defect la cureaua de transmisie, 1200 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	2.913	2.347	8.078
	Cu defect	3.179	2.472	9.166
	<b>Variația [%]</b>	<b>9.119</b>	<b>5.294</b>	<b>13.461</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.439	2.815	12.886
	Cu defect	3.436	2.866	13.541
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.104</b>	<b>1.805</b>	<b>5.082</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.412	2.769	12.320
	Cu defect	3.284	2.643	10.879
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.761</b>	<b>4.552</b>	<b>11.692</b>

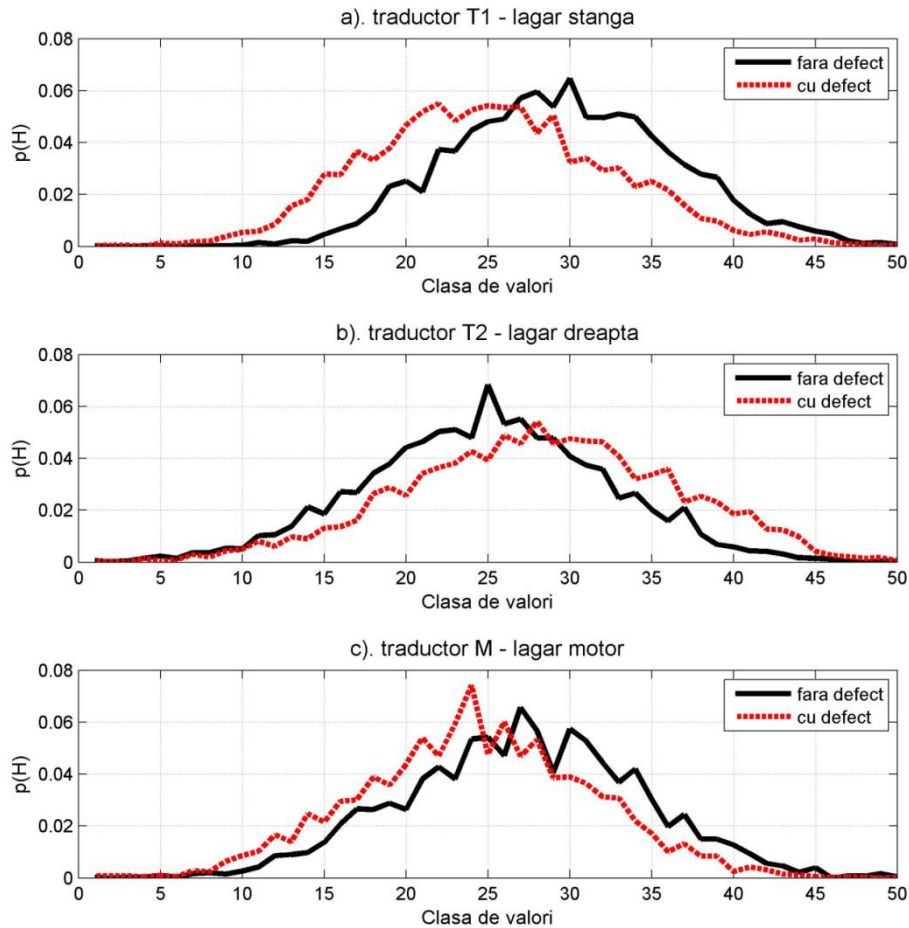


Figura A8.2 Distribuția de probabilitate – defect la cureaua de transmisie, 1500 rot/min

Tabel A8.2. Indicii entropici – defect la cureaua de transmisie, 1500 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.321	2.867	13.558
	Cu defect	3.407	2.981	15.146
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.586</b>	<b>3.983</b>	<b>11.712</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.403	2.823	12.984
	Cu defect	3.501	3.052	16.212
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.874</b>	<b>8.118</b>	<b>24.863</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.383	2.858	13.439
	Cu defect	3.360	2.736	11.927
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.672</b>	<b>4.267</b>	<b>11.254</b>



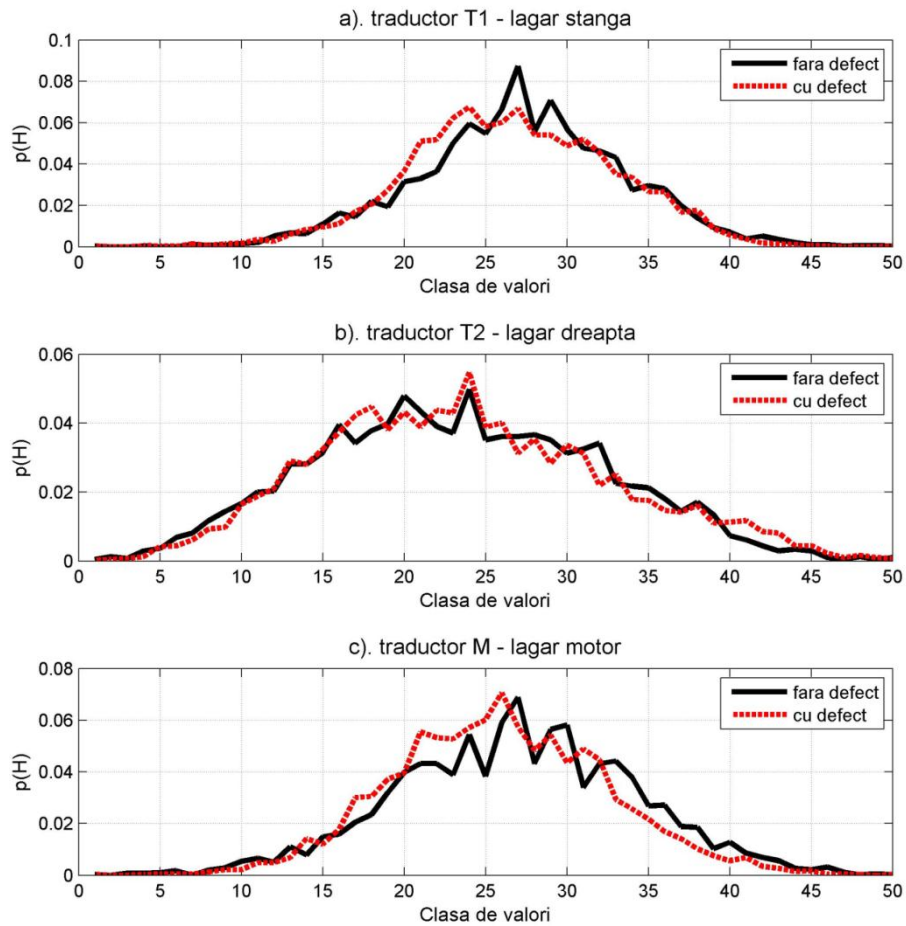


Figura A8.3 Distribuția de probabilitate – defect la cureaua de transmisie, 1800 rot/min

Tabel A8.3. Indicii entropici – defect la cureaua de transmisie, 1800 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.244	2.564	10.061
	Cu defect	3.234	2.795	12.632
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.307</b>	<b>8.976</b>	<b>25.560</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.568	3.134	17.543
	Cu defect	3.571	3.056	16.279
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.098</b>	<b>2.488</b>	<b>7.208</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.391	2.811	12.839
	Cu defect	3.289	2.786	12.529
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.007</b>	<b>0.889</b>	<b>2.416</b>



## ANEXA 9

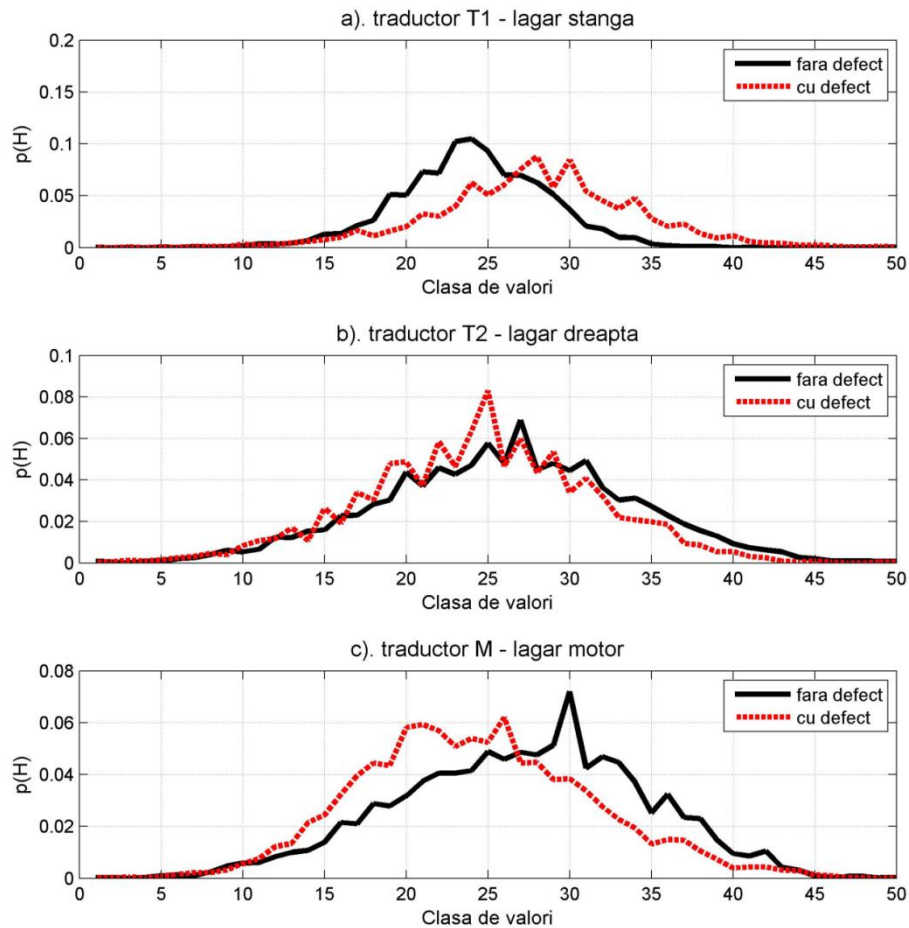


Figura A9.1 Distribuția de probabilitate – prindere slăbită lagăr M, 1200 rot/min

Tabel A9.1. Indicii entropici – prindere slăbită lagăr M, 1200 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	2.913	2.347	8.078
	Cu defect	3.225	2.538	9.800
	<b>Variația [%]</b>	<b>10.717</b>	<b>8.128</b>	<b>21.312</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.439	2.815	12.886
	Cu defect	3.336	2.619	10.627
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.992</b>	<b>6.948</b>	<b>17.531</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.412	2.769	12.320
	Cu defect	3.359	2.891	13.873
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.557</b>	<b>4.391</b>	<b>12.609</b>

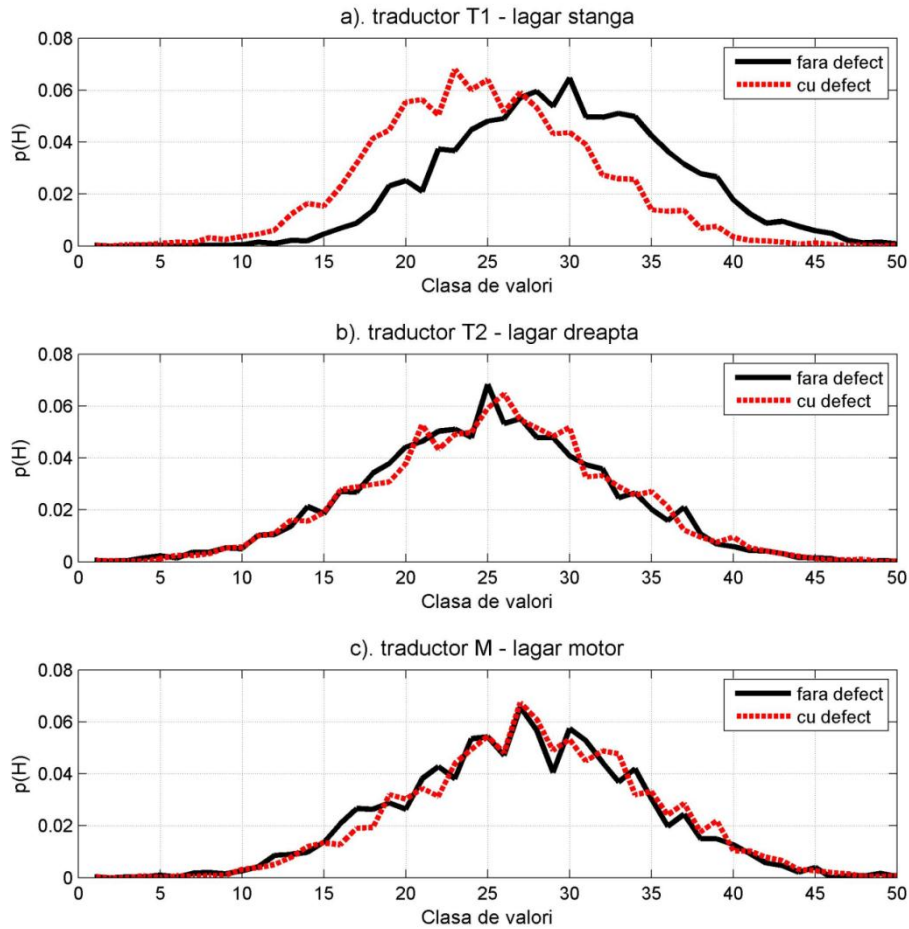


Figura A9.2 Distribuția de probabilitate – prindere slăbită lagăr M, 1500 rot/min

Tabel A9.2. Indicii entropici – prindere slăbită lagăr M, 1500 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.321	2.867	13.558
	Cu defect	3.284	2.810	12.823
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.120</b>	<b>1.993</b>	<b>5.423</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.403	2.823	12.984
	Cu defect	3.399	2.870	13.602
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.120</b>	<b>1.691</b>	<b>4.767</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.383	2.858	13.439
	Cu defect	3.377	2.831	13.091
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.174</b>	<b>0.943</b>	<b>2.594</b>

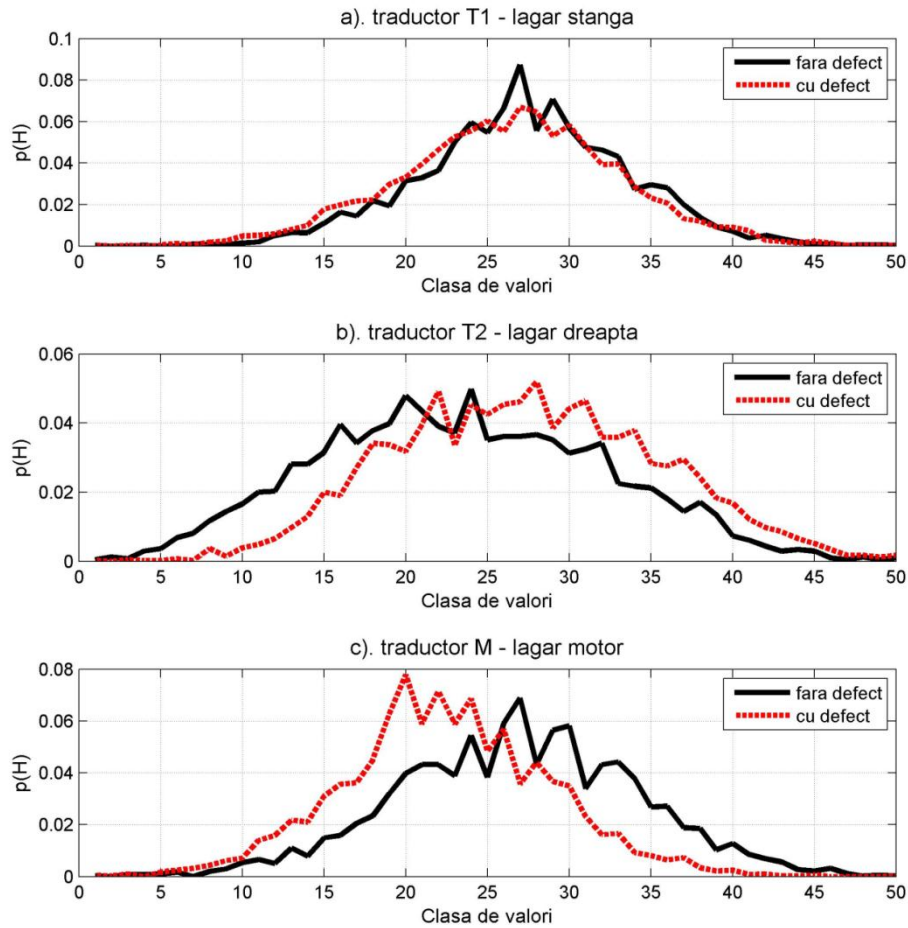


Figura A9.3 Distribuția de probabilitate – prindere slăbită lagăr M, 1800 rot/min

Tabel A9.3. Indicii entropici – prindere slăbită lagăr M, 1800 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.244	2.564	10.061
	Cu defect	3.320	2.817	12.911
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.335</b>	<b>9.847</b>	<b>28.334</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.568	3.134	17.543
	Cu defect	3.484	3.084	16.723
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.338</b>	<b>1.594</b>	<b>4.676</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.391	2.811	12.839
	Cu defect	3.248	2.674	11.215
	<b>Variația [%]</b>	<b>4.226</b>	<b>4.891</b>	<b>12.648</b>

## ANEXA 10

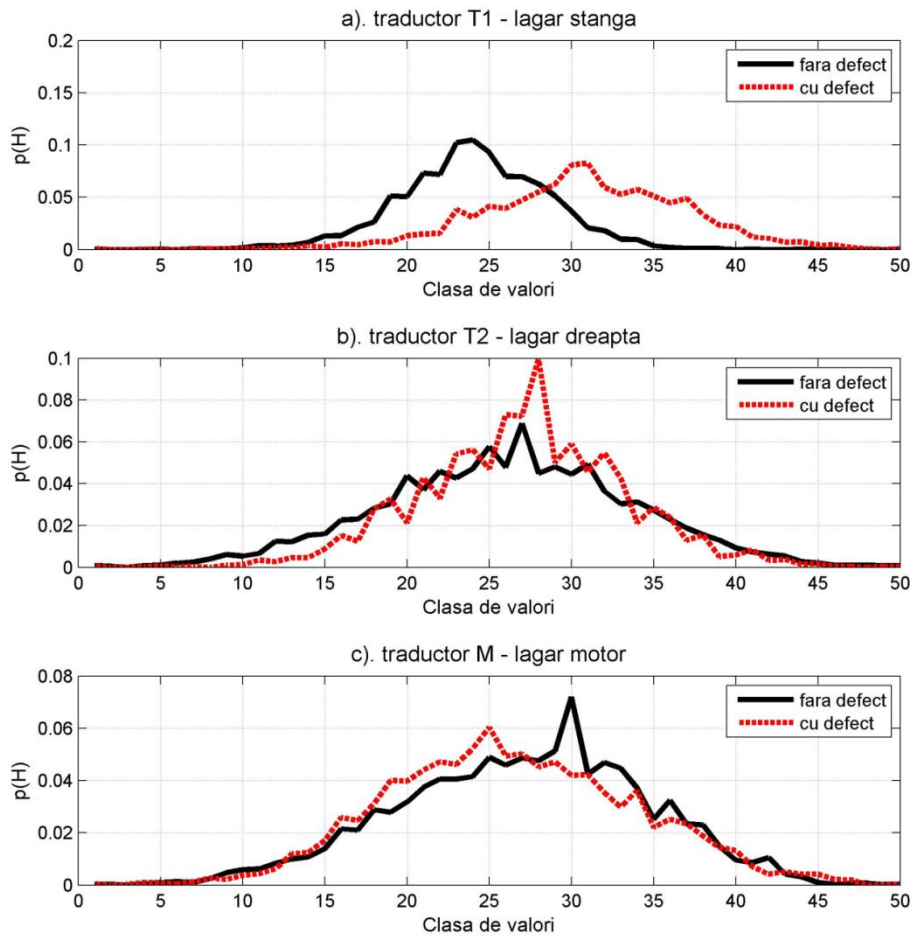


Figura A10.1 Distribuția de probabilitate – slăbirea fixării lagărului T1, 1200 rot/min

Tabel A10.1. Indicii entropici – slăbirea fixării lagărului T1, 1200 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	2.913	2.347	8.078
	Cu defect	3.219	2.599	10.415
	<b>Variația [%]</b>	<b>10.513</b>	<b>10.725</b>	<b>28.929</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.439	2.815	12.886
	Cu defect	3.201	2.430	8.790
	<b>Variația [%]</b>	<b>6.917</b>	<b>13.667</b>	<b>31.791</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.412	2.769	12.320
	Cu defect	3.421	2.950	14.693
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.250</b>	<b>6.528</b>	<b>19.260</b>

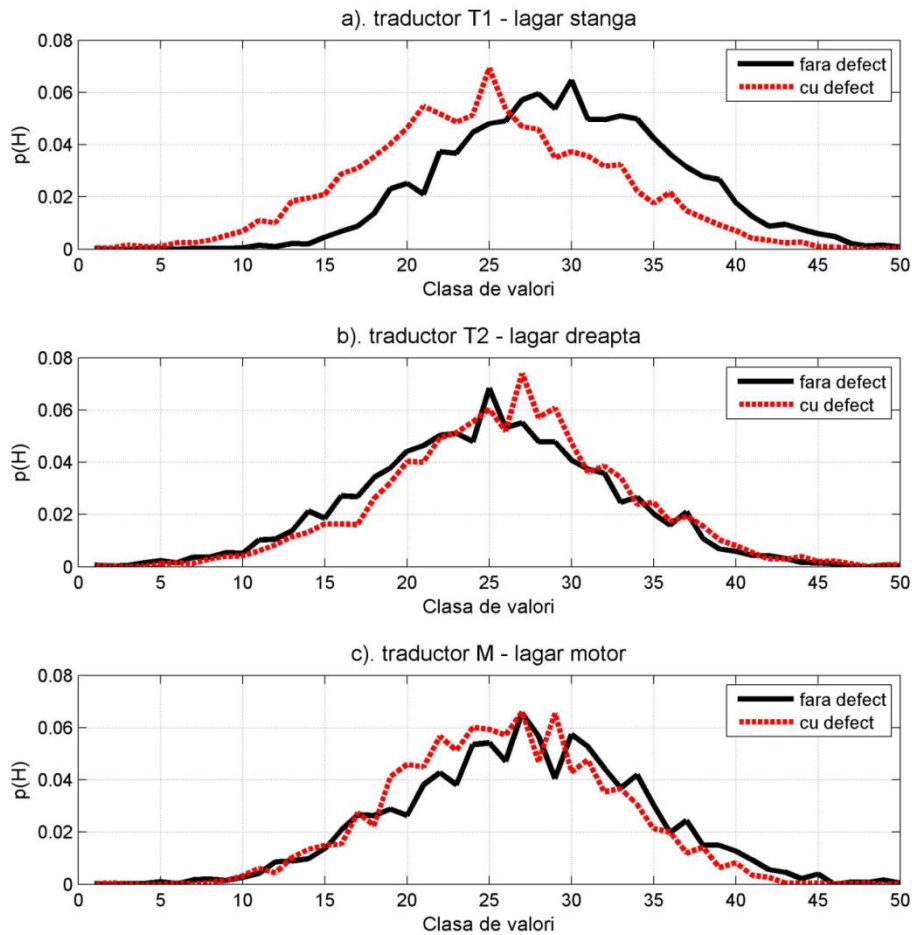


Figura A10.2 Distribuția de probabilitate – slăbirea fixării lagărului T1, 1500 rot/min

Tabel A10.2. Indicii entropici – slăbirea fixării lagărului T1, 1500 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.321	2.867	13.558
	Cu defect	3.409	2.808	12.800
	<b>Variația [%]</b>	<b>2.637</b>	<b>2.057</b>	<b>5.593</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.403	2.823	12.984
	Cu defect	3.363	2.739	11.957
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.181</b>	<b>2.978</b>	<b>7.909</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.383	2.858	13.439
	Cu defect	3.273	2.820	12.945
	<b>Variația [%]</b>	<b>3.239</b>	<b>1.343</b>	<b>3.676</b>

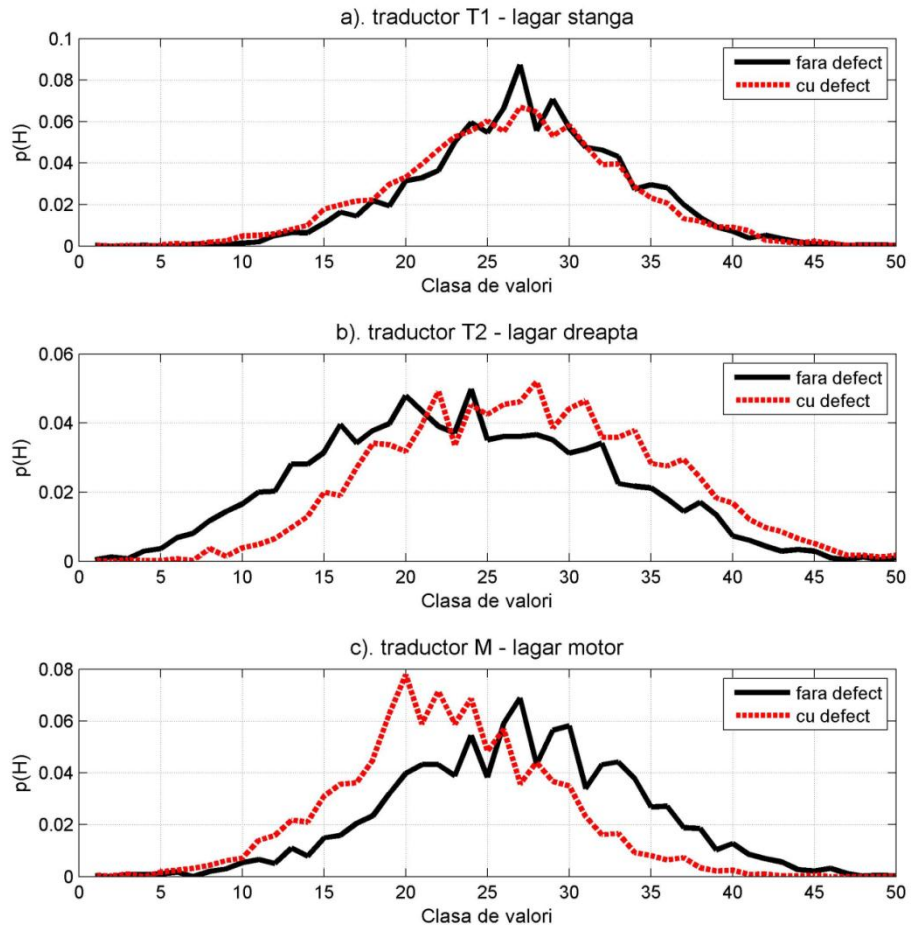


Figura A10.3 Distribuția de probabilitate – slăbirea fixării lagărului T1, 1800 rot/min

Tabel A10.3. Indicii entropici – slăbirea fixării lagărului T1, 1800 rot/min

		Indice Entropia Shannon <b>IES [-]</b>	Indice Entropia Renyi <b>IER [-]</b>	Indice Entropia Sharma-Mittal <b>IESM [-]</b>
<b>Traductor T1</b>	Fără defect	3.244	2.564	10.061
	Cu defect	3.276	2.634	10.778
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.983</b>	<b>2.696</b>	<b>7.128</b>
<b>Traductor T2</b>	Fără defect	3.568	3.134	17.543
	Cu defect	3.596	3.212	18.902
	<b>Variația [%]</b>	<b>0.781</b>	<b>2.493</b>	<b>7.746</b>
<b>Traductor M</b>	Fără defect	3.391	2.811	12.839
	Cu defect	3.327	2.808	12.801
	<b>Variația [%]</b>	<b>1.898</b>	<b>0.108</b>	<b>0.296</b>