

IOSUD – UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI

Școala doctorală de Inginerie Mecanică și Industrială



TEZĂ DE DOCTORAT

REZUMAT

CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII PRIVIND DIAGNOSTICAREA STĂRII TEHNICE A AUTOVEHICULELOR

**Doctorand,
ing. Mihai GINGĂRAȘU**

**Conducător științific
Prof. univ. dr. ing. ec. Elena MEREUȚĂ**

Seria I6: Inginerie mecanică Nr. 55

GALAȚI

2021

IOSUD – UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI

Școala doctorală de Inginerie Mecanică și Industrială



TEZĂ DE DOCTORAT

REZUMAT

CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII PRIVIND DIAGNOSTICAREA STĂRII TEHNICE A AUTOVEHICULELOR

**Doctorand,
ing. Mihai GINGĂRAȘU**

- Președinte** **Academician Prof. univ. dr. ing. Eugen Victor Cristian RUSU**
Membru corespondent al Academiei Române
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați
- Conducător științific** **Prof. univ. dr. ing. ec. Elena MEREUȚĂ**
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați
- Referenți științifici** **Prof. univ. dr. ing. Daniel CONDURACHE**
Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași
Prof. univ. dr. ing. Ioan Călin ROȘCA
Universitatea „Transilvania” din Brașov
Prof. univ. dr. ing. Daniela TARNIȚĂ
Universitatea din Craiova

Seria I6: Inginerie mecanică Nr. 55

GALAȚI

2021

Seriile tezelor de doctorat susținute public în UDJG începând cu 1 octombrie 2013 sunt:

Domeniul fundamental ȘTIINȚE INGINERESTI

- Seria I 1: **Biotehnologii**
Seria I 2: **Calculatoare și tehnologia informației**
Seria I 3: **Inginerie electrică**
Seria I 4: **Inginerie industrială**
Seria I 5: **Ingineria materialelor**
Seria I 6: **Inginerie mecanică**
Seria I 7: **Ingineria produselor alimentare**
Seria I 8: **Ingineria sistemelor**
Seria I 9: **Inginerie și management în agricultură și dezvoltare rurală**

Domeniul fundamental ȘTIINȚE SOCIALE

- Seria E 1: **Economie**
Seria E 2: **Management**
Seria SSEF: **Știința sportului și educației fizice**

Domeniul fundamental ȘTIINȚE UMANISTE ȘI ARTE

- Seria U 1: **Filologie- Engleză**
Seria U 2: **Filologie- Română**
Seria U 3: **Istorie**
Seria U 4: **Filologie - Franceză**

Domeniul fundamental MATEMATICĂ ȘI ȘTIINȚE ALE NATURII

- Seria C: **Chimie**

Domeniul fundamental ȘTIINȚE BIOLOGICE ȘI BIOMEDICALE

- Seria M: **Medicină**

CUPRINS

CUPRINS	5
CAPITOLUL 1.....	7
INTRODUCERE.....	7
1.1 Motivarea alegerii temei și obiectivele tezei de doctorat.....	7
1.2 Considerații privind evoluția și conducerea autovehiculelor	9
1.2.1 Prezentare a evoluției autovehiculelor.....	9
1.2.2 Sistemul conducător auto–autovehicul–mediu de trafic. Componente, interacțiuni, interconexiuni.....	9
1.2.3 Caracteristici ale componentelor sistemului conducător auto-autovehicul-mediul de trafic.....	9
1.3 Stadiul actual al cercetărilor privind diagnosticarea stării tehnice a autovehiculelor	10
1.3.1 Importanța și necesitatea diagnosticării.....	10
1.3.2 Colectarea informațiilor necesare în procesul de diagnosticare. Senzorii autovehiculului.....	10
1.3.3 Diagnosticarea „on board” a autovehiculelor	11
1.3.4 Sisteme expert pentru diagnosticarea autovehiculelor	11
1.4 Concluzii parțiale.....	11
CAPITOLUL 2.....	12
INTERACȚIUNEA DINTRE AUTOVEHICUL ȘI CALEA DE RULARE. SISTEMUL DE DIRECȚIE AL AUTOVEHICULELOR.....	12
2.1 Procesul de conducere a autovehiculelor	12
2.2 Sistemul de direcție al autovehiculelor. Rol, construcție și funcționare	12
2.3 Unghiurile roților directoare ale autovehiculului. Geometria direcției	12
2.4 Sistemul de suspensie al autovehiculelor.....	13
2.5 Diagnosticarea sistemului de direcție al autovehiculelor.....	13
2.5.1 Necesitatea verificării stării tehnice a autovehiculelor. Cadru legislativ	13
2.5.2 Inspekția tehnică periodică. Clasificare, unități abilitate, dotări specifice	13
2.5.3 Verificarea sistemului de direcție.....	13
2.6 Concluzii parțiale.....	14
CAPITOLUL 3.....	15
METODE ȘI MIJLOACE PENTRU DIAGNOSTICAREA SISTEMULUI DE DIRECȚIE PRIN ANALIZA VIBRAȚIILOR.....	15
3.1 Sunete, vibrații și disconfort la autovehicule	15
3.2 Percepția senzorială umană a interacțiunii vehicul-cale de rulare.....	15
3.3 Factori generatori ai vibrațiilor la autovehicule. Considerente privind teoria vibrațiilor ...	15
3.4 Metode, instrumente și programe pentru diagnosticarea articulațiilor sferice din compunerea sistemului de direcție	15
3.5 Concluzii parțiale.....	16
CAPITOLUL 4.....	17
ESTIMAREA RĂSPUNSULUI LA ȘOC PRIN MODELARE CU ELEMENTE FINITE	17
4.1 Geometria ansamblului cap bară – bieleță de direcție	17
4.2 Caracteristicile materialelor componente. Discretizare cu elemente finite. Condiții la limită	17
4.3 Analiza jocului din articulația sferică. Măsurarea uzurii. Direcțiile de solicitare și uzură maxime	18
4.4 Analiza vibrațiilor libere ale sistemului.....	19
4.5 Concluzii parțiale.....	21
CAPITOLUL 5.....	22

DETERMINAREA RĂSPUNSULUI LA ȘOCURI APLICATE SISTEMULUI PE BANCUL DE TESTARE.....	22
5.1 Metode și mijloace de efectuare a testelor	22
5.2 Rezultate experimentale ale testărilor pe banc	22
5.3 Concluzii parțiale.....	24
CAPITOLUL 6.....	25
DETERMINAREA RĂSPUNSULUI LA ȘOCURI APLICATE SISTEMULUI ÎN RULAJ.....	25
6.1 Descrierea experimentului	25
6.2 Prelucrarea și analiza datelor utilizând procedura Short Time Fourier Transform din programul Matlab	26
6.3 Prelucrarea datelor înregistrate în rulaj și analiza spectrală a semnalelor utilizând Kurtosis-ul	28
6.4 Identificarea sistemelor dinamice cu defect pe baza măsurătorilor.....	35
6.4.1 Generalități.....	35
6.4.2 Construirea modelului matematic Box-Jenkins al sistemului dinamic în programul Matlab.....	35
6.4.3 Etape de parcurs pentru identificarea caracteristicilor dinamice ale sistemului conținând defectul	36
6.4.4 Estimarea parametrilor modelului polinomial Box-Jenkins discret în timp cu determinarea ordinelor nb, nc, nd, nf, pentru fiecare axă în parte	36
6.4.5 Construirea modelului polinomial Box-Jenkins continuu în timp, cu determinarea ordinelor nb, nc, nd, nf, pentru fiecare axă în parte	37
6.4.6 Validarea modelului estimat Box Jenkins, pe fiecare dintre cele 3 axe	38
6.4.7 Extragerea modelelor dinamice cu un grad de libertate excitate de prezența defectului (evidențiate prin frecvențe și rata de amortizare)	39
6.4.8 Stabilitatea sistemului cu defect în spațiul stărilor.....	40
6.4.9 Concluzii parțiale	40
6.5 Prelucrarea și analiza spectrogramelor în domeniul timp. Salturile în accelerații ale semnalului înregistrat	40
CAPITOLUL 7.....	44
CONCLUZII GENERALE ALE DIAGNOSTICĂRII STĂRII TEHNICE A ARTICULAȚIILOR SFERICE ALE SISTEMELOR DE DIRECȚIE. CONTRIBUȚII PROPRII ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE	44
7.1 Concluzii generale	44
7.2 Contribuții proprii.....	45
7.3 Direcții viitoare de cercetare	47
REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE.....	48
BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ	53

CUVINTE CHEIE: diagnosticare, sistem de direcție, cap bară, articulație sferică, vibrații.

CAPITOLUL 1

INTRODUCERE

1.1 Motivarea alegerii temei și obiectivele tezei de doctorat

În contextul actual al intensificării, atât la nivel național, cât și internațional, a transporturilor rutiere, necesitatea desfășurării în condiții de siguranță a traficului rutier reprezintă un deziderat primordial al exploatării autovehiculelor [1], [2].

Prezenta teză de doctorat vizează diagnosticarea uzurilor articulațiilor sferice produse la capetele de bară din compunerea sistemelor de direcție. Consecințele acestor defecțiuni sunt modificarea geometriei sistemului de direcție, pierderea stabilității vehiculului, atât în viraje, cât și la mersul rectiliniu, dificultăți la înscrierea pe traiectoria comandată, uzuri accelerate ale anvelopelor sau ale altor componente ale sistemului de direcție și chiar risc de producere a unor accidente rutiere [2], [3], [4].

Scopul tezei de doctorat este reprezentat de dezvoltarea unei metode de diagnosticare în rulaj a uzurilor articulațiilor sferice din compunerea sistemului de direcție, având ca punct de plecare simptomele pe care un conducător auto experimentat le percepe în rulaj (sunete, vibrații, șocuri anormale). Detectarea timpurie a apariției defecțiunilor de acest tip ar avea un rol important în creșterea confortului și siguranței rutiere și în diminuarea costurilor de mentenanță a autovehiculelor [3], [5], [6], [7].

În vederea atingerii scopului tezei de doctorat, au fost stabilite următoarele obiective:

- a) analiza stadiului actual al cercetărilor privind diagnosticarea stării tehnice a autovehiculelor;
- b) analiza interacțiunii autovehicul - cale de rulare și a rolului factorului uman în cadrul acestei interacțiuni;
- c) analiza modului de efectuare a verificării stării tehnice a sistemelor de direcție, prin prisma normelor naționale, europene și internaționale;
- d) identificarea simptomelor care atestă producerea uzurilor la articulațiile sferice, apariția șocurilor în articulațiile uzate și stabilirea răspunsului la șocurile din aceste articulații;
- e) modelarea cu elemente finite a răspunsului dinamic al subansamblului cap bară – bieleță de direcție din structura mecanismului de direcție, subansamblu având în structură articulația sferică cercetată;
- f) analiza răspunsului la șoc a subansamblului fără joc și cu jocuri având valori diferite în articulația sferică, prin modelare cu elemente finite, utilizând programul Ansys;
- g) realizarea de înregistrări experimentale pe bancul de probă, pentru stabilirea răspunsului sistemului analizat la șoc;
- h) realizarea de înregistrări experimentale în rulaj, pentru stabilirea răspunsului sistemului analizat la șoc, în diferite condiții de rulaj și în funcție de starea tehnică a articulației sferice;
- i) elaborarea unui model matematic pe baza datelor de intrare-ieșire înregistrate la testele în rulaj și validarea acestuia;
- j) analiza datelor experimentale și stabilirea mărimilor și a valorilor acestora care atestă apariția defecțiunilor la articulațiile sferice ale sistemului de direcție.

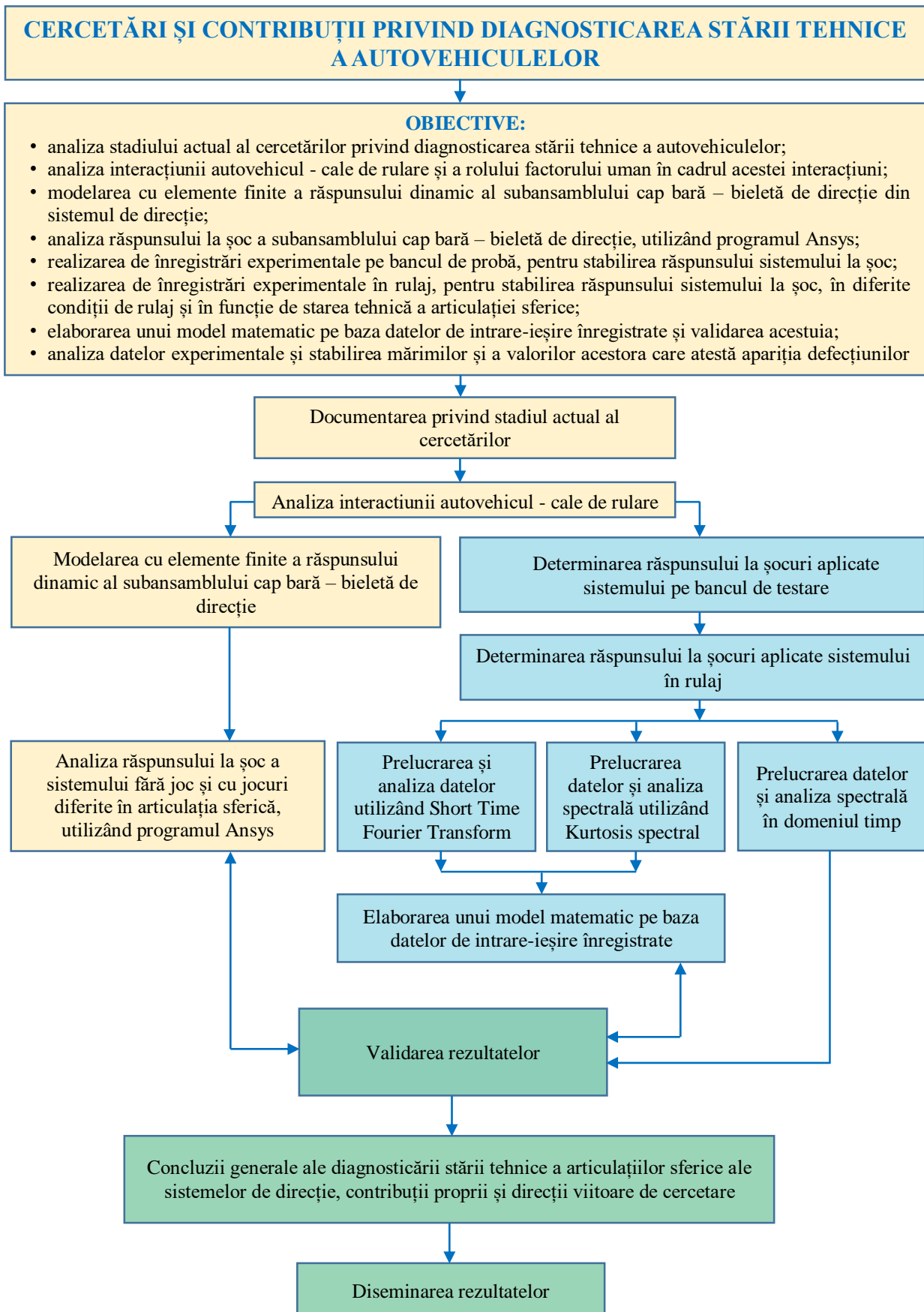


Figura 1. 1 Diagrama tezei

1.2 Considerații privind evoluția și conducerea autovehiculelor

1.2.1 Prezentare a evoluției autovehiculelor

Dezvoltarea autovehiculului a fost extraordinar de rapidă, atât din punct de vedere tehnologic, cât și al design-ului, fiind marcată de trecerea prin diferite evoluții sociale și culturale, pentru a ajunge la nivelul actual. Sistemele electronice de control sunt utilizate din ce în ce mai mult în industria automobilelor pentru a oferi confort și siguranță echipamentelor, șoferilor și pasagerilor, cu niveluri în creștere de autorizare și control. O tendință crescătoare este de a asista șoferul în menținerea unui control cât mai sigur asupra mișcării vehiculului în diverse situații, precum condiții de trafic aglomerate, condiții meteorologice variate, stări tehnice diferite ale echipamentelor vehiculelor și niveluri diferite de calificare ale șoferilor [8], [9], [10].

1.2.2 Sistemul conducător auto–autovehicul–mediu de trafic. Componente, interacțiuni, interconexiuni

Necesitatea exploatării autovehiculelor în condiții de siguranță și a reducerii impactului asupra mediului au generat apariția de noi concepte, iar sintagma „*mobilitate personală*” a devenit din ce în ce mai utilizată împreună cu sintagmele „*conducere în cooperare*” și „*compatibilitate cu mediul*” [11], [12], [13]. Considerată o necesitate a vieții sociale, siguranța traficului rutier este influențată de următorii factori: factorul uman (conducătorul autovehiculului), factorul tehnic (autovehiculul) și factorul mediu înconjurător (calea de rulare, infrastructura, condițiile de trafic și meteo) [14], [15], [16].

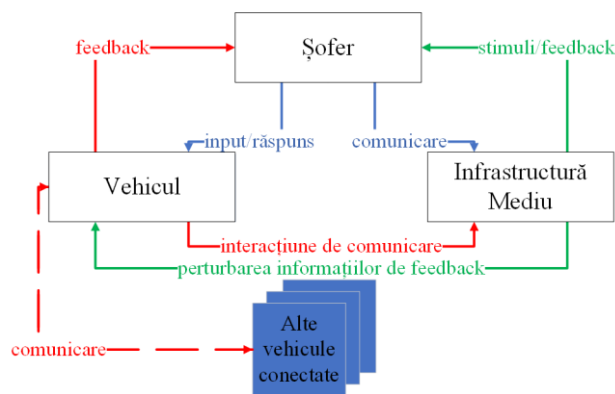


Figura 1. 2 Interacțiunea componentelor sistemului de trafic rutier

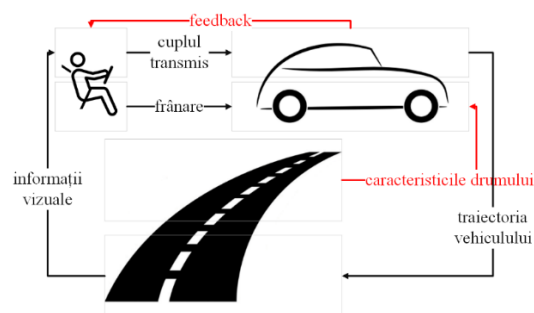


Figura 1. 3 Interconexiunea componentelor sistemului de trafic rutier

1.2.3 Caracteristici ale componentelor sistemului conducător auto-autovehicul-mediu de trafic

Variațiile stărilor și caracteristicilor elementelor componente ale sistemului DVE, determină modificarea parametrilor acestor componente și influențează semnificativ interacțiunea dintre conducător auto-autovehicul-mediu de trafic (figura 1.4) [17], [18].

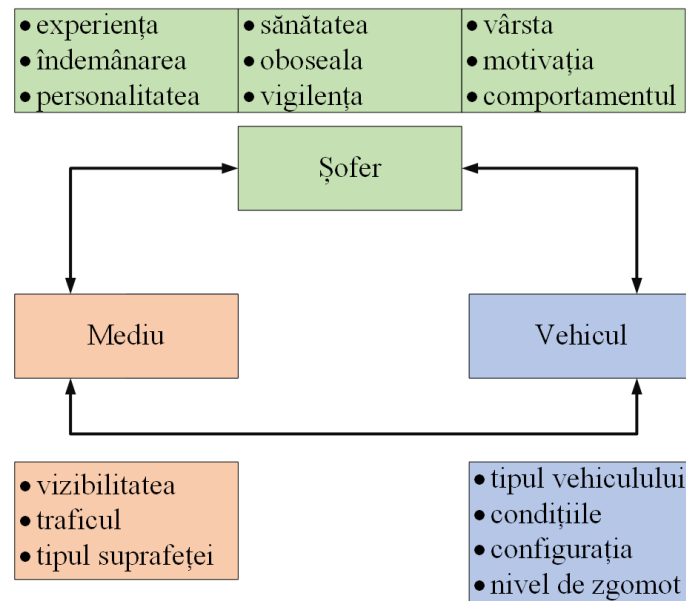


Figura 1. 4 Parametrii sistemului de trafic rutier [19]

Scopul sistemelor avansate de asistență a conducătorilor auto este de a diminua sau chiar de a elimina erorile conducătorului auto și de a spori eficiența și siguranța traficului rutier [20]. Sistemele ADAS sunt sisteme dezvoltate pentru automatizarea, adaptarea și îmbunătățirea sistemelor vehiculelor pentru o conducere mai sigură.

1.3 Stadiul actual al cercetărilor privind diagnosticarea stării tehnice a autovehiculelor

1.3.1 Importanța și necesitatea diagnosticării

În activitatea de mentenanță a autovehiculelor, diagnosticarea tehnică presupune atât determinarea stării tehnice, cât și evaluarea rezultatelor, constând în prelucrarea logică a constatărilor diagnozei (figura 1.5).

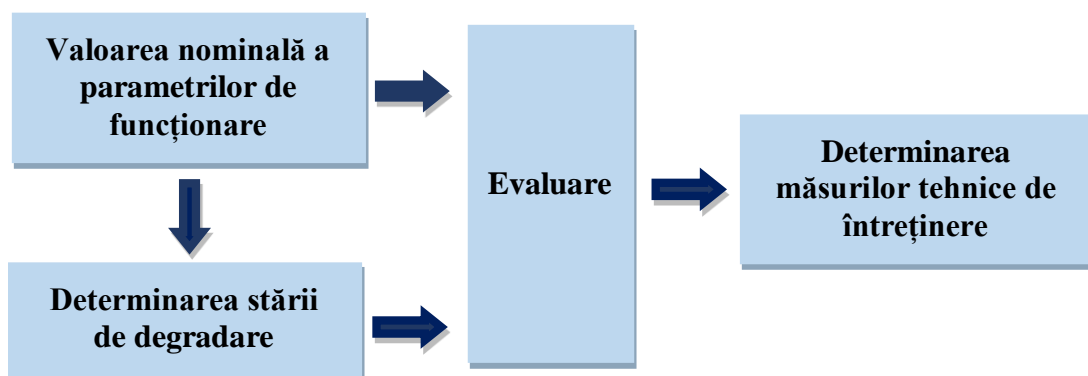


Figura 1. 5 Procesul de diagnosticare tehnică

1.3.2 Colectarea informațiilor necesare în procesul de diagnosticare. Sensorii autovehiculului

La bordul autovehiculelor moderne este necesară măsurarea unor mărimi fizice, operațiune ce se realizează prin intermediul unei game variate de senzori [21]. Sistemele electronice actuale din vehicule sunt din ce în ce mai complexe, dispozitivele electronice și conținutul software integrate asigurând funcționarea unor aplicații care variază de la controlul simplu al ușilor și al ferestrelor până la transferul de date la distanță, între vehicule sau între un vehicul și infrastructură.

1.3.3 Diagnosticarea „on board” a autovehiculelor

Detectarea defecțiunilor imediat după producere se realizează prin supravegherea permanentă a funcționării sistemelor autovehiculului, prin intermediul tehnicilor și echipamentelor de diagnosticare la bord (OBD). Informațiile de la senzori ajung la unitățile de control electronic ale autovehiculelor care stabilesc, pe baza acestora, parametri de funcționare și de reglaj ai autovehiculului.

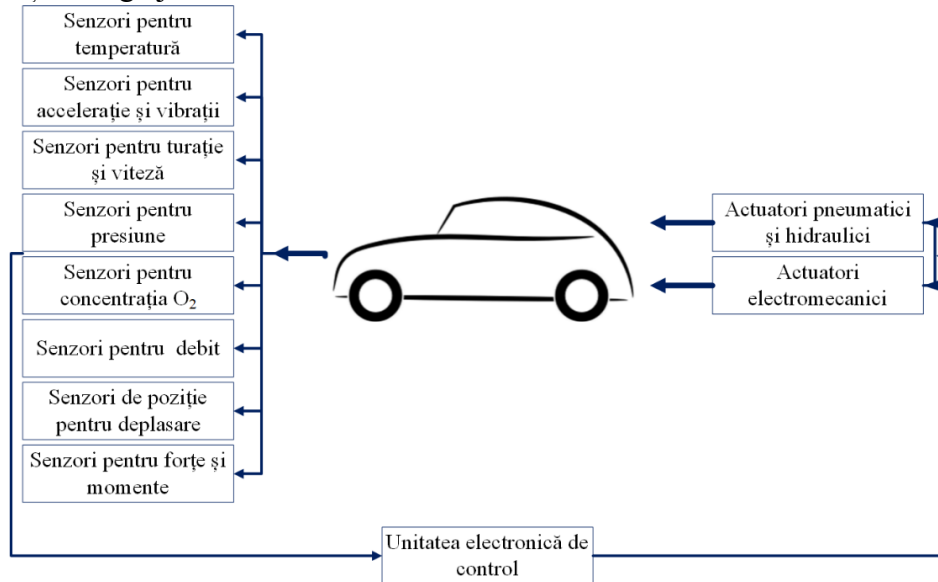


Figura 1. 6 Controlul electronic al sistemelor autovehiculelor

1.3.4 Sisteme expert pentru diagnosticarea autovehiculelor

Dependența de un specialist poate fi minimizată dacă expertiza sa este substituită prin documentare într-un sistem informatic. Simultan cu dezvoltarea rapidă a dispozitivelor mobile cum ar fi PDA (personal digital assistant), telefoanele inteligente etc, un sistem expert combinat cu aceste dispozitive mobile asigură detectarea defecțiunilor și diagnosticarea autovehiculului. ES oferă mijloace puternice și flexibile pentru a obține soluții la o varietate de probleme care, deseori, nu pot fi rezolvate de alte metode tradiționale [22], [23].

1.4 Concluzii parțiale

Lucrarea propune dezvoltarea unui sistem mobil de diagnosticare care să monitorizeze parametrii de stare ai sistemelor autovehiculelor pe timpul exploatării. Gradul scăzut de pregătire și cunoaștere în domeniu a unor conducători auto, care nu sesizează anumite simptome ale defecțiunilor sau ale iminenței producerii acestora, reprezintă un argument în favoarea dezvoltării unui sistem mobil de diagnosticare. Cercetarea are ca scop identificarea unei metode de diagnosticare în rulaj a acestor defecțiuni, având ca punct de plecare simptomele pe care un conducător auto experimentat le percepe în rulaj (sunete, vibrații, șocuri anormale) [2], [3], [5], [6].

CAPITOLUL 2

INTERACȚIUNEA DINTRE AUTOVEHICUL ȘI CALEA DE RULARE. SISTEMUL DE DIRECȚIE AL AUTOVEHICULELOR

2.1 Procesul de conducere a autovehiculelor

Procesul de conducere a unui autovehicul presupune obținerea unei mișcări comandate a acestuia, în condiții de stabilitate, în limitele permise de caracteristicile sale constructive, de parametrii săi principali, de tipul sistemelor de direcție și de suspensie, de aderența, profilul, înclinarea și starea căii de rulare, precum și de alți factori specifici mediului de trafic [24], [25]. Abilitățile și experiența conducătorului auto, combinate cu acțiunile sistemelor avansate de asistență a acestuia (ADAS - Advanced Driver Assistance Systems), implementate pe autovehicul, sunt definatorii în efectuarea corecțiilor necesare, atunci când mișcarea autovehiculului diferă de cea dorită, ori de cea necesară pentru asigurarea securității circulației rutiere.

2.2 Sistemul de direcție al autovehiculelor. Rol, construcție și funcționare

Abordarea sistemică a compunerii autovehiculului conferă un rol primordial sistemului de direcție, alături de celelalte sisteme componente (sistemul de suspensie, sistemul de propulsie, sistemul de frânare, sistemul de rulare etc.), în procesul de exploatare în condiții optime a autovehiculelor. Reprezentând o interfață între conducătorul auto și vehicul, sistemul de direcție îndeplinește două funcții importante: asigură la înscrierea autovehiculului pe traiectoria comandată și transmite conducătorului auto, în timpul rulajului, prin deplasări ale volanului sau variații ale momentului rezistent la acționarea acestuia, informații despre interacțiunea vehiculului cu calea de rulare [26], [27], [28].

2.3 Unghiurile roților directoare ale autovehiculului. Geometria direcției

Unghiurile roților directoare au un rol important în dinamica autovehiculului. Acestea contribuie la stabilizarea autovehiculului pe traiectorie, atât în viraje, cât și la mersul rectiliniu, la reducerea rezistenței la virare, la menținerea direcției autovehiculului în linie dreaptă, la revenirea volanului în poziția de mers rectiliniu după efectuarea manevrei de bracare, la reducerea efectului forțelor perturbatoare ce acționează asupra roților directoare, la uzura uniformă a anvelopelor, la compensarea, în anumite limite, a jocurilor și la elasticitatea bușelor din sistemele de suspensie și direcție [29], [30]. Unghiurile specifice roților directoare (figura 2.1) se împart pe categorii, după cum urmează:

- a) unghiurile roților:
 - unghiul de cădere al roților;
 - unghiul de convergență al roților;
- b) unghiurile axei pivoților:
 - unghiul de înclinare transversală a axei pivoților (înclinația pivotului de direcție);
 - unghiul de înclinare longitudinală a axei pivoților (unghiul de fugă).

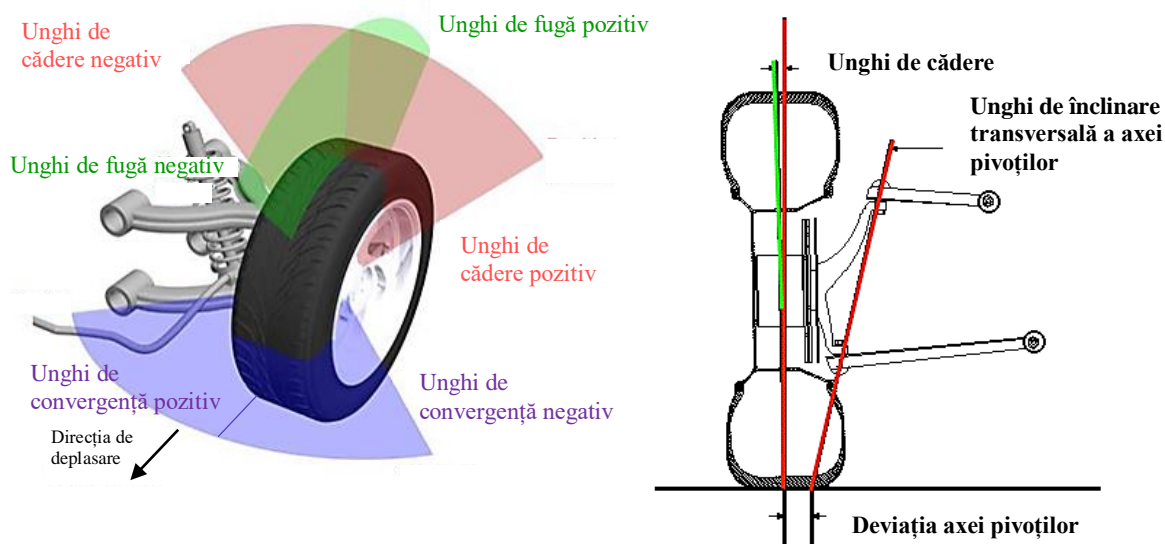


Figura 2. 1 Unghiurile specifice roții directoare [31], [32]

2.4 Sistemul de suspensie al autovehiculelor

Pentru îndeplinirea obiectivelor legate de manevrabilitatea și stabilitatea autovehiculului, sistemul de direcție funcționează cu anumite componente ale sistemului de suspensie, pentru a asigura mișcarea de bracare a roților. Sistemul de suspensie tip MacPherson reprezintă soluția constructivă cel mai des întâlnită la autovehiculele fabricate în serie, datorită design-ului simplu, numărului redus de piese și subansambluri componente, precum și datorită fiabilității ridicate.

2.5 Diagnosticarea sistemului de direcție al autovehiculelor

2.5.1 Necesitatea verificării stării tehnice a autovehiculelor. Cadru legislativ

Legislația în vigoare din România prevede faptul că certificarea conformității vehiculelor, cu privire la siguranța circulației rutiere, protecția mediului și încadrarea în categoria de folosință conform destinației, se realizează, în mod obligatoriu, prin efectuarea inspecției tehnice periodice (I.T.P.). Această operațiune se efectuează, în conformitate cu Reglementările privind inspecția tehnică periodică a vehiculelor înmatriculate sau înregistrate în România - RNTR 1, în cadrul stațiilor de inspecție tehnică periodică, a căror autorizare și monitorizare se realizează de către Registrul Auto Român [33], [34].

2.5.2 Inspecția tehnică periodică. Clasificare, unități abilitate, dotări specifice

Normele legale actuale reglementează modul de organizare și funcționare a sistemului de inspecție tehnică periodică a vehiculelor în România. Scopul tezei de doctorat este reprezentat de dezvoltarea unei metode de diagnosticare în rulaj a uzurilor articulațiilor sferice din compunerea sistemului de direcție, având ca punct de plecare simptomele pe care un conducător auto experimentat le percepe în rulaj (sunete, vibrații, șocuri anormale).

2.5.3 Verificarea sistemului de direcție

În urma operațiunilor de verificare a sistemului de direcție, pot fi detectate jocuri excesive ale articulațiilor sferice poziționate, în funcție de caracteristicile constructive ale autovehiculului, ca în figura 2.2.

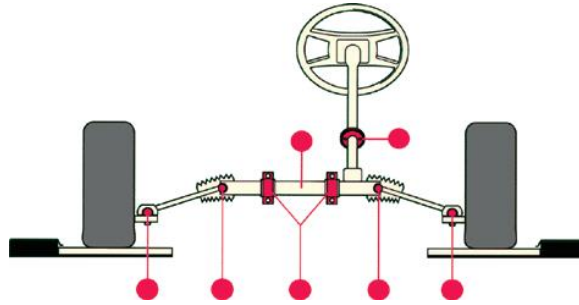


Figura 2. 2 Poziționarea articulațiilor sferice la care pot apărea jocuri [35]

2.6 Concluzii parțiale

În intervalul dintre două inspecții tehnice periodice sau două revizii periodice, pot surveni defecțiuni și un rol important în detectarea acestora îl are conducătorul auto, cu experiență relativă în diagnosticarea defecțiunilor sistemului de direcție. La producerea defecțiunilor contribuie, în mod substanțial, infrastructura rutieră, gradul de uzură și vechimea în exploatare a autovehiculelor și, de asemenea, experiența conducătorului auto.

Lipsa de experiență a conducătorului auto în detectarea acestor defecțiuni, poate întârzia diagnosticarea și înlocuirea unei piese uzate, ceea ce poate genera uzuri accelerate și a altor piese și subansambluri din cadrul sistemului de direcție. Această întârziere în efectuarea diagnosticării și a operațiunilor de reparare specifice duce la exploatarea autovehiculelor cu costuri ridicate, însă riscul cel mai mare este de a pune în pericol siguranța circulației.

CAPITOLUL 3

METODE ȘI MIJLOACE PENTRU DIAGNOSTICAREA SISTEMULUI DE DIRECȚIE PRIN ANALIZA VIBRAȚIILOR

3.1 Sunete, vibrații și disconfort la autovehicule

Procesul de exploatare a autovehiculelor presupune expunerea permanentă a acestora la sunete și vibrații, acestea fiind generate atât de cauze exterioare, cât și de cauze interioare, care acționează simultan în rulaj (figura 3.1).

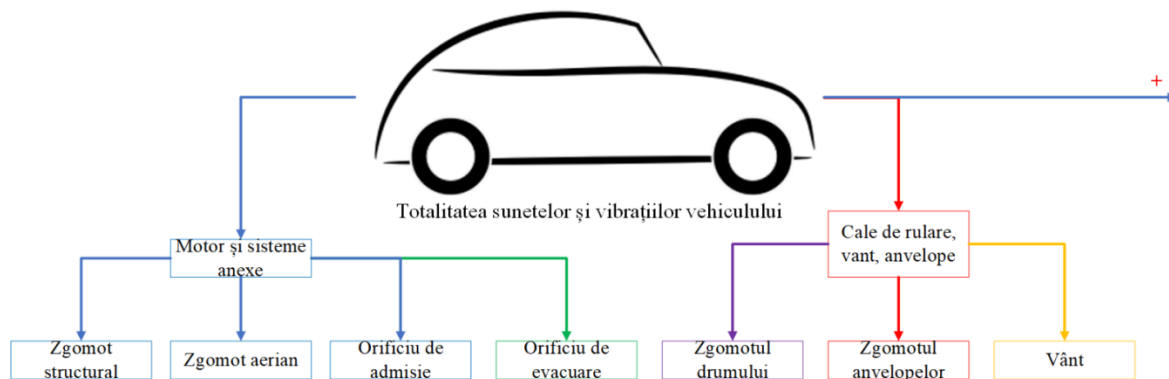


Figura 3. 1 Surse generatoare de sunete și vibrații la autovehicule [36]

3.2 Percepția senzorială umană a interacțiunii vehicul-cale de rulare

Efectele șocurilor și vibrațiilor, generate de exploatarea autovehiculelor, se manifestă atât la nivelul autovehiculului, prin generarea uzurilor la ansamblurile ori subansamblurile componente, afectându-le durabilitatea, cât și asupra conducătorului auto, afectându-i starea fiziologică (oboseala, sănătatea, atenția), efectul cumulat manifestându-se în planul siguranței circulației rutiere, în sensul diminuării acesteia [37], [38].

3.3 Factori generatori ai vibrațiilor la autovehicule. Considerente privind teoria vibrațiilor

Vibrațiile mecanice de tip aleator apar, în cazul autovehiculelor, la trecerile peste neregularitățile căii de rulare, la parcurgerea unor terenuri accidentate, cu gropi, greu accesibile sau drumuri neamenajate. Aceleași vibrații sau șocuri pot fi percepute de conducătorul auto datorită transmiterii acestora prin intermediul caroseriei și elementelor habitaculului (podea, scaun, bord etc.) [39], [40], [41].

3.4 Metode, instrumente și programe pentru diagnosticarea articulațiilor sferice din compunerea sistemului de direcție

Pentru efectuarea testelor a fost selectat un autovehicul din categoria M1 întâlnit frecvent pe drumurile din România, marca Dacia, modelul Logan, cu următoarele caracteristici tehnice: motor cu aprindere prin scânteie, capacitate cilindrică 1189 cm³, putere motor 55 Kw, dimensiuni anvelope 185/65 R15, an de fabricație 2016, cu un rulaj de aproximativ 70.000 km, fără defecțiuni. Măsurătorile au fost efectuate utilizând un înregistrator digital cu 4 canale marca DA20-RION, cu soft-urile de procesare a datelor DA-20 VIEWER și CAT 78 WR – Version 4.018, precum și un accelerometru triaxial marca Brüel & Kjaer, tipul 4321.

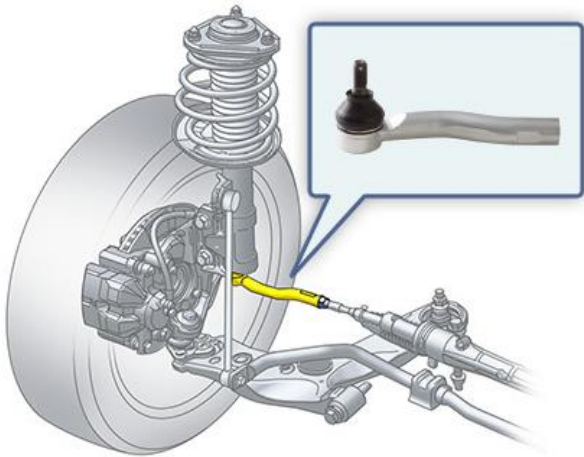


Figura 3. 2 Cap bară [43]

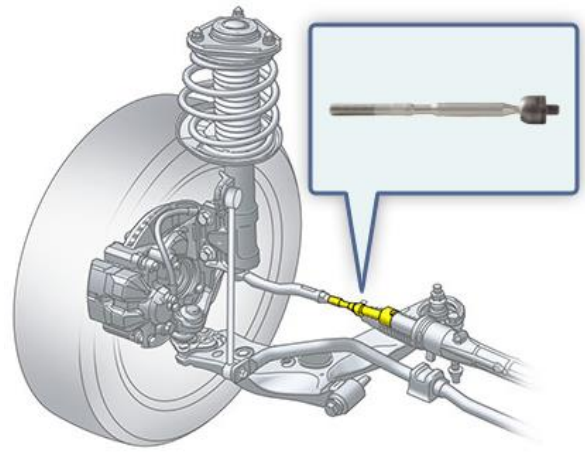


Figura 3. 3 Bioletă de direcție [43]

3.5 Concluzii parțiale

Metoda de diagnosticare cercetată are la bază faptul că parcurgerea unor denivelări variate, frecvente în traficul urban, determină apariția unor șocuri în articulațiile sferice uzate. Șocurile produse în capetele de bară uzate excită moduri proprii de vibrații ale ansamblului cap bară-bioletă de direcție, determinarea răspunsului sistemului la aceste șocuri fiind definitorie pentru metoda de diagnosticare analizată. Pentru stabilirea amprenteii la șocurile produse în articulațiile sferice uzate ale sistemului de direcție, mai precis în articulațiile capetelor de bară, metodele și instrumentele de cercetare vizează estimarea răspunsului la șocuri multiple prin utilizarea programului de analiză cu elemente finite Ansys Workbench cu modulul Modal, efectuarea de măsurători de vibrații ale ansamblului cap bară – bioletă de direcție pe bancul de testare și efectuarea de teste pe un autovehicul în diferite condiții de rulaj, cu montarea alternativă a unui capăt de bară cu sau fără uzură a articulației sferice și analiza comparativă a răspunsurilor sistemului analizat, cu și fără defect, la diferite surse de excitații.

CAPITOLUL 4

ESTIMAREA RĂSPUNSULUI LA ȘOC PRIN MODELARE CU ELEMENTE FINITE

4.1 Geometria ansamblului cap bară – bieleță de direcție

Analiza vibrațiilor libere presupune determinarea frecvențelor proprii și a modurilor proprii ale ansamblului cap bară-bieleță de direcție din compunerea sistemului de direcție al autovehiculului Dacia Logan, analiză ce a fost efectuată utilizând programul de analiză cu elemente finite Ansys Workbench. Geometria 3D a ansamblului analizat a fost realizată utilizând programul Catia V5 și exportată ca fișier cu extensia step în Ansys Workbench.

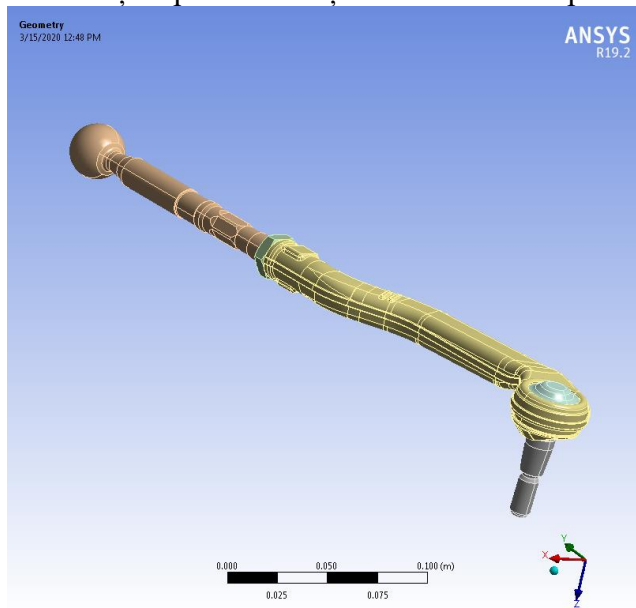


Figura 4. 1 Geometria 3D a ansamblului cap bară-bieleță de direcție

4.2 Caracteristicile materialelor componente. Discretizare cu elemente finite. Condiții la limită

Caracteristicile materialelor din care sunt realizate componentele subansamblului de modelat au fost stabilite analizând structura în secțiune a capului de bară (figura 4.2) și prin consultarea standardelor și cataloagelor specifice.



Figura 4. 2 Secțiune a capului de bară de la Dacia Logan

Discretizarea modelului cap bară-bieleță de direcție s-a realizat cu elemente de solid, cu tipul elementului SOLID 187 din biblioteca Ansys, acesta fiind un element cu 10 noduri și 3 grade de libertate pe nod, reprezentând translațiile pe cele 3 axe de coordonate. Astfel, pentru geometria 3D a sistemului analizat au fost definite 66734 noduri și 37784 elemente (figura 4.3)



Figura 4. 3 Discretizarea sistemului cu elemente de solid

4.3 Analiza jocului din articulația sferică. Măsurarea uzurii. Direcțiile de solicitare și uzură maxime

Pentru efectuarea măsurătorilor jocului din articulația sferică a capului de bară a fost realizat dispozitivul din figura 4.4, iar măsurătorile au fost efectuate prin fixarea ansamblului cap bară – bieleță de direcție în dispozitiv și măsurarea jocului pe direcția longitudinală a ansamblului (transversal pe autovehicul), direcție pe care uzura articulației sferice este maximă.

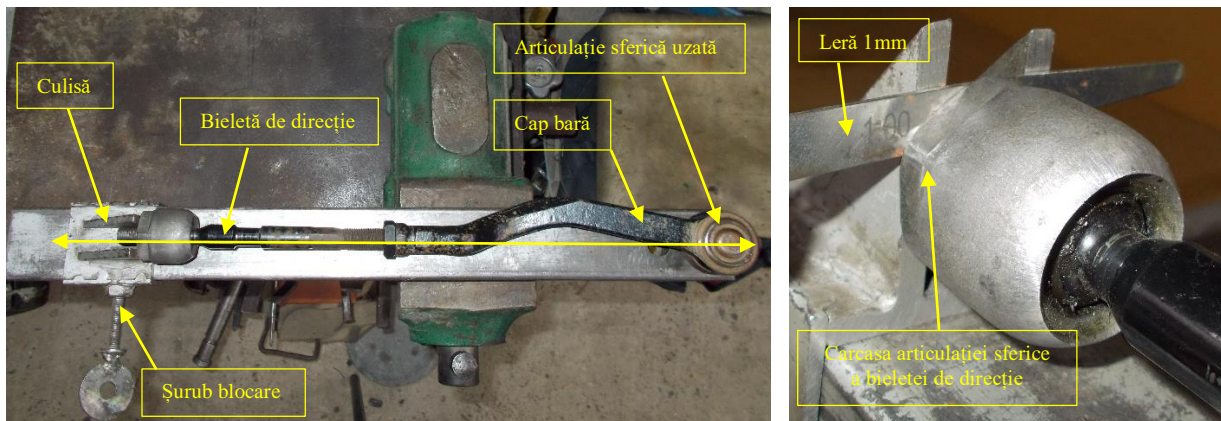


Figura 4. 4 Dispozitiv pentru măsurarea jocului în articulația sferică a capului de bară



Figura 4. 5 Cap bară secționat transversal

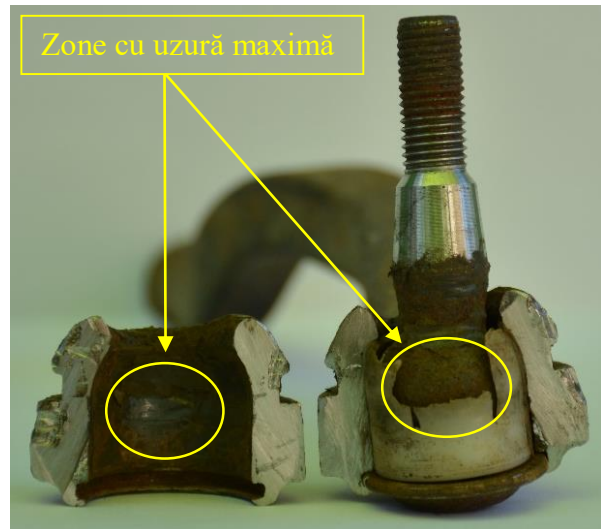


Figura 4. 6 Cap bară secționat transversal

4.4 Analiza vibrațiilor libere ale sistemului

Studiul vibrațiilor libere în programul Ansys Workbench a vizat situațiile întâlnite în rulaj și anume aceea a inexistenței defectului (fără joc în articulația sferică) sau aceea cu jocuri având valori în plaja de măsurare (0-1 mm/rază), constatate ca urmare a măsurătorilor efectuate pe lotul de 10 capuri de bară uzate. Drept urmare, au fost efectuate simulări privind răspunsurile sistemului fără joc sau cu jocuri în articulație cu următoarele valori: 1 micron/rază, 0,1 mm/rază, 0,5 mm/rază, 1mm/rază.

Primele simulări au fost efectuate pentru situația în care sistemul cap bară-bieletă de direcție nu prezintă joc în articulația sferică.

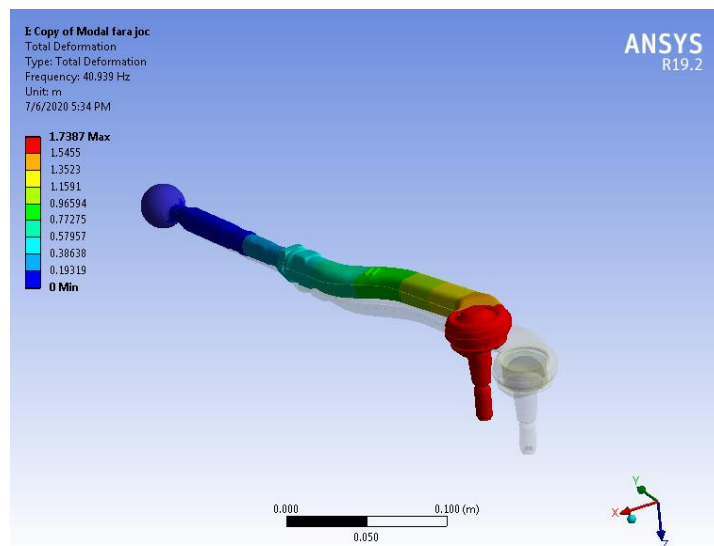


Figura 4. 7 Sistem fără joc (modul 1 de vibrație - frecvența 40,939 Hz)

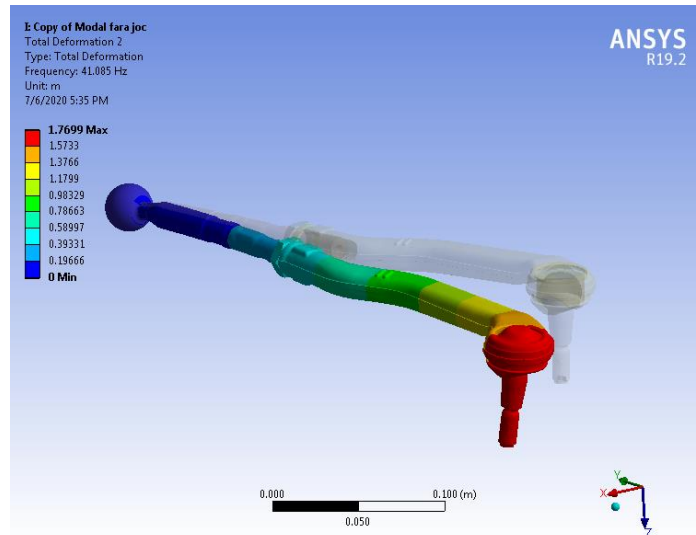


Figura 4. 8 Sistem fără joc (modul 2 de vibrație - frecvența 41,085 Hz)

Următoarele simulări au fost efectuate pentru situația în care sistemul cap bară-bieletă de direcție prezintă un joc în articulația sferică, cu valoare de 1 mm/raza.

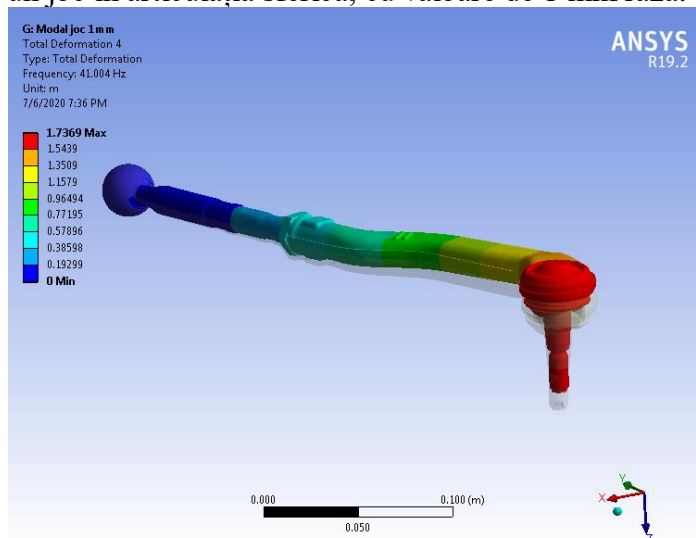


Figura 4. 9 Sistem cu joc de 1mm/raza (modul 4 de vibrație - frecvența 41,004 Hz)

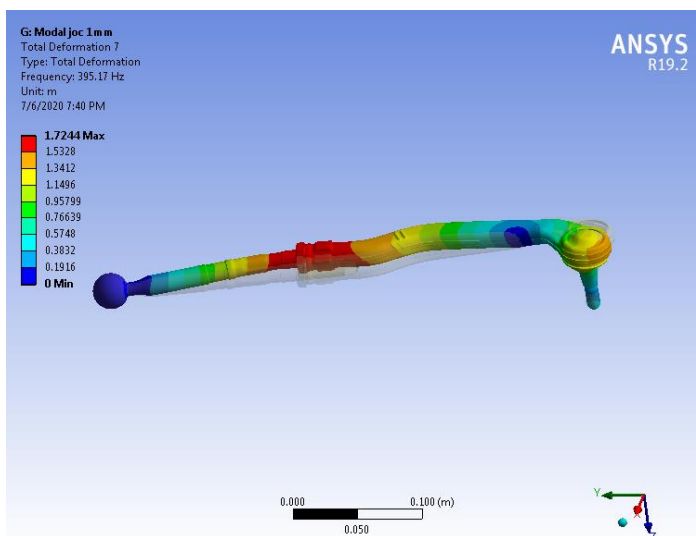


Figura 4. 10 Sistem cu joc de 1mm/raza (modul 7 de vibrație - frecvența 395,17 Hz)

Tabelul 4. 1 Frecvențele proprii ale sistemului studiat în funcție de mărimea jocului dintre capul sferic al pivotului și bucușă din teflon

Nr. mod propriu de vibrații	Frecvențe ale sistemului (Hz)				
	Fără joc	Valoarea jocului			
		1micron/rază	0,1mm/rază	0,5mm/rază	1mm/rază
	1	2	3	4	5
1	40,939	6,3896	6,1824	5,0469	3,6043
2	41,085	10,271	9,8523	8,3503	6,1684
3	126,08	29,924	26,989	21,043	16,127
4	215,63	41,005	41,005	41,004	41,004
5	349,74	42,756	42,754	42,744	42,731
6	395,6	351,83	351,81	351,78	351,59
7	598,57	395,26	395,26	395,23	395,17
8	1028,7	596,11	596,06	595,98	595,49
9		1036,3	1036,2	1034,5	1025,1

4.5 Concluzii parțiale

Analiza datelor din tabelul 4.1 relevă faptul că apariția jocului și creșterea valorii acestuia în articulația sferică cap pivot/bucușă de teflon conduce la scăderea valorilor frecvențelor proprii, cu predilecție în cazul primei frecvențe proprii [44].

Analiza dinamică a modurilor proprii și a frecvențelor corespunzătoare ale ansamblului cap bară-bieletă de direcție din compunerea sistemului de direcție al autovehiculului Dacia Logan, scoate în evidență faptul că mărimile care „controlează” primele frecvențe proprii ale sistemului sunt:

- modulul de elasticitate a materialului bucușei (cu cât modulul de elasticitate are valoare mai mare, cu atât frecvența proprie fundamentală este mai mare);
- mărimea jocului din articulația sferică (cu cât jocul este mai mare, cu atât frecvența proprie fundamentală are valoare mai mică).

CAPITOLUL 5

DETERMINAREA RĂSPUNSULUI LA ȘOCURI APLICATE SISTEMULUI PE BANCUL DE TESTARE

5.1 Metode și mijloace de efectuare a testelor

Testele de vibrații ale ansamblului cap bară – bieleță de direcție efectuate pe bancul de testare au vizat determinarea răspunsului sistemului cu defect (cu joc în articulația sferică) la șocuri simple sau multiple aplicate în articulația sferică a capului de bară. Carcasa articulației sferice a bieletei de direcție a fost fixată în menghină, fiind simulată astfel legătura cu cremaliera casetei de direcție (figura 5.1). Astfel, au fost îndeplinite aceleași condiții de legătură cu cele stabilite la modelarea cu elemente finite.

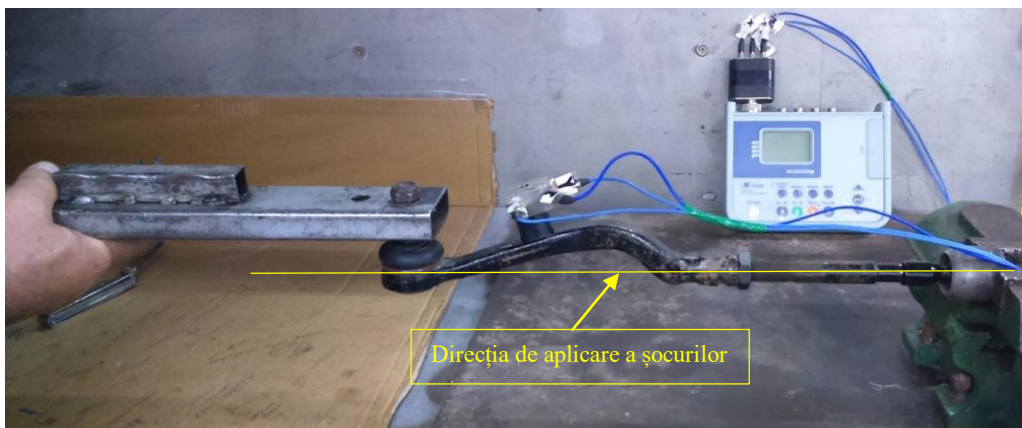


Figura 5. 1 Poziționarea dispozitivelor la testele pe banc

Tabelul 5. 1 Condiții de testare pe banc

Nr. test	Starea articulației sferice	Domeniul de frecvențe	Range	Detaliere șocuri aplicate	Obs.
B1	cu defect/joc în articulația sferică	0-100 Hz	axele x,y,z 3,2E+1	șoc unic/simplu	teste de comparat, șoc simplu/șocuri multiple
B2	cu defect/joc în articulația sferică	0-100 Hz	axele x,y,z 3,2E+1	multiple 1lovitură/2-3 sec	
B3	cu defect/joc în articulația sferică	0-500 Hz	axele x,y,z 3,2E+2	șoc unic/simplu	teste de comparat, șoc simplu/șocuri multiple
B4	cu defect/joc în articulația sferică	0-500 Hz	axele x,y,z 3,2E+2	multiple 1lovitură/2-3 sec	
B5	cu defect/joc în articulația sferică	0-1000 Hz	axele x,y,z 3,2E+2	șoc unic/simplu	teste de comparat, șoc simplu/șocuri multiple
B6	cu defect/joc în articulația sferică	0-1000 Hz	axele x,y,z 3,2E+2	multiple 1lovitură/2-3 sec	

5.2 Rezultate experimentale ale testărilor pe banc

Analiza vibrațională s-a efectuat comparând răspunsurile sistemului cu defect la șoc simplu cu cele la șocuri multiple, în intervalele 0-100 Hz, 0-500 Hz și 0-1000 Hz.

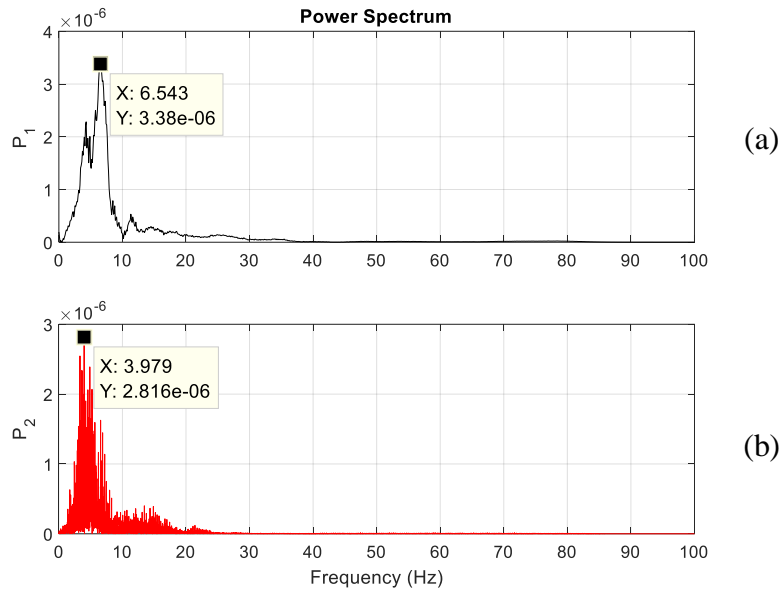


Figura 5. 2 Periodograme pe direcția axei OX în intervalul 0-100 Hz: (a) șoc simplu; (b) șocuri multiple

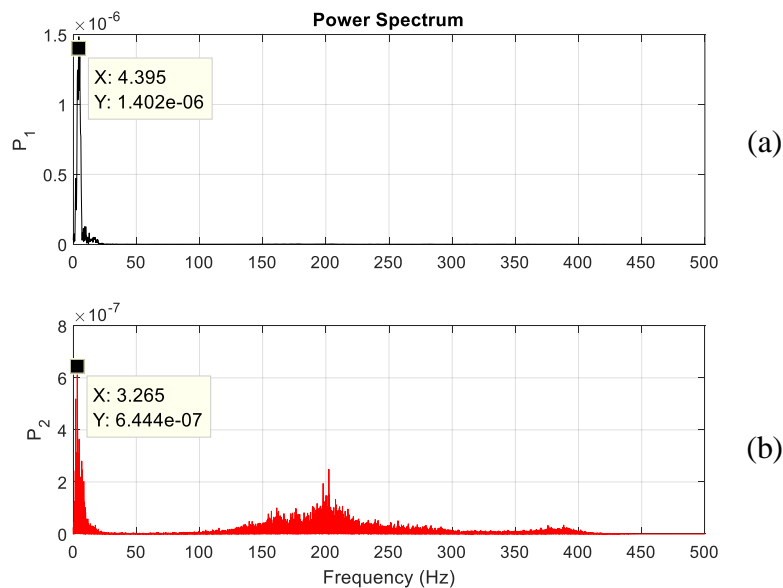


Figura 5. 3 Periodograme pe direcția axei OX în intervalul 0-500 Hz: (a) șoc simplu; (b) șocuri multiple

Pentru a putea compara răspunsurile la șoc simplu și la șocuri multiple, semnalele audio cu aceeași frecvență de eșantionare au fost concatenate în această ordine, iar funcția STFT a fost aplicată semnalului sumă. Astfel, au rezultat spectrogramele de răspuns la șoc simplu și șocuri multiple, corespunzătoare prelucrării înregistrărilor efectuate în domeniul de frecvență 0-500 Hz, aferente testelor B3 și B4, pe axele OX, OY și OZ.

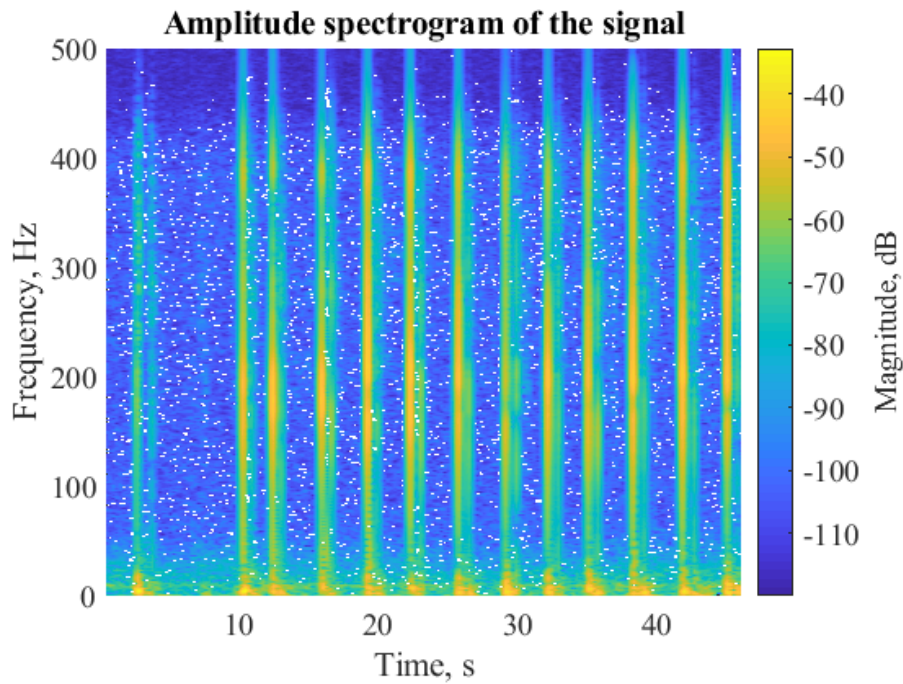


Figura 5. 4 Spectrograma STFT răspuns la șoc simplu (test B3) și multiple (test B4) pe axa OX

5.3 Concluzii parțiale

Ambele proceduri de prelucrare a datelor în Matlab (funcția de generare a periodogramelor și funcția STFT) conduc la rezultate similare cu rezultatele obținute în urma simulării cu elemente finite în ceea ce privește frecvența (cu valoarea de 5 Hz) ce caracterizează modul propriu fundamental de vibrații al sistemului analizat și anume cel cu joc în articulația sferică de 0,5 mm/rază. De asemenea, au fost obținute rezultate similare cu cele din analiza cu elemente finite privind celelalte moduri proprii de vibrații ale sistemului cu valori ale frecvențelor de până la 1000 Hz și anume de aproximativ 350 Hz, 400 Hz și 600 Hz. Răspunsul sistemului la șoc trebuie analizat prin identificarea unor vibrații specifice existenței defectului în intervale de frecvență și nu prin încercarea de a identifica frecvențe singulare de vibrații, cu valori bine determinate, ca în cazul vibrațiilor cu caracter staționar. Astfel, prin utilizarea STFT obținem o amprentă a comportării dinamice a sistemului la șoc, sub forma unor benzi verticale, cu încărcări energetice mari în anumite intervale de frecvențe, specifice spectrogramelor sistemelor muzicale de percuție [45], [46], [47].

CAPITOLUL 6

DETERMINAREA RĂSPUNSULUI LA ȘOCURI APLICATE SISTEMULUI ÎN RULAJ

6.1 Descrierea experimentului

Testele au fost efectuate în diferite condiții de rulaj, cu montarea alternativă a unui capăt de bară, cu sau fără uzură a articulației sferice. Obiectivele testelor au constat în stabilirea amprentei dinamice a vibrațiilor și efectuarea analizei comparative a răspunsurilor sistemului analizat, cu și fără defect, la parcurgerea unor rulaže pe itinerarii diferite, peste tipuri variate de denivelări și la diferite regimuri de turație a motorului și viteză a vehiculului.

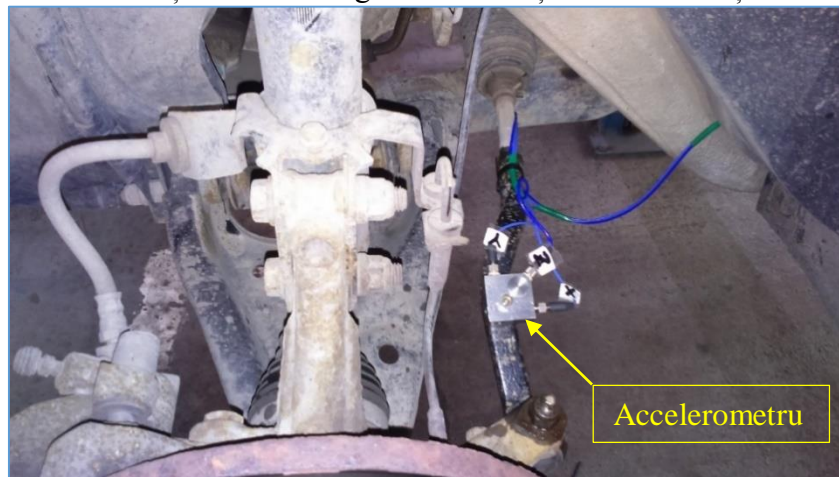


Figura 6. 1 Poziționarea accelerometrului pe capătul de bară stânga

Șocurile produse în timpul rulajului atât între vehicul și calea de rulare, dar și șocurile interne, produse între componente (subansambluri) ale vehiculului, generează vibrații cu un caracter aleatoriu, nestaționare, caracterizate de legi de mișcare exprimate cu ajutorul parametrilor statistici și probabilistici. În această categorie se încadrează vibrațiile generate de șocurile din articulația sferică a capului de bară cu joc, șocuri a căror probabilitate de producere crește la parcurgerea unor denivelări variate ale căii de rulare.

Tabelul 6. 1 Condiții de testare în rulaj

Nr. test	Starea articulației sferice	Tip rulaj/cale de rulare	viteză de deplasare (km/h) / treapta de viteză	Turație motor rot/min	Sens de deplasare	Range	Obs.
test 1	cu defect	rectiliniu/ rulaj peste capace de canalizari	30 km/h, treapta a III-a	1500	Bucurestii Noi-str. Tecuci	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 2	fără defect		30 km/h, treapta a III-a	1500	Bucurestii Noi-str. Tecuci	axele x,y,z 1,0E+2	
test 3	cu defect	rectiliniu/ rulaj peste capace de canalizari	30 km/h, treapta a III-a	1500	Posta Veche-Bucovinei	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 4	fără defect		30 km/h, treapta a III-a	1500	Posta Veche-Bucovinei	axele x,y,z 1,0E+2	
test 5	cu defect	rectiliniu/ rulaj peste capace de canalizari	30 km/h, treapta a III-a	1500	Lozoveni- Peco Rojevas	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 6	fără defect		30 km/h, treapta a III-a	1500	Lozoveni- Peco Rojevas	axele x,y,z 1,0E+2	
test 7	cu defect	rectiliniu/ rulaj peste capace de canalizari	25 km/h, treapta a III-a	1250	Peco Rojevas - Lozoveni	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 8	fără defect		25 km/h, treapta a III-a	1250	Peco Rojevas - Lozoveni	axele x,y,z 1,0E+2	
test 9	cu defect	rectiliniu/ rulaj peste capace de canalizari	40 km/h, treapta a IV-a	1500	str. Tecuci - Bucurestii Noi	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 10	fără defect		40 km/h, treapta a IV-a	1500	str. Tecuci - Bucurestii Noi	axele x,y,z 1,0E+2	
test 11	cu defect	rectiliniu/ rulaj peste linii tramvai	20 km/h, treapta a II-a	1200	Prelungirea Brailei - Minion	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 12	fără defect		20 km/h, treapta a II-a	1200	Prelungirea Brailei - Minion	axele x,y,z 1,0E+2	
test 13	cu defect	rectiliniu/ denivelari usoare	40 km/h, treapta a IV-a	1500	Galati- Barbosi	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 14	fără defect		40 km/h, treapta a IV-a	1500	Galati- Barbosi	axele x,y,z 1,0E+2	
test 15	cu defect	rectiliniu/ denivelari usoare	40 km/h, treapta a IV-a	1500	Barbosi- Galati	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 16	fără defect		40 km/h, treapta a IV-a	1500	Barbosi- Galati	axele x,y,z 1,0E+2	
test 17	cu defect	rectiliniu/ denivelari usoare	30 km/h, treapta a III-a	1500	Galati- Barbosi	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 18	fără defect		30 km/h, treapta a III-a	1500	Galati- Barbosi	axele x,y,z 1,0E+2	
test 19	cu defect	rectiliniu/ denivelari usoare	30 km/h, treapta a III-a	1500	Barbosi- Galati	axele x,y,z 3,2E+2	teste de comparat, cu și fără defect
test 20	fără defect		30 km/h, treapta a III-a	1500	Barbosi- Galati	axele x,y,z 1,0E+2	

Pentru determinarea răspunsului sistemului la șocurile din articulația sferică uzată a capului de bară, prelucrarea și analiza datelor înregistrate în domeniul de frecvențe 0-500 Hz s-a efectuat comparativ, pentru fiecare din cele 10 perechi de teste, prin următoarele metode: analiza STFT, analiza Kurtosis-ului spectral și analiza spectrală în domeniul timp.

6.2 Prelucrarea și analiza datelor utilizând procedura Short Time Fourier Transform din programul Matlab

Având în vedere că semnalele de răspuns la șocuri sunt semnale nestaționare, datele înregistrate în urma efectuării celor 20 de teste în rulaj au fost prelucrate cu procedura de analiză Short Time Fourier Transform, implementată în cadrul programului Matlab, rezultând astfel reprezentări de spectre de frecvențe ale unor semnale care variază în timp.

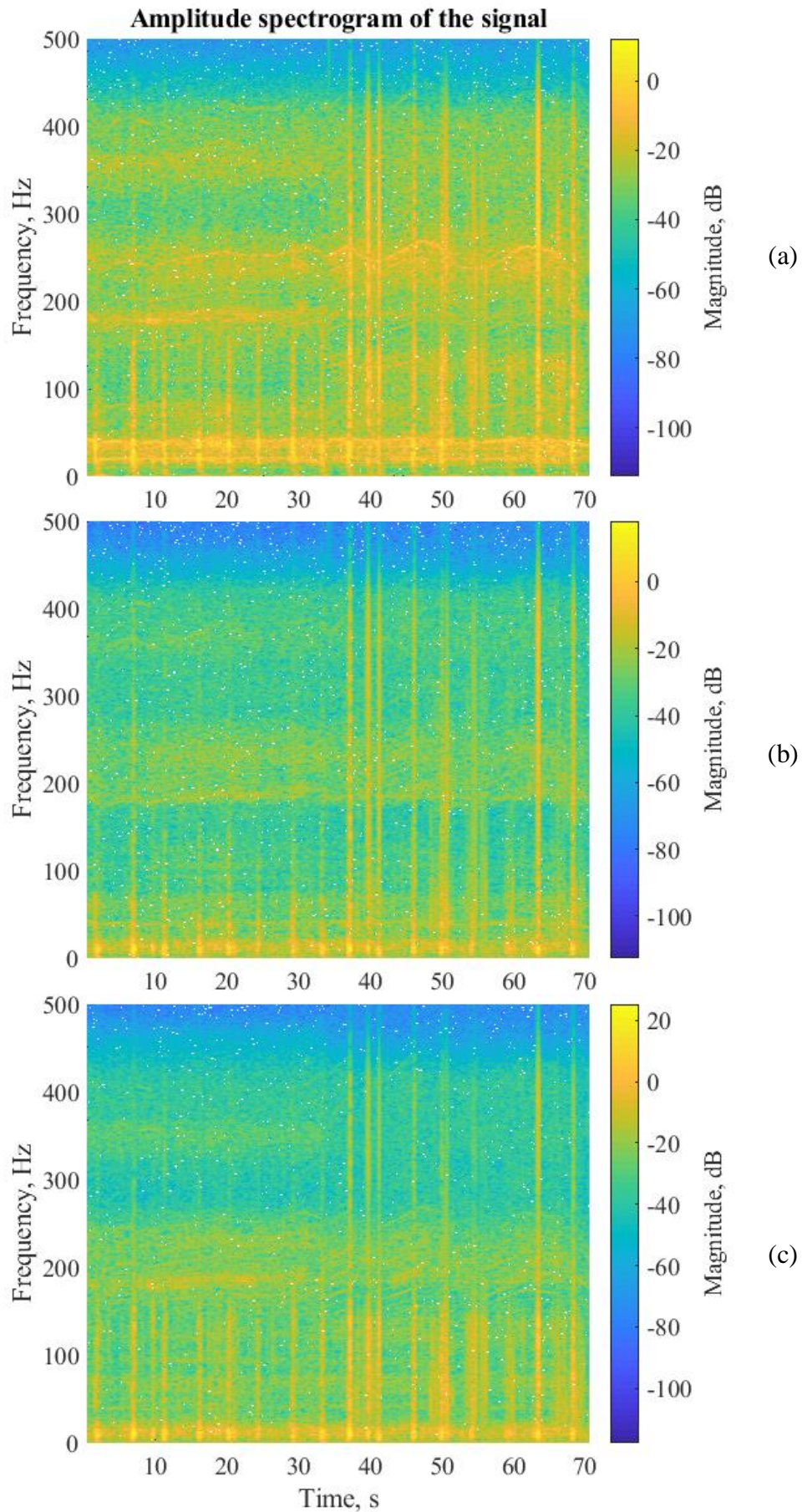


Figura 6. 2 Spectrogramele semnalului de răspuns pentru test 4 (fără defect) concatenat cu test 3 (cu defect): (a) pe axa OX; (b) pe axa OY; (c) pe axa OZ



Figura 6. 3 Denivelări ale căii de rulare parcurse la testele 3 și 4 – capace de canalizare stradală str. Poșta Veche [48]

Concluzionând, analiza spectrogramelor indică faptul că răspunsul sistemului în rulaj este corespunzător atât unor vibrații staționare (generate de funcționarea motorului și interacțiunea pneu-sol), vizibile sub forma unor unde orizontale continue, cât și unor vibrații nestaționare, sub forma unor benzi verticale, corespunzătoare șocurilor, similare cu cele evidențiate de testele pe banc. Amprenta șocurilor care interesează pentru diagnosticare este cea reprezentată de benzile verticale cu încărcări energetice superioare, cuprinse în domeniul 100-400 Hz.

6.3 Prelucrarea datelor înregistrate în rulaj și analiza spectrală a semnalelor utilizând Kurtosis-ul

Kurtosisul spectral (SK) este o mărime statistică care poate scoate în evidență caracteristici nestaționare în domeniul frecvență, considerând valori mici ale acestuia la frecvențe pentru care componentele staționare (Gaussiene) sunt prezente în semnal și valori pozitive mari la frecvențe pentru care apar tranzițe [49], [50]. Această capacitate a kurtosisului spectral (SK) este utilă în detectarea și extragerea componentelor nestaționare ale semnalului, corespunzătoare funcționării unui sistem cu defect [51], [52], [53], [54], [55], [56]. Kurtosisul spectral, scris sub forma $K(f)$, a unui semnal $x(t)$, poate fi determinat pe baza STFT a unui semnal, $S(t,f)$:

$$S(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot w(t - \tau) e^{-2\pi f t} dt \quad (6.6)$$

în care $w(t)$ este funcția fereastră din transformarea STFT

$$K(f) = \frac{\langle |S(t,f)|^4 \rangle}{\langle |S(t,f)|^2 \rangle^2} - 2 \quad (6.7)$$

unde $f \neq 0$, iar $\langle \cdot \rangle$ este operatorul de mediere în timp.

Schema aplicării funcției kurtosis spectral $K(f)$ asupra unui semnal $x(t)$ este prezentată în figura 6.4.

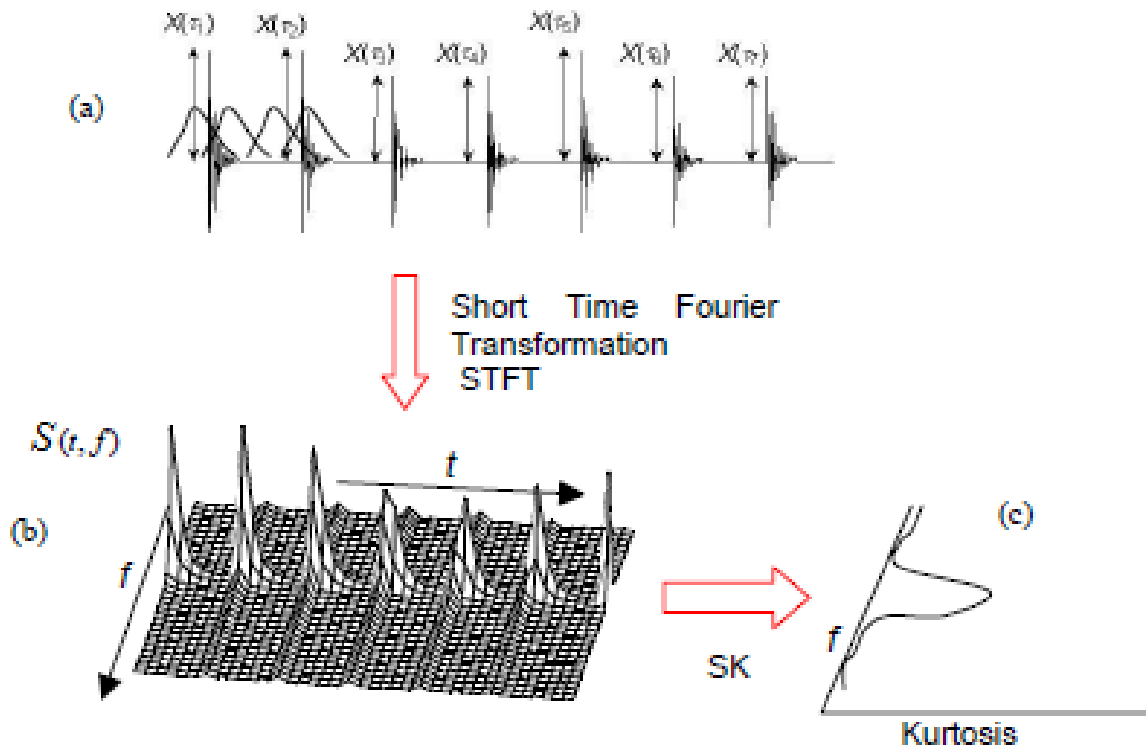


Figura 6. 4 a) Semnalul în timp; b) Rezultatul transformării STFT; c) kurtosisul spectral funcție de frecvență [145]

Kurtosisul spectral al unui semnal se poate determina cu secvența Matlab:

$$sk = pkurtosis(x, fs, wo, 'ConfidenceLevel', p) \quad (6.8)$$

în care: x = semnalul în domeniul timp, fs = frecvența de eșantionare, w_o = lungimea optimă a ferestrei, p = nivelul de încredere pentru componentele staționare ale semnalului (valori între 0 și 1).

O importanță deosebită în evidențierea componentelor nestaționare ale semnalului o are stabilirea lungimii optime a ferestrei “ w_o ”. În acest scop, în programul Matlab există posibilitatea determinării lungimii optime a ferestrei “ w_o ”, precum și poziționarea în domeniul frecvențelor a componentelor tranzitorii cu valori ridicate ale kurtosisului, prin intermediul unei kurtograme (spectrogramă). Din aceste kurtograme se extrag lungimile optime ale ferestrelor (Optimal Window Length) corespunzătoare componenteii în frecvență a semnalului cu cel mai mare kurtosis, lungimi care vor fi utilizate în calculul kurtosisului spectral, pentru a identifica componentele tranzitorii ale semnalului [57].

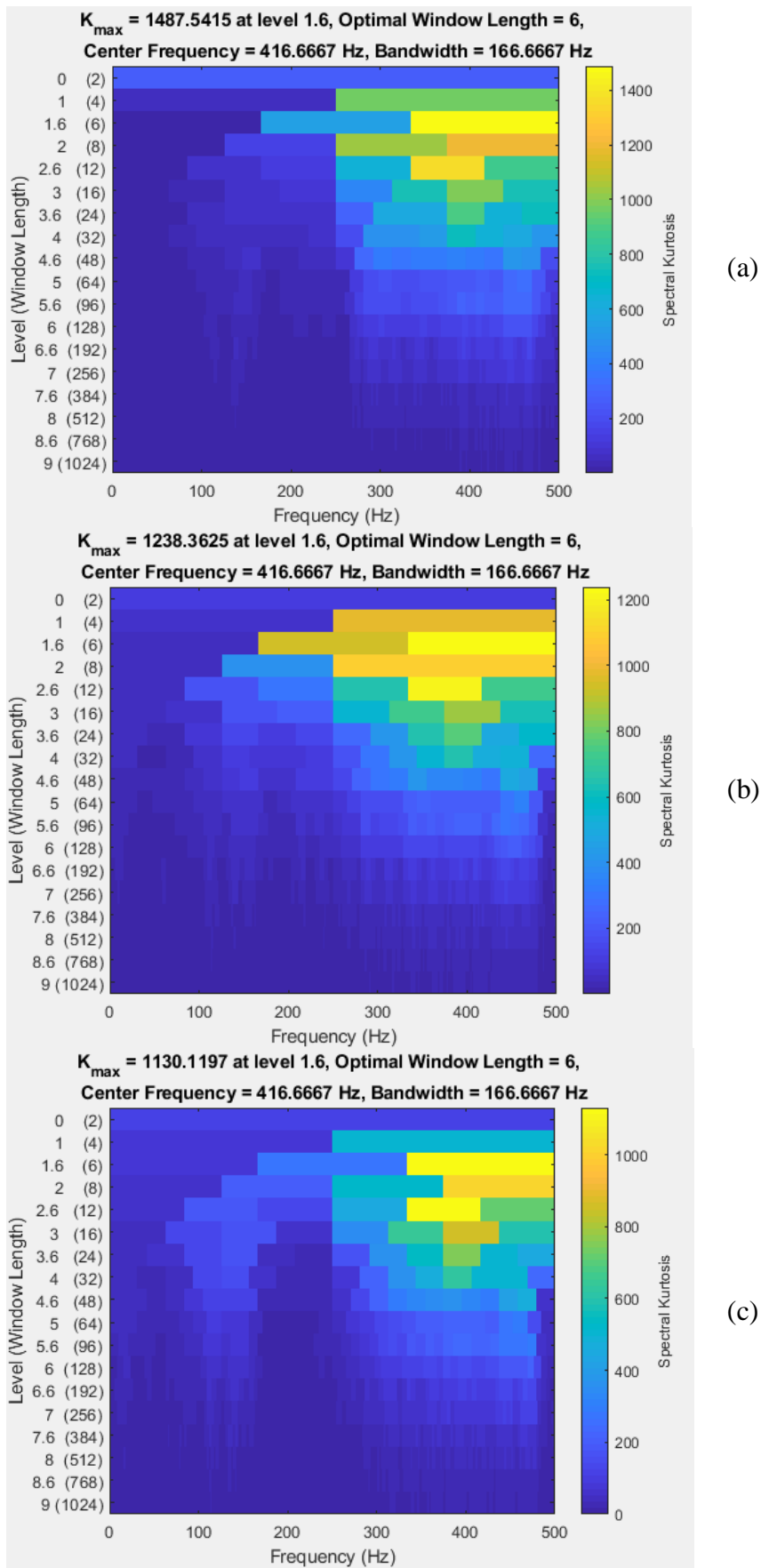


Figura 6. 5 Kurtogramele semnalelor de răspuns al sistemului cu defect, test 3: (a) pe axa OX; (b) pe axa OY; (c) pe axa OZ

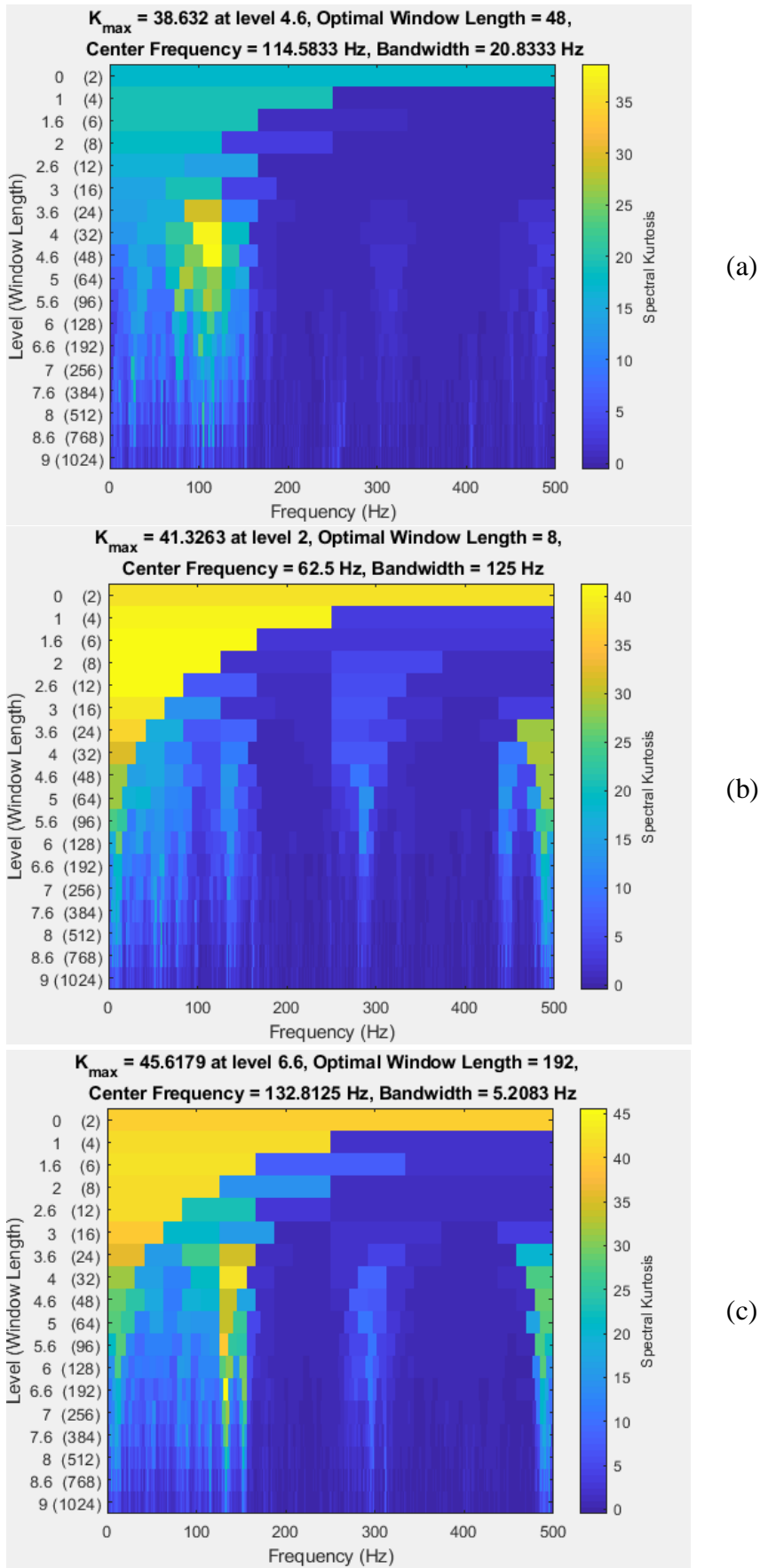
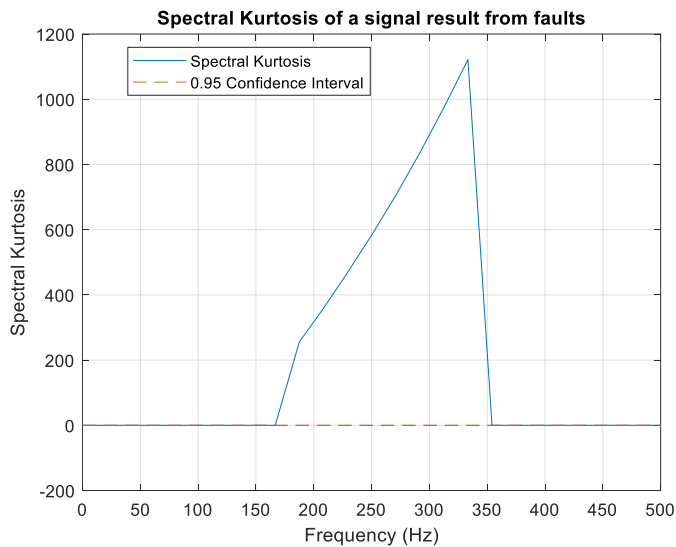


Figura 6. 6 Kurtogramele semnalelor de răspuns a sistemului fără defect, test 4: (a) pe axa OX; (b) pe axa OY; (c) pe axa OZ

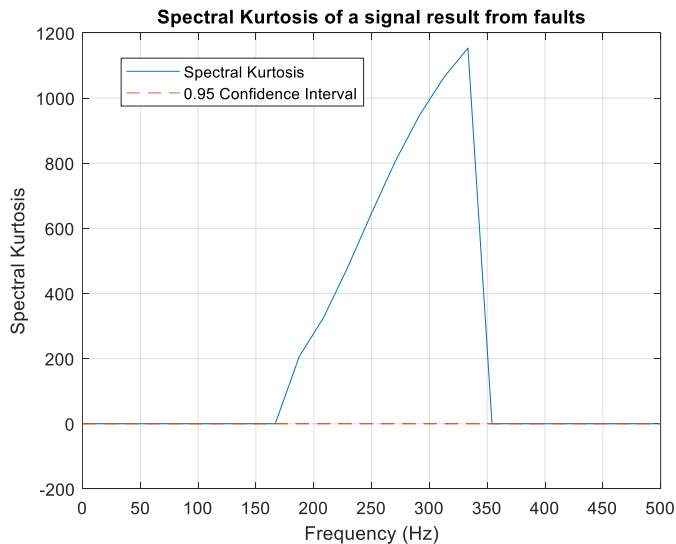
Analiza kurtogramelor relevă următoarele concluzii:

- lungimile optime ale ferestrelor extrase din kurtogramele corespunzătoare semnalelor cu defect au valori scăzute, cuprinse în intervalul 6 – 8, iar valorile ridicate ale kurtosisul aferent confirmă nivelul înalt de nestaționaritate al semnalului cu defect;
- kurtogramele corespunzătoare semnalelor fără defect sunt caracterizate de valori ridicate ale lungimii optime a ferestrelor, în timp ce kurtosisul înregistrează scăderi semnificative, comparativ cu testele cu defect.

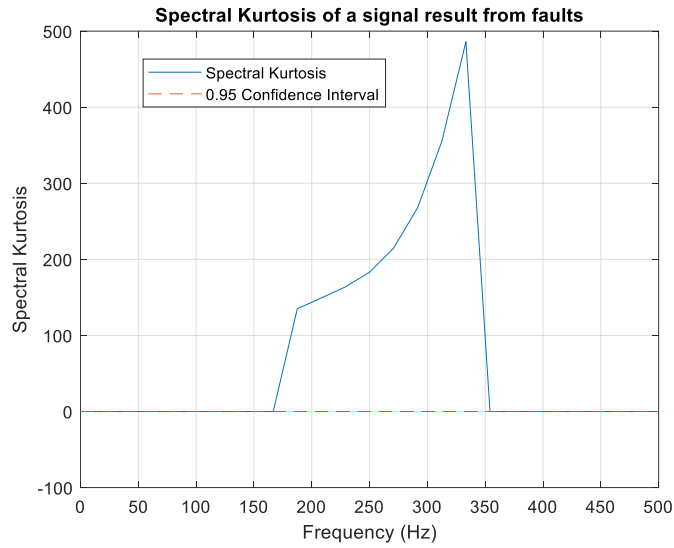
Cu lungimile optime ale ferestrelor determinate de kurtograme, se determină kurtosisul componentelor spectrale, ținând cont de un prag impus în determinarea componentelor staționare printr-un nivel de încredere („*level of confidence*”). Variațiile kurtosisul spectral au fost obținute pentru lungimi optime WO ale ferestrelor extrase din kurtogramele corespunzătoare fiecărui semnal.



(a)

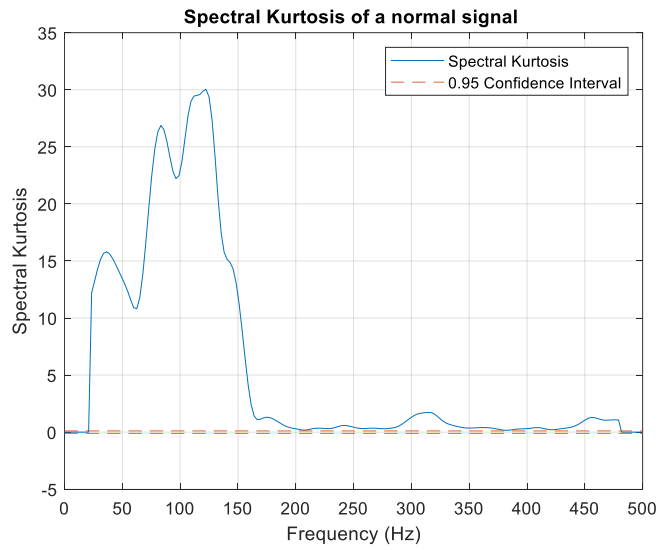


(b)

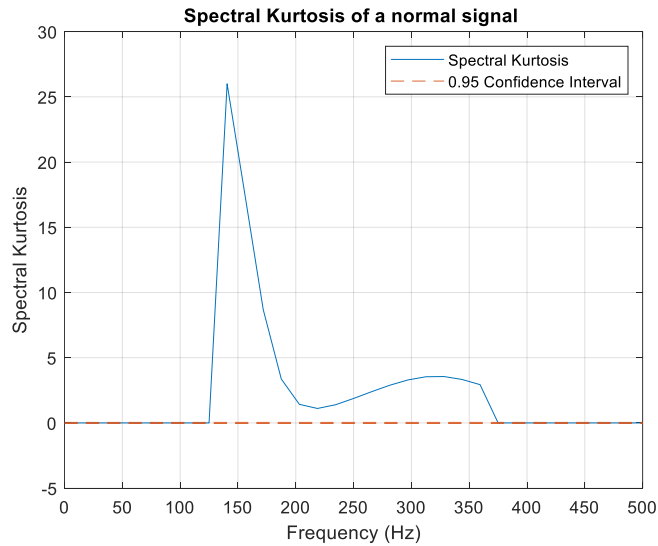


(c)

Figura 6. 7 Variația kurtosisului pentru componentele semnalului cu defect, test 3: (a) pe axa OX, $WO = 6$; (b) pe axa OY, $WO = 6$; (c) pe axa OZ, $WO = 6$



(a)



(b)

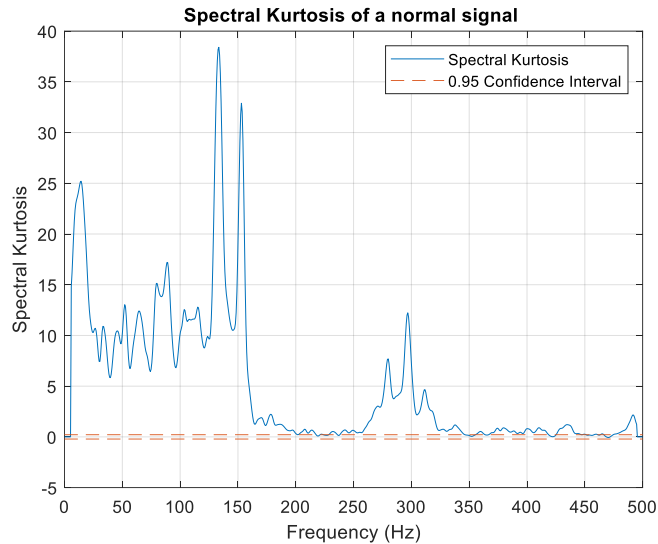


Figura 6. 8 Variația kurtosisului pentru componentele semnalului fără defect, test 4: (a) pe axa OX, WO = 48; (b) pe axa OY, WO = 8; (c) pe axa OZ, WO = 192

Din analiza kurtosisului spectral rezultă că atât semnalele fără defect, cât și cele cu defect sunt nestaționare, dar în cazul celor cu defect, componentele tranzitorii ale semnalului au valori foarte mari ale kurtosisului (valoarea maximă 1487,54) pentru o lungime de fereastră foarte mică (în majoritatea înregistrărilor 6) cu semnificație de mărime corespunzătoare unui șoc. Prezența în răspunsul înregistrat a frecvențelor proprii identifică existența unui șoc multiplu, care excită mai multe frecvențe proprii ale sistemului.

Datele rezultate au arătat faptul că variația kurtosis-ului poate fi utilizată pentru formarea unui filtru de selecție a acelei părți din semnalul înregistrat corespunzător șocului și, implicit apariției defectului, reducând considerabil zgomotul de fond și îmbunătățind capacitatea de diagnosticare. Întrucât uzura capului de bară este caracterizată de impulsuri scurte reprezentate de șocurile multiple dintre elementele componente, kurtosis-ul spectral este util pentru determinarea benzilor de frecvență dominate de semnalele de eroare ale capului de bară, conținând frecvențe excitate de defecțiuni.

6.4 Identificarea sistemelor dinamice cu defect pe baza măsurătorilor

6.4.1 Generalități

În practică întâlnim, în mod frecvent, sisteme cu o comportare neliniară, situație corespunzătoare și sistemului de direcție analizat, cu sau fără defect la articulația sferică a capului de bară. Cu ajutorul modelelor polinomiale se pot identifica modele ale unor sisteme dinamice din date măsurate. Aceste modele polinomiale implementate în Matlab sunt ARX („Auto Regressive with Exogenous input”), BJ („Box-Jenkins”) și OE („Output Error”). Cu datele de intrare-ieșire înregistrate, au fost testate mai multe modele pentru identificare, iar cel care a permis o suprapunere adecvată a datelor măsurate cu cele estimate a fost modelul polinomial Box-Jenkins [58], [59].

6.4.2 Construirea modelului matematic Box-Jenkins al sistemului dinamic în programul Matlab

Sintaxa în Matlab pentru utilizarea modelului Box-Jenkins este:

```
m = bj(data,orders)
```

```
m = bj(data,'nb','nb','nc','nc','nd','nd','nf','nf','nk','nk')
```

```
m = bj(data,orders,'Property1',Value1,'Property2',Value2,...)
```

funcția **bj** returnează modelul **m** ca o funcție polinomială (**idpoly**) cu parametri estimați. **Data** reprezintă un obiect care conține datele de intrare-ieșire.

Forma generală a modelului Box-Jenkins este:

$$y(t) = \sum_{i=1}^{nu} \frac{B_i(q)}{F_i(q)} u(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t) \quad (6.9)$$

în care *nu* este numărul canalelor de intrare (input).

Pentru o intrare (input) - $u(t)$ și o ieșire (output) - $y(t)$, forma generală a modelului Box-Jenkins este:

$$y(t) = \frac{B_i(q)}{F_i(q)} u(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t) \quad (6.10)$$

Modelul Box-Jenkins poate fi reprezentat sub forma unui flux de date ca în figura 6.9, unde $u(k)$ - semnalul de intrare, $y(k)$ - semnalul de ieșire și $e(k)$ - semnalul zgomot integrat.

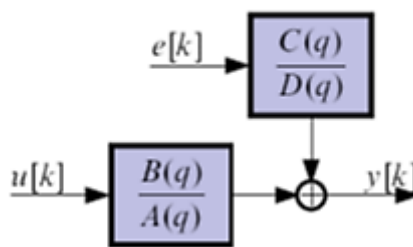


Figura 6. 9 Fluxul de date în modelul Box-Jenkins

Pentru obținerea unor rezultate de ieșire particulare ale modelului, se poate activa funcția „Integrate noise”; prin setarea acesteia, formularea Box-Jenkins devine:

$$y(t) = \frac{B_i(q)}{F_i(q)} u(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t) \frac{1}{1 - q^{-1}} \quad (6.15)$$

în care

$$\frac{1}{1 - q^{-1}}$$

este integratorul canalului de zgomot.

6.4.3 Etape de parcurs pentru identificarea caracteristicilor dinamice ale sistemului conținând defectul

Etapele pentru realizarea identificării unui model care să evidențieze prezența defectului în sistemul de direcție, utilizând modelul polinomial de structura Box-Jenkins:

1. Selectarea datelor în domeniul timp (datele de intrare-ieșire au fost filtrate în domeniul de frecvențe 140 – 400 Hz, domeniu identificat calitativ în prelucrarea semnalelor din capitelele anterioare).
2. Estimarea coeficienților modelului polinomial Box-Jenkins discret în timp, cu testarea ordinelor nb, nc, nd, nf, astfel încât să se obțină o cât mai bună potrivire a datelor măsurate cu modelul estimat, pentru fiecare axă în parte.
3. Obținerea coeficienților modelului polinomial Box-Jenkins ca model continuu în timp prin construcție, pentru fiecare axă în parte, cu funcția **d2c(sys)** din Matlab.
4. Validarea modelului estimat prin compararea acestuia cu porțiuni ale semnalelor măsurate, altele decât cele utilizate pentru estimare (cu funcția **compare** din Matlab), pe fiecare dintre cele trei axe.
5. Extragerea modelelor dinamice cu un grad de libertate, excitate de prezența defectului (evidențiate prin frecvențe proprii și rata de amortizare).

6.4.4 Estimarea parametrilor modelului polinomial Box-Jenkins discret în timp cu determinarea ordinelor nb, nc, nd, nf, pentru fiecare axă în parte

Estimarea parametrilor modelului polinomial Box-Jenkins corespunde înregistrărilor semnalelor accelerației intrare-ieșire ale autovehiculului Logan în deplasare, cu viteza de 30km/h, pe un traseu cu denivelări ale căii de rulare. Semnalul de intrare corespunde sistemului fără defect, iar semnalul de ieșire corespunde sistemului cu defect.

Parametrii modelului Box-Jenkins discret în timp pentru semnalele pe axa X

bj55551 =

Discrete-time Polynomial with Noise Integration model: $y(t) = [B(z)/F(z)]u(t) + [C(z)/D(z)(1-z^{-1})]e(t)$

$$B(z) = -0.4473 z^{-1} - 0.538 z^{-2} - 0.5606 z^{-3} - 0.1744 z^{-4} - 0.3137 z^{-5}$$

$$C(z) = 1 - 0.7171 z^{-1} - 1.388 z^{-2} + 1.137 z^{-3} + 0.5828 z^{-4} - 0.6149 z^{-5}$$

$$D(z) = 1 + 0.6766 z^{-1} + 1.582 z^{-2} + 0.521 z^{-3} + 0.7201 z^{-4} - 0.1186 z^{-5}$$

$$F(z) = 1 - 0.9098 z^{-1} + 0.6768 z^{-2} - 0.7827 z^{-3} + 0.9377 z^{-4} - 0.5475 z^{-5}$$

Sample time: 0.001 seconds

Parameterization:

Polynomial orders: nb=5 nc=5 nd=5 nf=5 nk=1

Number of free coefficients: 20

Model contains integration on noise channel.

Status:

Estimated using BJ on time domain data "Estimation".

Fit to estimation data: 79.43% (prediction focus)

FPE: 0.01225, MSE: 0.01166 (Final Prediction Error- FPE); (Mean Square Error- MSE)

Parametrii modelului Box-Jenkins discret în timp pentru semnalele pe axa Y

bj55551 =

Discrete-time Polynomial with Noise Integration model: $y(t) = [B(z)/F(z)]u(t) + [C(z)/D(z)(1-z^{-1})]e(t)$

$$B(z) = 0.4725 z^{-1} - 0.07876 z^{-2} + 0.6738 z^{-3} - 0.05412 z^{-4} + 0.2449 z^{-5}$$

$$C(z) = 1 - 0.2771 z^{-1} - 0.6788 z^{-2} - 0.03341 z^{-3} - 0.3174 z^{-4} + 0.3084 z^{-5}$$

$$D(z) = 1 + 0.4733 z^{-1} + 1.569 z^{-2} + 0.4527 z^{-3} + 0.7938 z^{-4} + 0.0002474 z^{-5}$$

$$F(z) = 1 - 0.5017 z^{-1} + 1.209 z^{-2} - 0.8057 z^{-3} + 0.3752 z^{-4} - 0.5473 z^{-5}$$

Sample time: 0.001 seconds

Parameterization:

Polynomial orders: nb=5 nc=5 nd=5 nf=5 nk=1

Number of free coefficients: 20

Model contains integration on noise channel.

Status:

Estimated using BJ on time domain data "Estimation".

Fit to estimation data: 71.9% (prediction focus)

FPE: 0.004317, MSE: 0.003995 (Final Prediction Error- FPE); (Mean Square Error- MSE)

Parametrii modelului Box-Jenkins discret în timp pentru semnalele pe axa Z

bj55551 =

Discrete-time Polynomial with Noise Integration model: $y(t) = [B(z)/F(z)]u(t) + [C(z)/D(z)(1-z^{-1})]e(t)$

$$B(z) = 0.01877 z^{-1} - 0.02152 z^{-2} + 0.03421 z^{-3} - 0.003506 z^{-4} + 0.0429 z^{-5}$$

$$C(z) = 1 - 0.1839 z^{-1} - 0.6413 z^{-2} + 0.03638 z^{-3} - 0.3567 z^{-4} + 0.1495 z^{-5}$$

$$D(z) = 1 + 0.4452 z^{-1} + 1.466 z^{-2} + 0.5483 z^{-3} + 0.8819 z^{-4} + 0.1143 z^{-5}$$

$$F(z) = 1 + 0.6161 z^{-1} + 1.435 z^{-2} + 0.6007 z^{-3} + 0.9162 z^{-4} + 0.1013 z^{-5}$$

Sample time: 0.001 seconds

Parameterization:

Polynomial orders: nb=5 nc=5 nd=5 nf=5 nk=1

Number of free coefficients: 20

Model contains integration on noise channel.

Status:

Estimated using BJ on time domain data "Estimation".

Fit to estimation data: 78.29% (prediction focus)

FPE: 0.004181, MSE: 0.003869 (Final Prediction Error- FPE); (Mean Square Error- MSE)

6.4.5 Construirea modelului polinomial Box-Jenkins continuu în timp, cu determinarea ordinelor nb, nc, nd, nf, pentru fiecare axă în parte

Modelul construit Box-Jenkins continuu în timp pentru semnalele pe axa X

Sysc =

Continuous-time BJ model: $y(t) = [B(s)/F(s)]u(t) + [C(s)/D(s)]e(t)$

$$B(s) = -363.4 s^4 - 6.963e04 s^3 - 2.82e09 s^2 - 1.125e12 s - 4.281e15$$

$$C(s) = s^{11} + 4016 s^{10} + 1.663e07 s^9 + 4.248e10 s^8 + 7.683e13 s^7 + 1.306e17 s^6 + 1.096e20 s^5 + 1.014e23 s^4 + 4.167e25 s^3 + 1.788e28 s^2 + 2.875e30 s + 5.55e29$$

$$D(s) = s^{11} + 2734 s^{10} + 1.363e07 s^9 + 3.176e10 s^8 + 6.605e13 s^7 + 1.255e17 s^6 + 1.347e20 s^5 + 1.891e23 s^4 + 1.037e26 s^3 + 8.234e28 s^2 + 1.525e31 s + 1.195e19$$

$$F(s) = s^5 + 602.5 s^4 + 5.317e06 s^3 + 2.629e09 s^2 + 3.804e12 s + 7.883e14$$

Parameterization:

Polynomial orders: nb=6 nc=11 nd=11 nf=5 nk=0

Number of free coefficients: 32

Status:

Created by direct construction or transformation. Not estimated.

Modelul construit Box-Jenkins continuu în timp pentru semnalele pe axa Y

Sysc =

Continuous-time BJ model: $y(t) = [B(s)/F(s)]u(t) + [C(s)/D(s)]e(t)$

$$B(s) = 575 s^4 + 3.746e05 s^3 + 2.586e09 s^2 + 8.724e11 s + 2.781e15$$

$$C(s) = s^7 + 1.781e04 s^6 + 1.069e08 s^5 + 2.097e11 s^4 + 4.486e14 s^3 + 3.857e17 s^2 + 2.064e20 s + 2.261e20$$

$$D(s) = s^7 + 1.638e04 s^6 + 8.479e07 s^5 + 1.149e11 s^4 + 4.688e14 s^3 + 1.769e17 s^2 + 6.031e20 s - 3.728e07$$

$$F(s) = s^5 + 602.8 s^4 + 5.924e06 s^3 + 2.098e09 s^2 + 7.776e12 s + 1.611e15$$

Parameterization:

Polynomial orders: nb=5 nc=7 nd=7 nf=5 nk=0

Number of free coefficients: 24

Status:

Created by direct construction or transformation. Not estimated.

Modelul construit Box-Jenkins continuu în timp pentru semnalele pe axa Z

Sysc =

Continuous-time BJ model: $y(t) = [B(s)/F(s)]u(t) + [C(s)/D(s)]e(t)$

$$B(s) = 98.44 s^5 + 6.073e05 s^4 + 3.086e08 s^3 + 2.71e12 s^2 - 4.926e14 s + 1.674e18$$

$$C(s) = s^7 + 5581 s^6 + 2.539e07 s^5 + 4.574e10 s^4 + 9.024e13 s^3 + 6.722e16 s^2 + 4.493e19 s + 8.683e19$$

$$D(s) = s^7 + 4156 s^6 + 2.037e07 s^5 + 2.606e10 s^4 + 8.911e13 s^3 + 3.345e16 s^2 + 9.763e19 s - 9.29e07$$

$$F(s) = s^6 + 4434 s^5 + 2.124e07 s^4 + 2.899e10 s^3 + 9.878e13 s^2 + 3.987e16 s + 1.103e20$$

Parameterization:

Polynomial orders: nb=6 nc=7 nd=7 nf=6 nk=0

Number of free coefficients: 26

Status:

Created by direct construction or transformation. Not estimated.

6.4.6 Validarea modelului estimat Box Jenkins, pe fiecare dintre cele 3 axe

Validarea modelului estimat Box-Jenkins s-a putut realiza doar pentru date în intervale scurte de timp și aceasta prin creșterea ordinilor modelului de la 5 la 15 (semnalele de intrare și ieșire au lungimi considerabile). Suprapunerea semnalelor estimate-validat pentru modelul Box-Jenkins de ordinul 15 este diferită pe cele 3 axe și procentual se situează în intervalul 45-70%, iar acest lucru se întâmplă datorită neliniarităților generale ale întregului sistem cu nivel ridicat de zgomote, inclusiv semnale de tip “chirp” (figurile 6.10 – 6.12). Procentul cel mai scăzut estimare-validare (45%) corespunde semnalelor pe axa X pentru care în capitolele anterioare s-au evidențiat variații mari ale accelerațiilor.

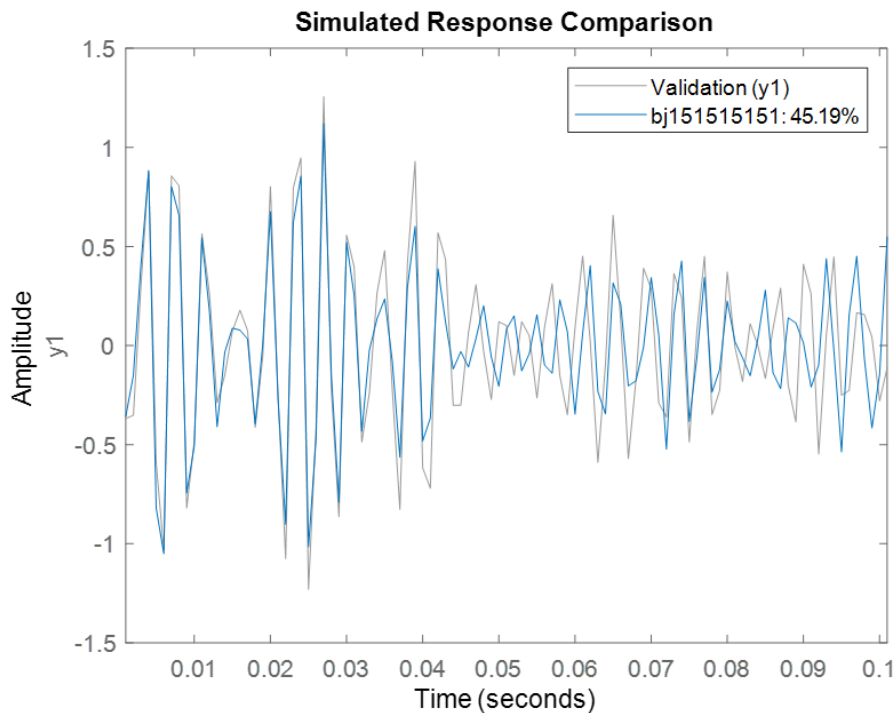


Figura 6. 10 Validarea datelor pentru semnalul de intrare - ieșire pe axa X

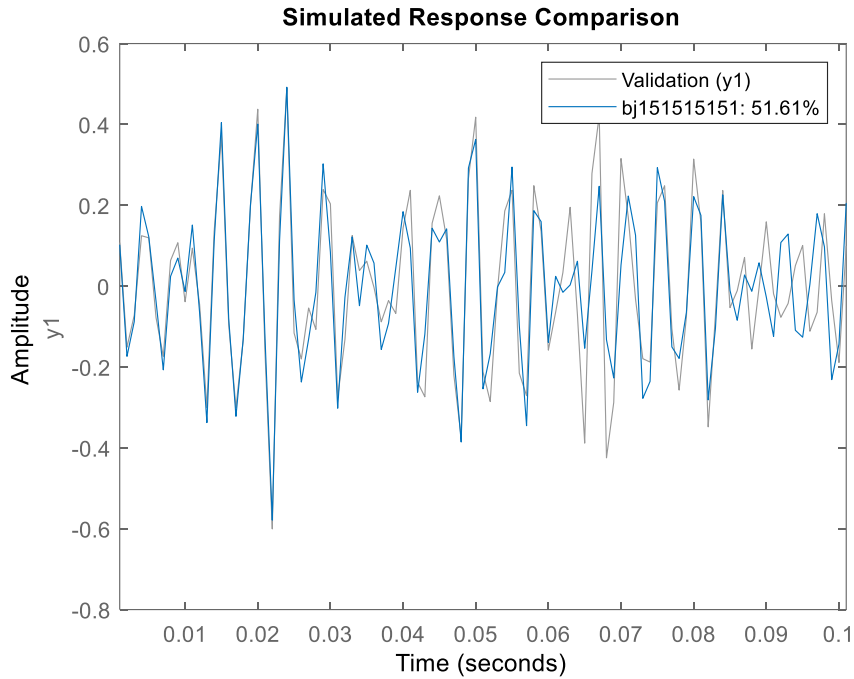


Figura 6. 11 Validarea datelor pentru semnalul de intrare - ieșire pe axa Y

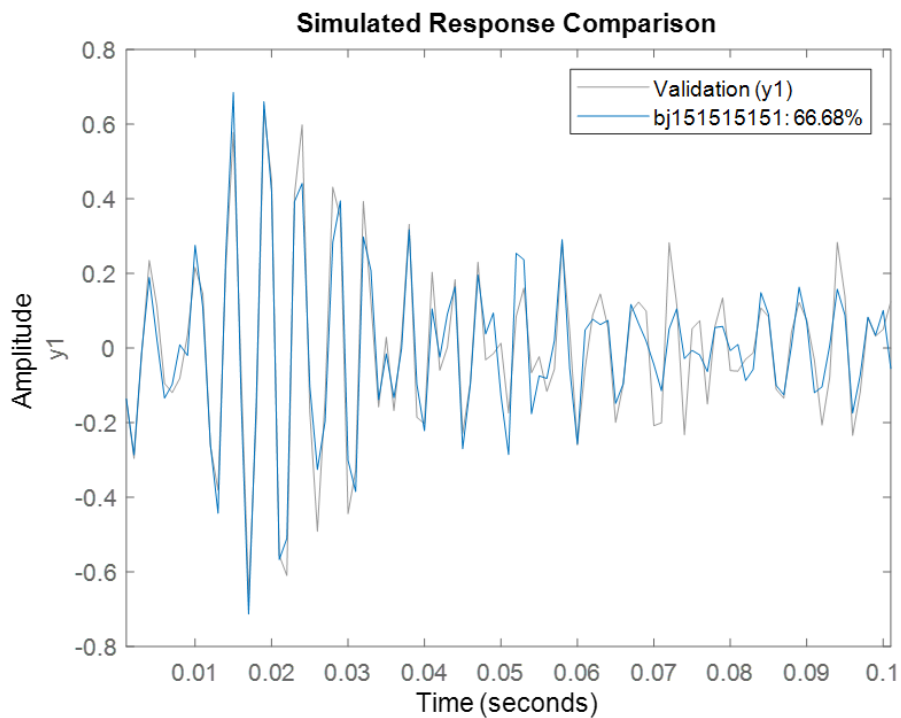


Figura 6. 12 Validarea datelor pentru semnalul de intrare - ieșire pe axa Z

6.4.7 Extragerea modelelor dinamice cu un grad de libertate excitate de prezența defectului (evidențiate prin frecvențe și rata de amortizare)

Tabelul 6. 2 Identificarea modurilor excitate de prezența defectului pe axa X (model Box-Jenkins de ordinul 5)

Mod	Frecvența proprie [Hz]	Rata de amortizare
1	141.03	0.17785
2	334.9	0.014385

Tabelul 6. 3 Identificarea modurilor excitate de prezența defectului pe axa Y (model Box-Jenkins de ordinul 5)

Mod	Frecvența proprie [Hz]	Rata de amortizare
1	223.36	0.016777
2	312.52	0.087459

Tabelul 6. 4 Identificarea modurilor excitate de prezența defectului pe axa Z (model Box-Jenkins de ordinul 5)

Mod	Frecvența proprie [Hz]	Rata de amortizare
1	208.91	0.034488
2	334.83	0.013025

6.4.8 Stabilitatea sistemului cu defect în spațiul stărilor

Un model de identificare în spațiul stărilor este o reprezentare matematică a unui sistem fizic dat prin vectori de intrare, vectori de ieșire și variabile de stare legate între ele prin ecuații diferențiale de ordinul întâi. Variabilele de stare definesc valorile variabilelor de ieșire. Modelul în spațiul stărilor (varianta modală) poate reprezenta un model continuu sau discret în timp. Forma modelelor din spațiul stărilor în reprezentare continuă în timp este:

$$\dot{x}=Ax+Bu \quad (6.17)$$

$$y=Cx+Du \quad (6.18)$$

în care x , u și y reprezintă variabilele de stare, vectorii intrare și ieșire, în timp ce matricele A , B , C , D sunt matrice din spațiul stărilor:

A - matricea sistemului; B - matricea de intrare; C - matricea de ieșire; D - matricea de comandă de la un operator extern (în sistemele de control - feedforward matrix):

Datele de intrare-ieșire au fost filtrate în intervalul 140Hz-400Hz, modelul din spațiul stărilor pe fiecare direcție a datelor măsurate conține o intrare și o ieșire. Numărul de stări este 6 pentru a asigura o suprapunere adecvată (într-un procent cât mai mare) a datelor estimate cu cele măsurate.

6.4.9 Concluzii parțiale

Din verificarea sistemului estimat cu modelul polinomial Box-Jenkins de ordinul 5 a rezultat că funcția de transfer dinamică estimată $G(s) = \frac{B(s)}{A(s)}$ poate fi considerată adecvată. Variațiile mari ale accelerațiilor măsurate, aparținând semnalelor de intrare și ieșire, sunt răspunzătoare de creșterea nivelului zgomotului. Nivelul accelerațiilor de ordinul al doilea (jerk) ar putea cuantifica prezența defectului în articulația sferică analizată a sistemului de direcție. Având în vedere că funcția de transfer estimată a sistemului dinamic $G(s) = \frac{B(s)}{A(s)}$ a fost validată, cu ajutorul funcției Matlab **modalfit** aplicată modelului Box-Jenkins estimat de ordinul 5 s-au obținut frecvențele proprii și rata de amortizare pentru modurile excitate de șoc pe fiecare dintre cele trei direcții.

6.5 Prelucrarea și analiza spectrogramelor în domeniul timp. Salturile în accelerații ale semnalului înregistrat

Analiza comparativă a spectrelor de vibrații, cu sau fără defect existent al capătului de bară, a urmărit variațiile amplitudinilor accelerațiilor vibrațiilor în timp și stabilirea corespondenței acestora cu apariția șocurilor multiple în articulația sferică, pentru cele 20 de teste. Analiza datelor înregistrate la toate cele 20 de teste scoate în evidență faptul că amplitudinile accelerațiilor vibrațiilor înregistrate cu defect existent sunt semnificativ mai mari, pe toate cele 3 axe, comparativ cu cele înregistrate în aceleași condiții de testare, dar fără defect existent.

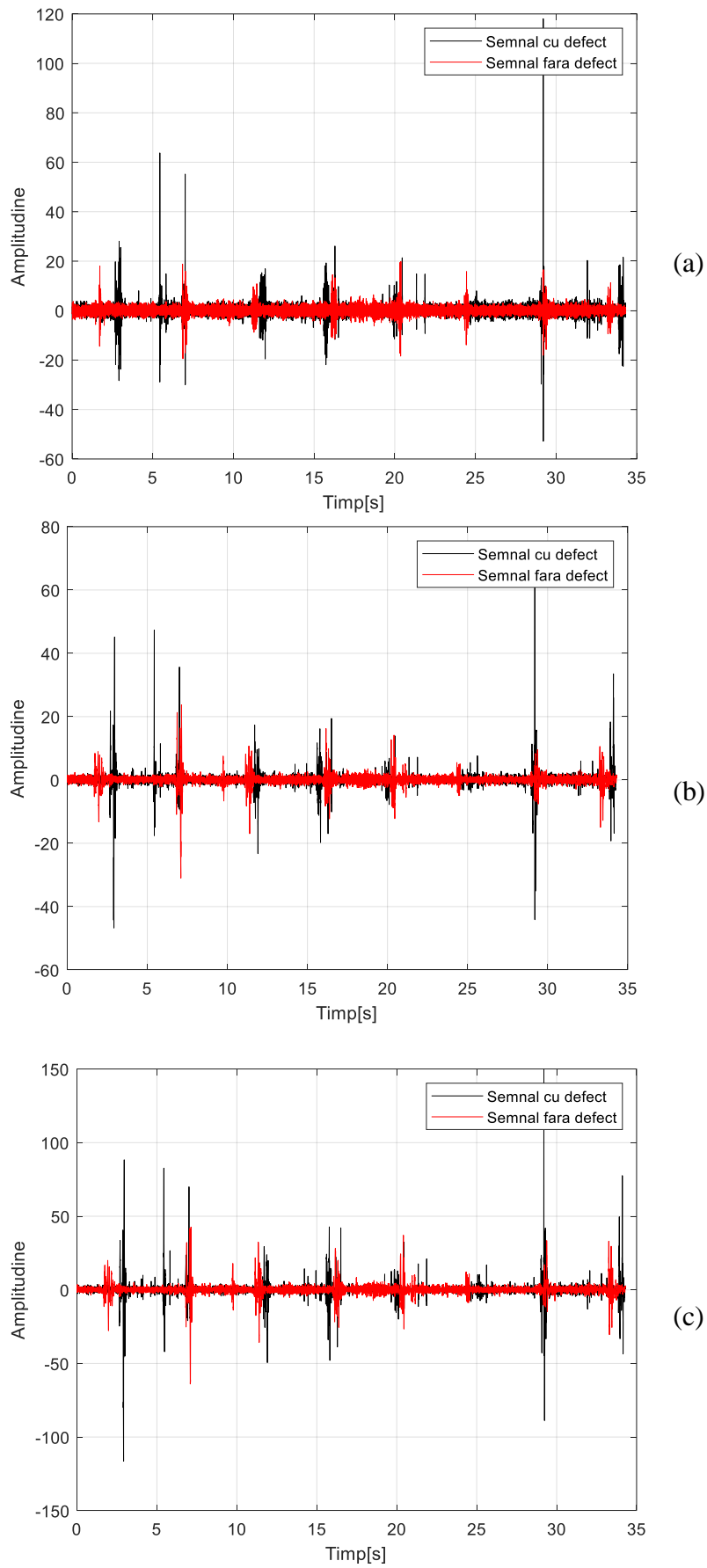


Figura 6. 13 Suprapunerea în timp a spectrelor de vibrații, test 3 (cu defect), test 4 (fără defect): (a) pe axa OX; (b) pe axa OY; (c) pe axa OZ

Analiza suprapunerii în timp a spectrelor de vibrații corespunzătoare celor 10 perechi de teste efectuate, cu și fără defect, scoate în evidență valori semnificativ mai mari ale amplitudinilor accelerațiilor sistemelor cu defect (graficele cu negru) comparativ cu cele ale sistemelor fără defect (graficele cu roșu). Măsura dezechilibrelor din sistemul de direcție este dată de raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor semnalelor înregistrate. Panta semnalului accelerație (accelerația de ordinul al doilea) reprezintă variația accelerației într-un interval de timp. În sistemele în care apar șocuri determinate de uzura articulației sferice a capului de bară, variația accelerației într-un interval scurt de timp are o valoare semnificativă.

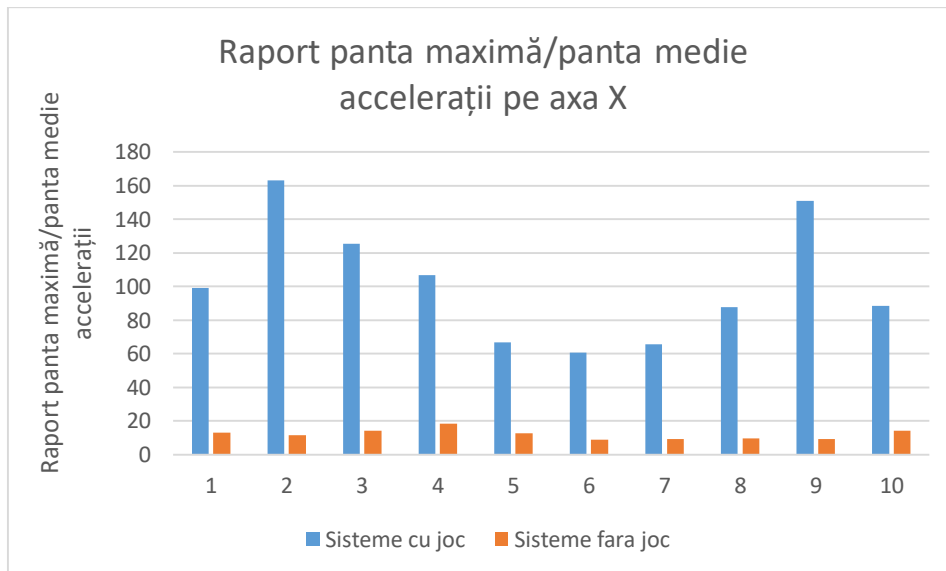


Figura 6. 14 Raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor pe axa OX pentru cele 10 perechi de sisteme (cu joc și fără joc)

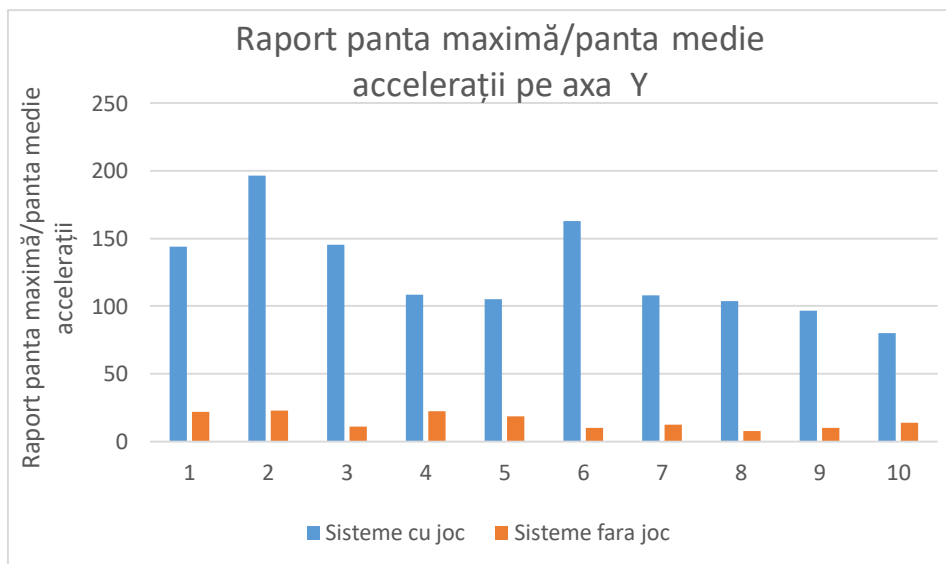


Figura 6. 15 Raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor pe axa OY pentru cele 10 perechi de sisteme (cu joc și fără joc)

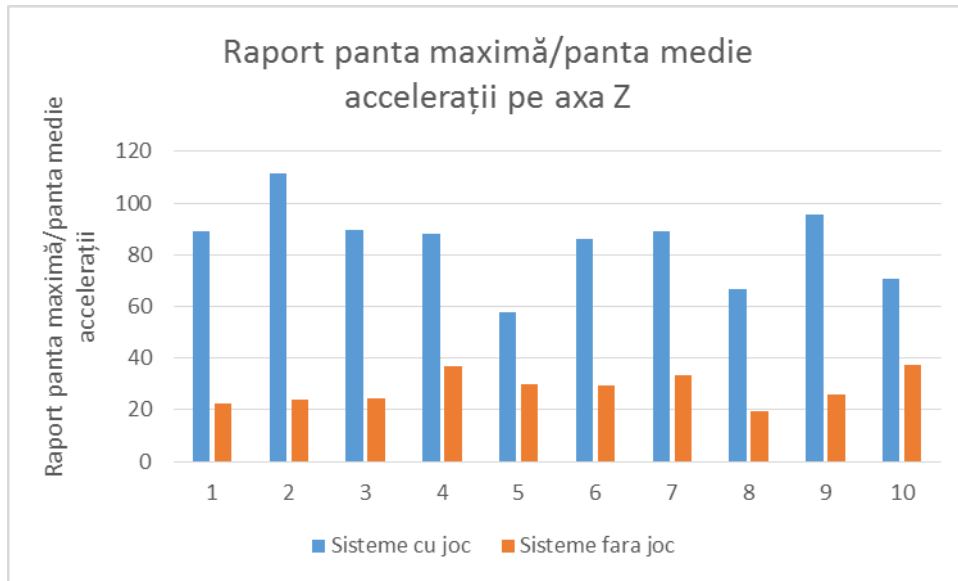


Figura 6. 16 Raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor pe axa OZ pentru cele 10 perechi de sisteme (cu joc și fără joc)

Din aceste comparații rezultă că un raport limită dintre panta maximă și panta medie a accelerației, cu valoarea peste 50 (figura 6.16, perechile 4 și 10), poate indica apariția defectului (jocului) în sistemul analizat. Valoarea de 50 a fost stabilită având în vedere că din toate testele efectuate, la perechile 4 și 10 pe axa OZ, pentru sistemele fără defect s-au înregistrat valori maxime ale raportului dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor având valori sub 40.

CAPITOLUL 7

CONCLUZII GENERALE ALE DIAGNOSTICĂRII STĂRII TEHNICE A ARTICULAȚIILOR SFERICE ALE SISTEMELOR DE DIRECȚIE. CONTRIBUȚII PROPRII ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

7.1 Concluzii generale

Uzurile articulațiilor sferice din compunerea sistemelor de direcție, defecte întâlnite cu frecvență ridicată în exploatarea autovehiculelor, determină modificarea geometriei roților directoare, ducând la scăderea stabilității și manevrabilității, precum și la uzura prematură a anvelopelor. În situația separării componentelor articulației sferice (carcasă-pivot), efectul cel mai grav poate fi pierderea controlului autovehiculului, prin virarea bruscă și independentă a roții aferente capătului de bară, generându-se un risc major de producere a accidentelor rutiere.

Deși sistemele electronice de control sunt utilizate din ce în ce mai mult, la autovehicule nu sunt implementate sisteme de diagnosticare on-board pentru detectarea uzurilor în articulațiile sistemului de direcție.

Având ca punct de plecare simptomele defecțiunilor pe care un conducător auto le percepe în rulaj (sunete, vibrații, șocuri anormale), cercetarea științifică din teză a vizat diagnosticarea uzurilor articulațiilor sferice produse la capetele de bară din compunerea sistemelor de direcție, pe baza analizei vibrațiilor elementelor componente.

Rezultatele cercetării au condus la concluzia că răspunsul sistemului la șoc trebuie analizat prin identificarea unor vibrații specifice existenței defectului în intervale de frecvență și nu prin încercarea de a identifica frecvențe singulare de vibrații, cu valori bine determinate, ca în cazul vibrațiilor cu caracter staționar. Astfel, prin utilizarea procedurii STFT din Matlab, specifică fenomenelor nestaționare, a fost stabilită o amprentă a comportării dinamice a sistemului la șocurile din articulația capului de bară, sub forma unor benzi verticale evidențiate în spectrograme, cu încărcări energetice mari în anumite intervale de frecvențe.

Rezultatele au evidențiat excitarea unor frecvențe corepunzătoare modurilor proprii de vibrații ale ansamblului analizat, în intervalul 100 - 400 Hz, frecvențe identificate și prin utilizarea programul de analiză cu elemente finite Ansys Workbench cu modulul Modal.

Amprenta sistemului, rezultată în urma testelor efectuate pe banc conține elemente comune cu amprenta dinamică stabilită în rulaj, sub forma benzilor verticale de răspuns la șocurile în articulație, această amprentă fiind specifică și spectrogramelor sistemelor muzicale de percuție.

Răspunsul sistemului în rulaj corespunde atât unor vibrații staționare (generate de funcționarea motorului și interacțiunea pneu-sol), vizibile sub forma unor unde orizontale continue, cât și unor vibrații nestaționare, sub forma unor benzi verticale, cu încărcări energetice mari în anumite intervale de frecvențe, corespunzătoare șocurilor.

Datele rezultate au arătat faptul că variația kurtosis-ului poate fi utilizată pentru formarea unui filtru de selecție a acelei părți din semnalul înregistrat corespunzător șocurilor și, implicit apariției defectului, contribuind la îmbunătățirea capacității de diagnosticare. Întrucât uzura capului de bară este caracterizată de șocurile multiple dintre elementele componente, kurtosis-ul spectral este util pentru determinarea benzilor de frecvență dominate de semnalele de eroare ale capului de bară, conținând frecvențe excitate de defecțiuni.

În sistemele cu defect, apariția șocurilor este determinată de uzura articulației sferice a capului de bară, iar producerea lor generează variații semnificative ale accelerațiilor înregistrate, comparativ cu sistemele fără defect. Analiza suprapunerii în timp a spectrelor de

vibrații corespunzătoare celor 10 perechi de teste efectuate, cu și fără defect, a relevat faptul că măsura dezechilibrelor din sistemul de direcție este dată de raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor semnalelor înregistrate. Astfel, pe baza semnalelor corespunzătoare celor trei axe, în intervalul de frecvențe 0-500 Hz, s-a constatat că raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerației este foarte mare în sistemele cu joc, comparativ cu cele fără joc. Din aceste comparații a rezultat că raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerației, cu valoarea peste un prag limită (50 în cazurile analizate) poate indica apariția defectului în sistemul analizat.

Lucrarea scoate în evidență posibilitatea monitorizării stării tehnice a articulațiilor sferice ale sistemului de direcție, analizând vibrațiile produse în diferite condiții de rulaj ale autovehiculelor și, totodată, deschide perspectiva utilizării unor dispozitive inteligente care să asigure detectarea timpurie a acestor defecțiuni.

7.2 Contribuții proprii

În scopul dezvoltării unei metode de diagnosticare în rulaj a uzurilor articulațiilor sferice din compunerea sistemului de direcție, având ca punct de plecare simptomele percepute de un conducător auto experimentat (sunete, vibrații, șocuri anormale), cercetarea din cadrul tezei de doctorat s-a bazat pe o serie de contribuții proprii, după cum urmează:

1. Analiza activităților de mentenanță desfășurate în cadrul unei flote mari de autovehicule (peste 400 de autovehicule). Din analiză a rezultat faptul că uzura articulațiilor sferice reprezintă un tip de defect ce survine cu o frecvență ridicată la sistemele de direcție a autovehiculelor. Defecțiuni de acest tip se produc la capetele de bară, bieletele de direcție, bieletele antiruliu și pivoți. De asemenea, există numeroase situații când autovehiculele sunt prezentate pentru efectuarea reviziilor tehnice periodice, fără ca șoferii acestora să fi sesizat anterior producerea defecțiunilor la articulațiile sferice ale sistemului de direcție. Consecințele acestor defecțiuni sunt modificarea geometriei sistemului de direcție, pierderea stabilității vehiculului, atât în viraje, cât și la mersul rectiliniu, dificultăți la înscrierea pe traiectoria comandată, uzuri accelerate ale anvelopelor sau ale altor componente ale sistemului de direcție și chiar risc de producere a unor accidente rutiere. Detectarea timpurie a apariției defecțiunilor de acest tip ar avea un rol important în creșterea confortului și siguranței rutiere și în diminuarea semnificativă a costurilor de mentenanță a autovehiculelor.
2. Analiza interacțiunii autovehicul - cale de rulare, în scopul detectării simptomelor care atestă existența uzurilor la articulațiile sferice ale sistemului de direcție. Pentru efectuarea testelor am selectat un autovehicul din categoria M1 întâlnit frecvent pe drumurile din România, marca Dacia, modelul Logan, fabricat în anul 2016. Pentru efectuarea măsurătorilor de vibrații am utilizat un înregistrator digital cu 4 canale marca DA20-RION, cu soft-urile de procesare a datelor DA-20 VIEWER și CAT 78 WR – Version 4.018, precum și un accelerometru triaxial marca Brüel & Kjaer, tipul 4321. Pentru calibrarea accelerometrului am folosit calibratorul marca PCB 394C06, seria 4147, având certificatul de etalonare nr. 01.03-110/2019, emis de Institutul Național de Metrologie. Am identificat sursele generatoare de șocuri și vibrații înregistrate la bordul autovehiculului și am stabilit că starea tehnică a articulațiilor sferice din compunerea sistemului de direcție influențează aceste șocuri și vibrații. Mi-am bazat cercetarea pe faptul că parcurgerea unor denivelări variate, frecvente în traficul urban, determină apariția unor șocuri în articulațiile sferice uzate. Șocurile produse în capetele de bară uzate excită moduri proprii de vibrații ale ansamblului cap bară-bieletă de direcție, determinarea răspunsului sistemului la aceste șocuri fiind definitorie pentru metoda de diagnosticare cercetată.
3. Desenarea modelului 3D al ansamblului cap bară - bieletă de direcție din structura sistemului de direcție. Având în vedere forma complicată a acestui ansamblu, caracterizată de curburi multiple și dimensiuni variate ale secțiunilor, am încercat

modelarea prin utilizarea unui scanner 3D, fișierul generat fiind unul necorespunzător, datorită faptului că acesta nu putea fi importat în programul Ansys. Ulterior, utilizând programul Catia V5, am realizat geometria 3D a ansamblului analizat, modelul rezultat fiind exportat ca fișier cu extensia „step” în programul de analiză cu elemente finite Ansys Workbench. Am realizat discretizarea modelului cap bară-bieletă de direcție cu elemente de solid, cu tipul elementului SOLID 187 din biblioteca Ansys, acesta fiind un element cu 10 noduri și 3 grade de libertate pe nod, reprezentând translațiile pe cele 3 axe de coordonate. Astfel, pentru geometria 3D a sistemului analizat au fost definite 66734 noduri și 37784 elemente.

4. Simularea răspunsului la șoc a ansamblului cap bară – bieletă de direcție utilizând programul de analiză cu elemente finite Ansys Workbench cu modulul Modal. Am efectuat simulări ale vibrațiilor libere ale sistemului în funcție de mărimea jocului în articulația sferică bucușă Teflon/cap pivot, valorile jocului fiind cuprinse în plaja măsurată pe probele analizate. Prin intermediul modelării cu elemente finite, am reliefat influența mărimii jocului asupra frecvenței proprii fundamentale a sistemului și diferențele dintre modurile proprii de vibrație ale sistemelor cu joc și fără joc, dintre care cea mai importantă este „*decuplarea*” modurilor de vibrație la apariția jocului, justificând „*șocurile*” în funcționare. Astfel, am relevat faptul că apariția jocului și creșterea valorii acestuia în articulația sferică cap pivot/bucușă de teflon conduce la scăderea valorilor frecvențelor proprii, cu predilecție în cazul primei frecvențe proprii. De asemenea, am arătat că prezența jocului în articulația sferică conduce la o „*decuplare*” a modurilor de încovoiere în jurul axelor OX și OZ, în contrast cu primele două moduri din sistemul fără joc, în care încovoierile după cele două axe sunt cuplate. Decuplarea sugerează creșterea nivelului de vibrații în planele de încovoiere.
5. Stabilirea direcțiilor de solicitare și de uzură maxime. Am conceput dispozitivul de măsurare a jocului maxim din articulația sferică, stabilind o plajă de valori ale jocului maxim pentru lotul de 10 capete de bară uzate analizate. Am secționat articulațiile sferice și am analizat modul de producere a uzurii articulației sferice stabilind, totodată, direcțiile de solicitare și uzură maxime.
6. Validarea experimentală a modelelor realizate, prin efectuarea de înregistrări experimentale pe bancul de probă, pentru stabilirea răspunsului sistemului analizat la șoc. Testele de vibrații au fost efectuate pe bancul de testare, dispozitivele utilizate fiind concepute în vederea aplicării șocurilor pe direcția de producere a uzurii maxime a articulației sferice a capului de bară. Am obținut validarea rezultatelor modelării cu elemente finite, referitoare la frecvența proprie fundamentală și a celorlalte frecvențe proprii ale sistemului. Am stabilit că răspunsul sistemului la șoc trebuie analizat prin identificarea unor vibrații specifice existenței defectului în intervale de frecvență și nu prin încercarea de a identifica frecvențe singulare de vibrații, cu valori bine determinate, ca în cazul vibrațiilor cu caracter staționar. Astfel, prin utilizarea STFT am obținut o amprentă a comportării dinamice a sistemului la șoc, sub forma unor benzi verticale, cu încărcări energetice mari în anumite intervale de frecvențe, specifice spectrogramelor sistemelor muzicale de percuție.
7. Validarea experimentală a modelelor realizate, prin efectuarea de înregistrări de vibrații în rulaj, pentru stabilirea răspunsului sistemului analizat la șoc, în diferite condiții de rulaj și în funcție de starea tehnică a articulației sferice. Am stabilit că răspunsul sistemului în rulaj corespunde atât unor vibrații staționare (generate de funcționarea motorului și interacțiunea pneu-sol), vizibile sub forma unor unde orizontale continue, cât și unor vibrații nestaționare, sub forma unor benzi verticale, cu încărcări energetice mari în anumite intervale de frecvențe, corespunzătoare șocurilor.
8. Evidențierea prezenței jocului în articulația sferică a capătului de bară prin intermediul componentelor percusive din spectrogramele STFT ale accelerațiilor, materializate

printr-o amprentă de șoc multiplu, sub forma unor benzi verticale, în intervalul 0-400Hz.

9. Utilizarea funcțiilor MATLAB specifice analizei semnalelor nestaționare: periodograme, spectrograme STFT cu evidențierea domeniilor de variație ale frecvențelor instantanee, kurtograme pentru identificarea poziției componentelor înalt nestaționare în spectru și a lungimii optime a ferestrelor, utile în studiul kurtosisului spectral. Am realizat prelucrarea și prezentarea semnalelor înregistrate pentru sistemele cu și fără joc în articulația sferică, într-o manieră comparativă, fiind evidentă delimitarea domeniului componentelor armonice de cel al componentelor corespunzătoare șocului multiplu în articulație. Reprezentarea kurtosisului spectral în cazul sistemelor cu joc a evidențiat componente ale spectrului de frecvență variabilă **crescătoare** în intervalul 150-350Hz, cu un maxim în jurul valorii de 350Hz, explicând în acest fel imposibilitatea aplicării unui filtru de banda îngustă în acest interval, care să surprindă o anumită componentă (frecvență) „controlată” de mărimea jocului în articulație.
10. Utilizarea accelerațiilor de ordinul al doilea pentru evidențierea unui prag în diagnosticarea timpurie a uzurii în articulația sferică a capătului de bară. Am analizat raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor semnalelor înregistrate, ca măsură a dezechilibrului din sistemul de direcție. Am stabilit că în sistemele în care apar șocuri favorizate de uzura articulației sferice a capului de bară, variația accelerației într-un interval scurt de timp are o valoare semnificativă. Astfel, am concluzionat că valoarea raportului dintre panta maximă și panta medie a accelerației, peste o anumită limită, poate indica apariția defectului.
11. Abordările calitative de scoatere în evidență a domeniilor de frecvență în care apar componente percusive ale semnalelor, utilizând funcții MATLAB, precum și posibilitatea de diagnoză timpurie a uzurii în articulația sferică bucsă Teflon/cap pivot, folosind accelerația de ordinul al doilea, se pot constitui într-o metodologie de analiză a semnalelor înalt nestaționare provenind din funcționare cu șoc.

7.3 Direcții viitoare de cercetare

Teza de doctorat deschide noi perspective de cercetare în domeniul diagnosticării în rulaj a defecțiunilor survenite la sistemele autovehiculelor, în scopul creșterii confortului și siguranței rutiere și diminuării costurilor de mentenanță. În acest sens, îmi propun următoarele direcții de cercetare:

1. Analiza transmisibilității vibrațiilor generate de șocurile produse în articulațiile uzate ale sistemului de direcție în interiorul habitaculului autovehiculului.
2. Utilizarea dispozitivelor inteligente (telefoane mobile) dotate cu accelerometru pentru înregistrarea parametrilor vibrațiilor în habitacul, în proximitatea conducătorului auto.
3. Utilizarea rețelelor neuronale pentru elaborarea unei metodologii de analiză a semnalelor înalt nestaționare provenind din funcționarea cu șocuri, având la bază atât domeniile de frecvență în care apar componente percusive ale semnalelor, cât și raportul dintre panta maximă și panta medie a accelerațiilor vibrațiilor.
4. Extinderea analizei vibraționale în scopul diagnosticării și a altor componente ale autovehiculului la care în urma apariției uzurii, se produc șocuri în funcționare.
5. Dezvoltarea unui sistem mobil de diagnosticare care să monitorizeze parametrii de stare ai sistemelor de direcție pe timpul exploatării autovehiculelor și să asigure detectarea timpurie a apariției unor defecțiuni, astfel încât să se evite producerea unor uzuri suplimentare sau a unor accidente rutiere.

REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE

Publicații în reviste indexate SCOPUS

1. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, Costel Humelnicu, THE INFLUENCE OF VEHICLE DIAGNOSIS ON REDUCING GAS EMISSIONS THAT AFFECTS THE EARTH'S CLIMATE SYSTEM, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 19(4.1), pp. 1109-1116; ISBN 978-619-7408-83-6
2. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, Costel Humelnicu, THE INFLUENCE OF VEHICLE STEERING SYSTEM MISSALIGNMENT ON THE ENVIRONMENT, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 19(4.2), pp. 295-302; ISBN 978-619-7408-98-0
3. Valentin Amorțilă, Elena Mereuță, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, DRIVER'S BIOMECHANICS INFLUENCE ON AIR POLLUTION, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2018, 18(4.3), pp. 251-258; ISBN 978-619-7408-70-6
4. Costel Humelnicu, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, DAMAGING BY TRIBO-FATIGUE AND TEST RIG DESIGN, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2018, 18(4.3), pp. 235-242; ISBN 978-619-7408-70-6
5. Costel Humelnicu, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, REDUCING THE AIR POLLUTION IMPACT OF THE RECYCLED AUTO VEHICLES, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 19(4.1), pp. 1053-1060; ISBN 978-619-7408-83-6
6. Valentin Amorțilă, Elena Mereuță, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, THE VIBRATION AND NOISE POLLUTION'S IMPACT ON THE DRIVER, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 19(4.1), pp. 1143-1150; ISBN 978-619-7408-83-6
7. Valentin Amorțilă, Elena Mereuță,, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, Monica Novetschi, CONTROVERSY ABOUT CAR POLLUTION: THE ELECTRIC VEHICLE OR THE CLASSIC VEHICLE?, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 19(4.2), pp. 193-200; ISBN 978-619-7408-98-0
8. Costel Humelnicu, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, FATIGUE POLYMERIC MATERIALS – AIR POLLUTION FACTOR, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 19(4.2), pp. 221-228; ISBN 978-619-7408-98-0

Publicații în curs de indexare SCOPUS

1. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amortilă, Costel Humelnicu, Monica Novetschi, THE IMPORTANCE OF VEHICLE STEERING SYSTEM DIAGNOSIS IN REDUCING ENVIRONMENTAL IMPACT, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2020, (4.1), pp. 523-530; ISBN 978-619-7603-09-5
2. Costel Humelnicu, Elena Mereuță, Valentin Amortilă, **Mihai Gingărașu**, Monica Novetschi, REDUCTION OF POLYMERIC WASTE BY APPLYING HEAT TREATMENTS DURING THE POLYMERIZATION PERIOD, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2020, (4.1), pp. 475-481; ISBN 978-619-7603-09-5
3. Monica Novetschi, Elena Mereuță, **Mihai Gingărașu**, Costel Humelnicu, Valentin Amortilă, THE EFFECTS OF AUTO POLLUTION ON THE POPULATION, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2020, (4.1), pp. 499-506; ISBN 978-619-7603-09-5

Publicații în reviste indexate BDI

1. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amortilă, Costel Humelnicu, Monica Novetschi, WEAR OF SPHERICAL JOINTS OF THE VEHICLES STEERING SYSTEMS. VIBRATIONS AND THEIR ROLE IN DIAGNOSIS, Mechanical Testing and Diagnosis Scientific Journal, "Dunărea de Jos" University, Galati, ISSN 2247 – 9635, 2020 (X), Volume 3, pp. 16-20
2. Costel Humelnicu, Valentin Amortilă, Monica Novetschi, **Mihai Gingărașu**, ASPECTS REFERRING TO FATIGUE TESTING OF EPOXY POLYMERIC MATERIALS „Mechanical Testing and Diagnosis Scientific Journal”, "Dunărea de Jos" University, Galati, ISSN 2247 – 9635, 2020 (X), Volume 3, pp. 21-25
3. Bogdan Gabriel Carp, **Mihai Gingărașu**, Narcisa Cela Pînzariu, Serghei Palaș, Daniela Laura Buruiană, CONTRIBUTIONS TO INCREASING THE QUALITY OF URBAN LIFE THROUGH THE USE OF AN INTELLIGENT ROAD TRAFFIC MANAGEMENT SYSTEM, The Annals of "Dunărea de Jos" University of Galati Fascicle IX. Metallurgy and Materials Science No. 2 - 2017, ISSN 1453-083X, pp. 45-49

Lucrări prezentate la Conferințe Internaționale

1. Gabriel-Bogdan Carp, Narcisa Cela Pînzariu, Serghei Palaș, **Mihai Gingărașu**, Daniela Laura Buruiană, CONTRIBUTIONS TO INCREASING THE QUALITY OF URBAN LIFE THROUGH THE USE OF AN INTELLIGENT ROAD TRAFFIC MANAGEMENT SYSTEM, The Fourth International Conference New Trends In Environmental And Materials Engineering – TEME 2017, 25 - 27 octombrie 2017, Galați, România

2. **Mihai Gingărașu**, Bogdan G. Carp, Elena Mereuță, Daniela L. Buruiană, Marian Bordei, THEORETICAL RESEARCH ON THE DIAGNOSIS OF VEHICLE TECHNICAL CONDITION, The Sixth Edition of Scientific Conference Of Doctoral Schools SCDS-UDJG, 07 - 08 iunie 2018, Galați, România
3. Valentin Amorțilă, Elena Mereuță, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, DRIVER'S BIOMECHANICS INFLUENCE ON AIR POLLUTION, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, Extended Scientific Sessions Vienna, SGEM 2018, 03 – 06 decembrie 2018, Viena, Austria
4. Costel Humelnicu, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, DAMAGING BY TRIBO-FATIGUE AND TEST RIG DESIGN, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, Extended Scientific Sessions Vienna, SGEM 2018, 03 – 06 decembrie 2018, Viena, Austria
5. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, Costel Humelnicu, Radu Bosoancă, DIAGNOSIS OF VEHICLE STEERING SYSTEMS USING VIBRATION ANALYSIS OF COMPONENT PARTS, The Seventh Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 13 – 14 iunie 2019, Galați, România
6. Valentin Amorțilă, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, MASS-SPRING-DAMPER BIOMECHANICAL MODEL OF THE DRIVER, The Seventh Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 13 – 14 iunie 2019, Galați, România
7. Costel Humelnicu, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, Monica Novetschi, FATIGUE TESTING OF EPOXY RESIN BASED MATERIALS, Seventh Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 13 – 14 iunie 2019, Galați, România
8. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, Costel Humelnicu, THE INFLUENCE OF VEHICLE DIAGNOSIS ON REDUCING GAS EMISSIONS THAT AFFECTS THE EARTH'S CLIMATE SYSTEM, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 30 iunie – 06 iulie 2019, Albena, Bulgaria
9. Costel Humelnicu, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, REDUCING THE AIR POLLUTION IMPACT OF THE RECYCLED AUTO VEHICLES, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 30 iunie – 06 iulie 2019, Albena, Bulgaria
10. Valentin Amorțilă, Elena Mereuță, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, THE VIBRATION AND NOISE POLLUTION'S IMPACT ON THE DRIVER, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 30 iunie – 06 iulie 2019, Albena, Bulgaria

11. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, Costel Humelnicu, THE INFLUENCE OF VEHICLE STEERING SYSTEM MISSALIGNMENT ON THE ENVIRONMENT, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM VIENNA GREEN 2019, 09 – 12 decembrie 2019, Viena, Austria
12. Costel Humelnicu, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, FATIGUE POLYMERIC MATERIALS – AIR POLLUTION FACTOR, International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM VIENNA GREEN 2019, 09 – 12 decembrie 2019, Viena, Austria
13. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amortilă, Costel Humelnicu, Monica Novetschi, THE WEAR OF THE SPHERICAL JOINTS OF THE VEHICLES STEERING SYSTEMS - VIBRATIONS AND THEIR ROLE IN DIAGNOSIS, The Eighth Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 18– 19 iunie 2020, Galați, România
14. Costel Humelnicu, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, ASPECTS REFERRING TO FATIGUE TESTING OF EPOXY POLYMERIC MATERIALS, The Eighth Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 18– 19 iunie 2020, Galați, România
15. Monica Novetschi, Tarek Nazer, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, Valentin Amortila, LOWER LIMB ANALYSIS WHEN THE CLUTCH PEDAL IS ACTUATED, The Eighth Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools, SCDS-UDJG, 18– 19 iunie 2020, Galați, România
16. **Mihai Gingărașu**, Bogdan Gabriel Carp, SMART ROAD TRAFFIC MANAGEMENT SYSTEM, The Eighth Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 18– 19 iunie 2020, Galați, România
17. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amortilă, Costel Humelnicu, Monica Novetschi, THE IMPORTANCE OF VEHICLE STEERING SYSTEM DIAGNOSIS IN REDUCING ENVIRONMENTAL IMPACT, 20th International Multidisciplinary Scientific Conferences on Earth and Planetary Sciences SGEM 2020, virtual presentation, 16 – 25 august 2020, Albena, Bulgaria
18. Costel Humelnicu, Elena Mereuță, Valentin Amorțilă, **Mihai Gingărașu**, Monica Novetschi, REDUCTION OF POLYMERIC WASTE BY APPLYING HEAT TREATMENTS DURING THE POLYMERIZATION PERIOD, 20th International Multidisciplinary Scientific Conferences on Earth and Planetary Sciences SGEM 2020, virtual presentation, 16 – 25 august 2020, Albena, Bulgaria

Lucrări premiate la Conferințe Internaționale

1. **Mihai Gingărașu**, Bogdan G. Carp, Elena Mereuță, Daniela L. Buruiană, Marian Bordei, THEORETICAL RESEARCH ON THE DIAGNOSIS OF VEHICLE TECHNICAL CONDITION, The Sixth Edition of Scientific Conference Of Doctoral Schools SCDS-UDJG, 07 - 08 iunie 2018, Galați, România, Honourable Mention
2. Valentin Amorțilă, Costel Humelnicu, **Mihai Gingărașu**, MASS-SPRING-DAMPER BIOMECHANICAL MODEL OF THE DRIVER, The Seventh Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 13 – 14 iunie 2019, Galați, România, First Prize Award
3. **Mihai Gingărașu**, Elena Mereuță, Valentin Amortilă, Costel Humelnicu, Monica Novetschi, THE WEAR OF THE SPHERICAL JOINTS OF THE VEHICLES STEERING SYSTEMS - VIBRATIONS AND THEIR ROLE IN DIAGNOSIS, The Eighth Edition of the Scientific Conference of the Doctoral Schools SCDS-UDJG, 18– 19 iunie 2020, Galați, România, First Prize Award

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- [1] M. Gingarasu, E. Mereuta, V. Amortila, și C. Humelnicu, „The influence of vehicle diagnosis on reducing gas emissions that affects the Earth’s climate system”, *Int. Multidiscip. Sci. GeoConference SGEM*, vol. 19, nr. 4.1, pp. 1109–1115, 2019.
- [2] M. Gingarasu, E. Mereuta, V. Amortila, C. Humelnicu, și M. Novetschi, „Wear of spherical joints of the vehicles steering systems. Vibrations and their role in diagnosis”, *Mech. Test. Diagn.*, vol. 3, p. 5.
- [3] M. Gingarasu, E. Mereuta, V. Amortila, și C. Humelnicu, „The influence of the vehicle steering system missalignment on the environment”, *19th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM 2019*, vol. 19, nr. 4.2. STEF92 Technology, 51 Alexander Malinov blvd, Sofia, 1712, Bulgaria, pp. 295–302, dec. 09, 2019, doi: 10.5593/sgem2019V/4.2/S06.040.
- [4] A. H. Falah, M. A. Alfares, și A. H. Elkholy, „Failure investigation of a tie rod end of an automobile steering system”, *Eng. Fail. Anal.*, vol. 14, nr. 5, pp. 895–902, iul. 2007, doi: 10.1016/j.engfailanal.2006.11.045.
- [5] S. K. Jha, „Characteristics and sources of noise and vibration and their control in motor cars”, *J. Sound Vib.*, vol. 47, nr. 4, pp. 543–558, aug. 1976, doi: 10.1016/0022-460X(76)90881-6.
- [6] S. He, T. Tang, E. Xu, M. Ye, și W. Zheng, „Vibration control analysis of vehicle steering system based on combination of finite-element analysis and modal testing”, *J. Vib. Control*, sep. 2019, doi: 10.1177/1077546319876798.
- [7] M. Gingarasu, E. Mereuta, V. Amortila, C. Humelnicu, și M. Novetschi, „The importance of vehicle steering system diagnosis in reducing environmental impact”, *Int. Multidiscip. Sci. GeoConference SGEM*, vol. 20, nr. 4.1, pp. 523–530, 2020.
- [8] A. Reschka, M. Nolte, T. Stolte, J. Schlatow, R. Ernst, și M. Maurer, „Specifying a middleware for distributed embedded vehicle control systems”, în *2014 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, dec. 2014, pp. 117–122, doi: 10.1109/ICVES.2014.7063734.
- [9] A. H. Jamson, N. Merat, O. M. J. Carsten, și F. C. H. Lai, „Behavioural changes in drivers experiencing highly-automated vehicle control in varying traffic conditions”, *Transp. Res. Part C Emerg. Technol.*, vol. 30, pp. 116–125, mai 2013, doi: 10.1016/j.trc.2013.02.008.
- [10] J. Wang, L. Zhang, D. Zhang, și K. Li, „An Adaptive Longitudinal Driving Assistance System Based on Driver Characteristics”, *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 14, nr. 1, pp. 1–12, mar. 2013, doi: 10.1109/TITS.2012.2205143.
- [11] R. G. Herrtwich și G. Nöcker, „Cooperative Driving: Taking Telematics to the Next Level”, în *Traffic and Granular Flow’01*, Berlin, Heidelberg, 2003, pp. 271–280, doi: 10.1007/978-3-662-10583-2_26.
- [12] S. Damiani, E. Deregibus, și L. Andreone, „Driver-vehicle interfaces and interaction: Where are they going?”, *Eur. Transp. Res. Rev.*, vol. 1, pp. 87–96, iul. 2009, doi: 10.1007/s12544-009-0009-2.
- [13] H. Farah, H. N. Koutsopoulos, M. Saifuzzaman, R. Kölbl, S. Fuchs, și D. Bankosegger, „Evaluation of the effect of cooperative infrastructure-to-vehicle systems on driver behavior”, *Transp. Res. Part C Emerg. Technol.*, vol. 21, nr. 1, pp. 42–56, apr. 2012, doi: 10.1016/j.trc.2011.08.006.
- [14] W. Wachenfeld și H. Winner, „The Release of Autonomous Vehicles”, în *Autonomous Driving: Technical, Legal and Social Aspects*, M. Maurer, J. C. Gerdes, B. Lenz, și H. Winner, Ed. Berlin, Heidelberg: Springer, 2016, pp. 425–449.

- [15] „aide_day2_sp1_dve_leeds.pdf”. Data accesării: oct. 28, 2020. [Online]. Disponibil la: http://www.aide-eu.org/pdf/final_workshop/day2/sp1_session/aide_day2_sp1_dve_leeds.pdf.
- [16] J. F. Coughlin, B. Reimer, și B. Mehler, „Driver wellness, safety & the development of an awarecar”, *AgeLab Mass Inst Technol Camb. MA*, 2009.
- [17] K. Čulík, A. Kalašová, și S. Kubíková, „Simulation as an Instrument for Research of Driver-vehicle Interaction”, *MATEC Web Conf.*, vol. 134, p. 00008, 2017, doi: 10.1051/mateconf/201713400008.
- [18] J. Wang, J. Wu, și Y. Li, „The Driving Safety Field Based on Driver–Vehicle–Road Interactions”, *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 16, nr. 4, pp. 2203–2214, aug. 2015, doi: 10.1109/TITS.2015.2401837.
- [19] A. Capustiac, B. Hesse, D. Schramm, și D. Banabic, „A Human Centered Control Strategy for a Driving Simulator”, *Int. J. Mech. Mechatron. Eng. IJMME-IJENS*, vol. 11, pp. 45–52, feb. 2011.
- [20] M. Zhang, C. Chen, T. Wo, T. Xie, M. Z. A. Bhuiyan, și X. Lin, „SafeDrive: Online Driving Anomaly Detection From Large-Scale Vehicle Data”, *IEEE Trans. Ind. Inform.*, vol. 13, nr. 4, pp. 2087–2096, aug. 2017, doi: 10.1109/TII.2017.2674661.
- [21] D. Rimpas, A. Papadakis, și M. Samarakou, „OBD-II sensor diagnostics for monitoring vehicle operation and consumption”, *Energy Rep.*, vol. 6, pp. 55–63, feb. 2020, doi: 10.1016/j.egy.2019.10.018.
- [22] C. F. Tan, L. S. Wahidin, S. N. Khalil, N. Tamaldin, J. Hu, și G. W. M. Rauterberg, „The application of expert system: a review of research and applications”, vol. 11, nr. 4, p. 6, 2016.
- [23] A. Adekunle, P. Ikubanni, și A. Olayinka, „An Expert System for Automobile Repairs and Maintenance”, vol. 16, pp. 41–56, dec. 2018.
- [24] D. Piyabongkarn, R. Rajamani, J. A. Grogg, și J. Y. Lew, „Development and Experimental Evaluation of a Slip Angle Estimator for Vehicle Stability Control”, *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 17, nr. 1, pp. 78–88, ian. 2009, doi: 10.1109/TCST.2008.922503.
- [25] A. C. Newberry, M. J. Griffin, și M. Dowson, „Driver perception of steering feel”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, vol. 221, nr. 4, pp. 405–415, apr. 2007, doi: 10.1243/09544070JAUTO415.
- [26] T. D. Abilitare, „Universitatea Transilvania din Brașov”, p. 129.
- [27] Y. Jiang, W. Deng, S. Zhang, S. Wang, Q. Zhao, și B. Litkouhi, „Studies on Influencing Factors of Driver Steering Torque Feedback”, SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 2015-01–1498, apr. 2015. doi: 10.4271/2015-01-1498.
- [28] B. George, A. T. Benny, A. John, A. Jose, și D. Francis, „Design and Fabrication of Steering and Bracking System for All Terrain Vehicle”, vol. 7, nr. 3, p. 12, 2016.
- [29] T. D. Gillespie, „Fundamentals of Vehicle Dynamics”, *Warrendale PA Soc. Automot. Eng.*, p. 295, 1992.
- [30] M. Abe, „Chapter 5 - Steering System and Vehicle Dynamics”, în *Vehicle Handling Dynamics (Second Edition)*, M. Abe, Ed. Butterworth-Heinemann, 2015, pp. 139–152.
- [31] „wheelangles.jpg (548×450)”. <https://www.design911.co.uk/blog/wp-content/uploads/2008/11/wheelangles.jpg> (data accesării oct. 31, 2020).
- [32] „Kingpin-Inc.gif (336×416)”. <https://www.ictworkshopsolutions.com/ict2014/wp-content/uploads/2011/06/Kingpin-Inc.gif> (data accesării oct. 31, 2020).
- [33] „Condiții privind starea tehnică – RNTR 1”, *Condiții privind starea tehnică – RNTR 1*. http://www.rarom.ro/?page_id=631 (data accesării oct. 31, 2020).
- [34] „Registrul Auto Român R.A.” <http://www.rarom.ro/> (data accesării oct. 31, 2020).
- [35] „ALTESCO-ESCON-detectoare-de-jocuri-2013.pdf”. Data accesării: dec. 04, 2020. [Online]. Disponibil la: <http://www.totaltrading.ro/assets/images/ALTESCO-ESCON-detectoare-de-jocuri-2013.pdf>.

- [36] „Desktop NVH Simulator - Driving Simulator | Brüel & Kjær”. <https://www.bksv.com/en/products/Analysis-software/vehicle-noise-vibration-and-harshness-software/vehicle-nvh-simulators-8601> (data accesării oct. 31, 2020).
- [37] „Controlul vibrațiilor Si zgomotului Dragan Barbu”, *pdfslide.tips*. <https://pdfslide.tips/documents/controlul-vibratiilor-si-zgomotului-dragan-barbu.html> (data accesării oct. 31, 2020).
- [38] R. Burdzik, Ł. Konieczny, și T. Figlus, „Concept of On-Board Comfort Vibration Monitoring System for Vehicles”, în *Activities of Transport Telematics*, Berlin, Heidelberg, 2013, pp. 418–425, doi: 10.1007/978-3-642-41647-7_51.
- [39] M. F. Mitroi, „29-91 Considerații privind influența vibrațiilor aleatoare induse de vehicule și calea de rulare organismului uman – Știință și Inginerie”. <http://stiintasiinginerie.ro/29-91-consideratii-privind-influenta-vibratiilor-aleatoare-induse-de-vehicule-si-calea-de-rulare-organismului-uman/> (data accesării oct. 31, 2020).
- [40] Deulgaonkar V.R, Kallurkar S.P, și Mattani A.G, *Review and Diagnostics of noise and vibrations in automobiles, International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), Vol.1, Issue2, pp 242-246, ISSN: 2249-6645.* .
- [41] P. M. Harikrishnan și V. P. Gopi, „Vehicle Vibration Signal Processing for Road Surface Monitoring”, *IEEE Sens. J.*, vol. 17, nr. 16, pp. 5192–5197, aug. 2017, doi: 10.1109/JSEN.2017.2719865.
- [42] A. H. Falah, M. A. Alfares, și A. H. Elkholy, „Failure investigation of a tie rod end of an automobile steering system”, *Eng. Fail. Anal.*, vol. 14, nr. 5, pp. 895–902, iul. 2007, doi: 10.1016/j.engfailanal.2006.11.045.
- [43] „Somic Ishikawa Inc”. <http://www.somic.co.jp/> (data accesării iul. 05, 2020).
- [44] A. H. Hauglid, „Nonlinear Mechanical Vibrations: The Effect of Gaps”, 2018, Data accesării: oct. 31, 2020. [Online]. Disponibil la: <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2562811>.
- [45] G. Yu și J.-J. Slotine, „Audio classification from time-frequency texture”, în *2009 IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing*, Taipei, Taiwan, apr. 2009, pp. 1677–1680, doi: 10.1109/ICASSP.2009.4959924.
- [46] B. Thoshkahna și K. R. Ramakrishnan, „A postprocessing technique for improved harmonic / percussion separation for polyphonic music”, *12th Int. Conf. Music Inf. Retr. ISMIR11 Miami USA Oct. 2011*, p. 6, 2011.
- [47] „L_Percussion.pdf”. Data accesării: iul. 13, 2020. [Online]. Disponibil la: http://astro.pas.rochester.edu/~aquillen/phy103/Lectures/L_Percussion.pdf.
- [48] „Google Maps”, *Google Maps*. <https://www.google.ro/maps/@45.4343201,28.0350193,3a,75y,184.22h,56.8t/data=!3m6!1e1!3m4!1s8ruRsWyKTNHWLXxOQWRMBA!2e0!7i13312!8i6656> (data accesării nov. 30, 2020).
- [49] P. Sun, Y. Liao, și J. Lin, „The Shock Pulse Index and Its Application in the Fault Diagnosis of Rolling Element Bearings”, *Sensors*, vol. 17, nr. 3, Art. nr. 3, mar. 2017, doi: 10.3390/s17030535.
- [50] G. M. Nita, „Spectral Kurtosis statistics of transient signals”, *Mon. Not. R. Astron. Soc.*, vol. 458, nr. 3, pp. 2530–2540, mai 2016, doi: 10.1093/mnras/stw550.
- [51] N. Sawalhi și R. B. Randall, „The Application of Spectral Kurtosis to Bearing Diagnostics”, *Proc. Acoust. 2004 3-5 Novemb. 2004 Gold Coast Aust.*, pp. 393–398, 2004.
- [52] J. J. G. De la Rosa, J. M. Sierra-Fernández, J. C. Palomares-Salas, A. Agüera-Pérez, și Á. J. Montero, „An Application of Spectral Kurtosis to Separate Hybrid Power Quality Events”, *Energies*, vol. 8, nr. 9, Art. nr. 9, sep. 2015, doi: 10.3390/en8099777.
- [53] Y. Li, W. Song, F. Wu, E. Zio, și Y. Zhang, „Spectral Kurtosis of Choi–Williams Distribution and Hidden Markov Model for Gearbox Fault Diagnosis”, *Symmetry*, vol. 12, nr. 2, Art. nr. 2, feb. 2020, doi: 10.3390/sym12020285.

- [54] Y. Jin, Z. Chen, L. Fan, și C. Zhao, „Spectral Kurtosis–Based Method for Weak Target Detection in Sea Clutter by Microwave Coherent Radar”, *J. Atmospheric Ocean. Technol.*, vol. 32, nr. 2, pp. 310–317, feb. 2015, doi: 10.1175/JTECH-D-13-00108.1.
- [55] „Prelegerea_VI.pdf”. Data accesării: iul. 15, 2020. [Online]. Disponibil la: http://www.tex.tuiasi.ro/biblioteca/carti/CURSURI/Conf.%20dr.%20mat.%20Valeria%20Slabu/cursuri-Statistica/PRELEGEREA_VI.pdf.
- [56] V. Vrabie, P. Granjon, și C. Serviere, „Spectral kurtosis: from definition to application”, în *6th IEEE International Workshop on Nonlinear Signal and Image Processing (NSIP 2003)*, Grado-Trieste, Italy, 2003, p. xx, Data accesării: nov. 28, 2020. [Online]. Disponibil la: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00021302>.
- [57] „Spectral kurtosis from signal or spectrogram - MATLAB pkurtosis - MathWorks Switzerland”. <https://ch.mathworks.com/help/signal/ref/pkurtosis.html> (data accesării iul. 15, 2020).
- [58] W. L. Young, „The Box-Jenkins approach to time series analysis and forecasting: principles and applications”, *RAIRO - Oper. Res. - Rech. Opérationnelle*, vol. 11, nr. 2, pp. 129–143, 1977.
- [59] D. Piga, V. Breschi, și A. Bemporad, „Estimation of jump Box–Jenkins models”, *Automatica*, vol. 120, p. 109126, oct. 2020, doi: 10.1016/j.automatica.2020.109126.