



**Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA București**

Școala Doctorală Inginerie Mecanică și Mecatronică

TEZĂ DE DOCTORAT

STUDII PRIVIND VIBRAȚIILE VERTICALE DE ÎNCOVOIERE ALE CUTIEI VEHICULULUI FERROVIAR

Conducător științific
Prof.dr.ing. Mădălina Dumitriu

Doctorand
Dihoru Ioana Izabela

**București
2024**

Cuprins

1. Introducere	3
1.1. Relevanța temei de cercetare	3
1.2. Obiectivele tezei de doctorat	6
1.3. Prezentarea generală a tezei de doctorat	8
2. Stadiul actual al cercetărilor privind vibrațiile verticale ale vehiculului feroviar de călători	12
2.1. Aria tematică a cercetărilor	12
3. Studiu privind influența vibrațiilor de încovoiere asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar	13
3.1. Introducere	13
3.2. Modelele mecanice ale vehiculului feroviar	14
3.3. Analiza regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului	15
4. Studiu privind influența modelului suspensiei în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar	22
4.1. Introducere	22
4.2. Modelul mecanic al vehiculului feroviar	23
4.3. Analiza regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului	24
5. Studiu privind influența modelului căii de rulare în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar	29
5.1. Introducere	29
5.2. Modelul mecanic al sistemului vehicul – cale de rulare	30
5.3. Analiza regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului	31
6. Studiul răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere	35
6.1. Introducere	35
6.2. Modelul sistemului cutie – bare anti-încovoiere	38
6.3. Analiza răspunsului dinamic al sistemului cutie – bare anti-încovoiere	39

7.	Efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar	47
7.1.	Introducere	47
7.2.	Modelul sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare.....	48
7.3.	Răspunsul dinamic al cutiei cu bare anti-încovoiere la neregularitățile căii de rulare.....	50
7.4.	Studiu privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar	54
8.	Determinări experimentale	59
8.1.	Introducere	59
8.2.	Determinări experimentale în condiții fizice reale	60
8.3.	Determinări experimentale în condiții de laborator	64
9.	Concluzii, contribuții personale și direcții viitoare de cercetare	68
9.1.	Concluzii	68
9.2.	Contribuții personale	72
9.3.	Direcții viitoare de cercetare	74
	Bibliografie selectivă	75

1. Introducere

1.1. Relevanța temei de cercetare

Transportul feroviar are un rol important în societatea actuală, în care mobilitatea este o necesitate stringentă atât din punct de vedere economic, cât și din punct de vedere social. În ansamblul general al transporturilor, transportul feroviar se remarcă prin satisfacerea cerinței de mobilitate a călătorilor și a mărfurilor în condiții de siguranță, eficiență economică și cu impact redus asupra mediului. Toate acestea concură la realizarea unui sistem de transport atractiv, eficient și sustenabil, competitiv pe piața transporturilor marcată de o concurență puternică din partea sistemului de transport aerian și a celui rutier.

Poziția pe care o ocupă astăzi transportul feroviar de călători se datorează evoluției din ultimii 40 de ani, care a fost marcată de creșterea vitezei de circulație. Din această perspectivă, transportul feroviar a devenit un domeniu de interes în cercetarea științifică cu aplicații în inginerie, în care s-au obținut realizări de excepție. Apariția trenurilor de mare viteză, pentru că la acestea se face referire aici, a schimbat complet concepția privind construcția vehiculelor feroviare, dând în același timp, o nouă perspectivă privind posibilitățile tehnice și avantajele economice ale sistemului de transport feroviar.

Tendința generală, care caracterizează dezvoltarea sistemului de transport feroviar, este îndreptată în continuare spre creșterea vitezei de circulație, reducerea consumului de combustibil și a costurilor de fabricație. Aceste deziderate pot fi atinse printr-o activitate de cercetare-inovare permanentă, tot mai rafinată și mai complexă, care presupune o abordare sistemică în identificarea celor mai bune soluții tehnice care să asigure în același timp și performanțele dinamice ale vehiculelor feroviare - confortul, calitatea, siguranța și stabilitatea mersului, la viteze mari de circulație.

În contextul celor arătate mai sus, vehiculul feroviar a fost și este supus permanent inovațiilor, în scopul menținerii performanțelor dinamice pe care trebuie să le asigure pentru a răspunde cerințelor în continuă schimbare pe piața transporturilor. Activitatea de inovare pleacă de la studierea atentă a fenomenelor care se produc în timpul rulării vehiculului, în acest mod putându-se stabili factorii importanți care influențează comportamentul vehiculului și fundamentarea teoretică a soluțiilor tehnice propuse.

Unul dintre fenomenele care se manifestă în mod permanent în timpul rulării vehiculului feroviar îl reprezintă vibrațiile, acestea fiind un rezultat al interacțiunii dintre vehicul și calea de rulare [35, 65]. În general, nivelul de vibrații la care este supus vehiculul feroviar depinde de tipul și caracteristicile constructive ale acestuia, de condițiile de exploatare și de fenomenele de interacțiune dintre vehicul și calea de rulare. Creșterea vitezei de circulație conduce la o amplificare a nivelului de vibrații și, în consecință, la numeroase provocări legate de proiectarea unor vehicule al căror comportament dinamic să satisfacă în aceste condiții criteriile de performanță amintite mai sus [28].

Vehiculul feroviar reprezintă un sistem oscilant complex, ceea ce face dificilă abordarea problemelor de vibrații, care prezintă o serie de caracteristici specifice [32]. În primul rând, trebuie precizat că frecvențele proprii ale principalelor moduri de vibrație ale vehiculului feroviar, relevante din punctul de vedere al confortului călătorilor sau calității mersului, se situează în domeniul de joasă frecvență, sub 20 Hz. De asemenea, se mai menționează faptul că vibrațiile vehiculului feroviar se dezvoltă atât în plan vertical, cât și în plan orizontal, însă, aplicând principiul decuplării vibrațiilor, vibrațiile verticale pot fi studiate separat de vibrațiile orizontale. Această ipoteză se adoptă în baza faptului că, din punct de vedere constructiv, vehiculul feroviar este, în general, simetric, atât din punct de vedere geometric, cât și inertial și elastic [5 – 7, 45, 46].

În ceea ce privește modurile de vibrație ale vehiculului feroviar, respectiv ale maselor suspendate ale acestuia (cutie și boghiuri), se deosebesc modurile rigide sau modurile simple de vibrație și modurile flexibile (modurile structurale) sau modurile complexe de vibrație.

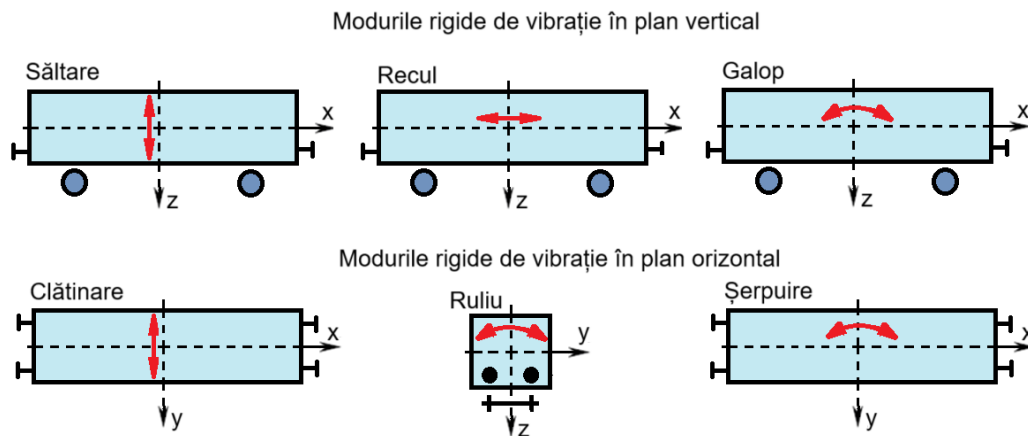


Fig. 1.1. Modurile rigide de vibrație ale cutiei vehiculului feroviar [27].

Modurile rigide de vibrație se dezvoltă sub formă de mișcări independente, de translație și de rotație. În plan vertical, se disting două mișcări de translație - săltarea și reculul, și o mișcare de rotație – galopul, iar în plan orizontal, modurile rigide de vibrație se manifestă sub forma unei mișcări de translație – clătinarea, și două mișcări de rotație – ruliul și șerpuirea. O exemplificare schematică a modurilor de vibrație rigide ale cutiei vehiculului este prezentată în figura 1.1.

În ceea ce privește modurile flexibile de vibrație ale vehiculului feroviar, se iau în discuție modurile flexibile de vibrație ale cutiei. Acestea devin importante în cazul cutiilor lungi ale vehiculelor feroviare destinate transportului de călători, la proiectarea cărora se impune drept criteriu de bază reducerea greutateții.

Criteriul reducerii greutateții reprezintă un criteriu general valabil în proiectarea vehiculelor feroviare pentru ca acestea să circule cu viteze cât mai mari, iar consumul de energie să fie cât mai redus. Totodată, prin reducerea greutateții vehiculelor feroviare se obțin și alte beneficii, cum sunt reducerea vibrațiilor transmise prin sol, reducerea costurilor de fabricație sau maximizarea utilizării sarcinilor pe osie [25, 38, 63]. Pentru aplicarea acestui criteriu, în etapa de proiectare a vehiculelor feroviare se poate alege una dintre următoarele soluții: utilizarea unor materiale ușoare sau modificarea structurilor mecanice ale vehiculului.

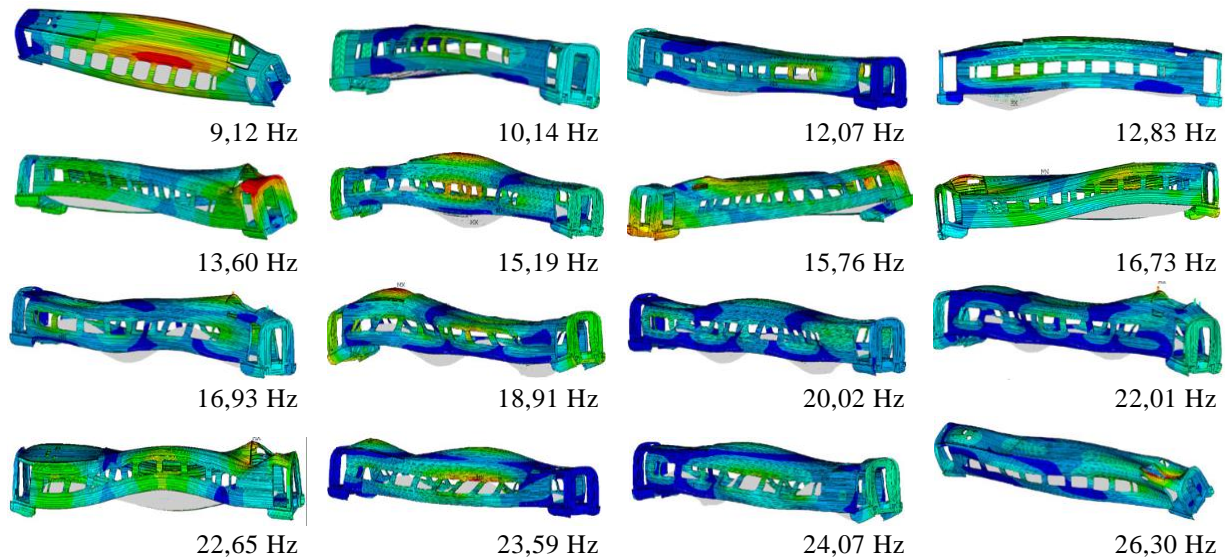


Fig. 1.2. Exemple privind formele modale ale vibrațiilor structurale ale cutiei vehiculului feroviar, după [34].

Utilizarea unor materiale ușoare pentru fabricarea cutiei a avut drept consecință scăderea semnificativă a rigidității structurale a acesteia. S-au creat astfel condiții favorabile pentru excitarea vibrațiilor structurale în cazul cutiilor lungi ale vehiculelor de călători, care au devenit astfel mult mai flexibile [34].

Vibrațiile structurale ale cutiei vehiculului feroviar sunt deosebit de complexe, cu moduri locale și globale, care pot avea diferite forme modale și frecvențe proprii, după cum se arată în figura 1.2.

Rezultatele a numeroase cercetări au evidențiat faptul că regimul de vibrații al cutiei este puternic influențat de vibrațiile structurale [1, 4, 12, 26, 47, 66], cu efecte importante asupra confortului călătorilor [2, 15, 38, 51, 67]. De asemenea, vibrațiile structurale solicită cutia la oboseală, ceea ce conduce la reducerea duratei de exploatare a acesteia [39, 40].

Restrângând discuția la vibrațiile structurale ale cutiei care afectează confortul călătorilor, sunt importante modurile structurale de vibrație ale cutiei, ale căror frecvențe se situează în intervalul de frecvență joasă, sub 20 Hz, în care organismul uman prezintă o sensibilitate ridicată la vibrații [41]. Primul mod de încovoiere verticală a cutiei prezintă o importanță deosebită deoarece, în mod obișnuit, frecvența proprie a acestuia se regăsește în intervalul 7 ... 12 Hz, interval în care organismul uman prezintă o sensibilitate mai mare la vibrațiile verticale [4, 15, 47, 68, 72].

Pe baza considerațiilor prezentate mai sus se poate sintetiza concluzia că, pentru reducerea vibrațiilor structurale ale cutiilor lungi pentru vehiculele de călători, criteriul greutatei trebuie corelat cu criteriul rigidității. Obținerea unei rigidități mai mari cu o greutate mai mică reprezintă de altfel „cheia” proiectării structurii cutiei vehiculului feroviar [68].

Cele mai simple soluții pentru reducerea vibrațiilor structurale ale cutiei vehiculelor feroviare presupun reducerea lungimii cutiei, creșterea secțiunii transversale sau creșterea rigidității cutiei. Însă, aceste soluții nu sunt nici pe departe atât de eficiente pe cât de simple, fiind în contradicție cu alte cerințe impuse în proiectarea cutiilor lungi ale vehiculelor de călători.

Prima dintre soluții, care se referă la reducerea lungimii cutiei, este în contradicție cu cerința de a maximiza numărul de călători, de exemplu, în raport cu numărul de boghiuri. Cea de-a doua soluție, care vizează creșterea secțiunii transversale poate conduce la probleme de stabilitate a cutiei sub acțiunea vântului lateral sau de înscriere în gabarit. În ceea ce privește posibilitatea de a crește rigiditatea cutiei, armăturile utilizate pentru rigidizare conduc la creșterea greutateii cutiei, ceea ce este în contradicție cu criteriul reducerii greutateii. Mai mult decât atât, această soluție conduce la complicații constructive ale cutiei și la creșterea prețului de fabricație [42].

În căutarea celor mai eficiente soluții pentru reducerea vibrațiilor structurale ale cutiilor flexibile ale vehiculelor feroviare de călători, în ultimii 20 – 30 de ani s-au dezvoltat numeroase cercetări în întreaga lume. S-a deschis astfel o vastă arie de cercetare, în care s-au introdus noi concepte și s-au dezvoltat diferite metode, toate însă urmând aceeași direcție – reducerea vibrațiilor structurale ale cutiei vehiculelor feroviare de călători, relevante din punctul de vedere al confortului vibratoriu.

În scurta prezentare de mai sus se regăsesc atât motivația alegerii temei de cercetare dezvoltată în această teză de doctorat, cât și importanța acesteia din punct de vedere științific și tehnic. Prin natura problematicii pe care o tratează, teza de doctorat cu titlul *Studii privind vibrațiile verticale de încovoiere ale cutiei vehiculului feroviar* reprezintă o temă actuală, care se înscrie în aria cercetărilor privind posibilitățile de reducere a vibrațiilor structurale ale cutiilor flexibile ale vehiculelor feroviare de călători în vederea îmbunătățirii confortului atât la trenurile de mare viteză [3, 19, 20, 26, 47, 67, 70], cât și la trenurile suburbane sau la trenurile de metrou [2, 42, 43, 48, 49, 63, 64].

Rezultatele prezentate în această lucrare aduc contribuții relevante în ceea ce privește, pe de o parte, modelarea sistemului vehicul – cale de rulare în abordarea problemelor legate de vibrațiile cutiilor flexibile ale vehiculului feroviar, iar pe de altă parte, posibilitatea de reducere a vibrației de încovoiere verticală a cutiei și de creștere a frecvenței proprii a acestui mod de vibrație printr-o metodă simplă și eficientă care presupune utilizarea unui sistem de bare anti-încovoiere. Aceste rezultate devin utile mai departe atât în activitatea de cercetare științifică cu aplicații în domeniul feroviar, cât și în activitatea de proiectare a vehiculelor feroviare, constituind o bază reală în dezvoltarea și implementarea unei soluții tehnice care să conducă la îmbunătățirea confortului vibratoriu.

1.2. Obiectivele tezei de doctorat

Tema de cercetare a tezei de doctorat - *Studii privind vibrațiile verticale de încovoiere ale cutiei vehiculului feroviar*, a fost definită în sens larg, urmând să fie particularizată prin definirea obiectivului general și a mai multor obiective specifice.

Obiectivul general al tezei constă în dezvoltarea cercetărilor privind posibilitățile de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare prin utilizarea unui sistem de bare anti-încovoiere. Conceptul de bare anti-încovoiere montate pe grinzile longitudinale ale șasiului cutiei vehiculului a fost introdus de conducătorul de doctorat în cadrul unei metode inovative din punct de vedere științific și simple din punct de vedere tehnic [14]. Funcționalitatea acestei metode a fost demonstrată atât teoretic, cât și experimental pe un model de laborator la scară [8, 10, 36], ceea ce justifică continuarea cercetărilor pentru a face trecerea la un nivel științific și tehnic superior.

Concret, obiectivul general tezei de doctorat constă în dezvoltarea unui model complex al sistemului cutie – bare anti-încovoiere și integrarea acestuia în modelul sistemului general cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare utilizat pentru evaluarea efectului barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar. Mai departe, s-au stabilit obiectivele specifice ale tezei și, în funcție de acestea, s-au trasat direcțiile ce trebuie urmate pentru atingerea țintelor propuse.

În stabilirea obiectivelor specifice ale tezei s-a avut în vedere că pentru atingerea obiectivului general sunt necesare studii preliminare, pe baza cărora să se poată stabili gradul de complexitate al modelului sistemului vehicul – cale de rulare necesar pentru evaluarea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului.

Având în vedere specificul problemei abordate, s-a pornit de la premisa că în modelarea sistemului vehicul – cale de rulare trebuie luați în considerare factorii importanți care pot influența regimul de vibrații verticale al cutiei și care să conducă la rezultate suficient de precise, fără însă să complice analiza rezultatelor și sintetizarea concluziilor relevante. Acești factori pot fi reprezentați prin modelele adoptate pentru subsistemul vehicul feroviar și subsistemul cale de rulare.

Astfel, au fost stabilite primele obiective specifice al tezei care constau în dezvoltarea a trei studii diferite, în care se analizează, după caz, influența modelului cutiei, al suspensiei secundare și al căii în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar. Se subliniază aici provocările științifice pe care obiectivele propuse le ridică și care se referă în primul rând la elaborarea mai multor modele teoretice ale sistemului vehicul – cale de rulare, care includ diferite modele ale cutiei, suspensiei secundare sau ale căii, după cum urmează: modelul „cutie rigidă”, modelul „cutie flexibilă”, „modelul de referință” și patru „modele de analiză” ale suspensiei secundare, modelul „cale rigidă”, modelul „cale elastică”. Apoi, se pune problema ca pentru fiecare dintre aceste modele să se elaboreze aplicații software diferite pentru simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar. Analiza regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului constituie o etapă importantă a fiecăruia dintre cele trei studii, în urma căreia se stabilește structura modelului sistemului vehicul – cale de rulare în care se va integra, în următoarea etapă, model sistemului cutie – bare anti-încovoiere.

Următoarele două obiective specifice sunt în strâns acord cu obiectul general al tezei. Primul dintre acestea constă în studiul răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere. Pentru îndeplinirea acestui obiectiv trebuie mai întâi parcursă o etapă importantă și anume aceea a modelării sistemului cutie – bare anti-încovoiere pentru mai multe scenarii de analiză: modelul „cutie fără bare anti-încovoiere”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere fără inerție”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere cu inerție”. Prin acest demers, modelul simplu propus inițial pentru reprezentarea barelor anti-încovoiere – modelul fără inerție, și a prinderii rigide a acestora de suporturile fixate de cutia vehiculului urmează să fie dezvoltat pentru a lua în considerare efectul parametrilor elastici ai elementelor de prindere, precum și efectul modurilor rigide și de încovoiere ale barelor anti-încovoiere asupra răspunsului dinamic al cutiei vehiculului. Al doilea obiectiv constă în analiza efectului barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar generate de neregularitățile căii de rulare, ceea ce presupune dezvoltarea unui nou model, respectiv modelul sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare.

Ultimul obiectiv specific al tezei constă în realizarea determinărilor experimentale pentru verificarea rezultatelor obținute prin simulări numerice, pe baza cărora au fost puse în evidență, pe de o parte, caracteristici de bază ale regimului de vibrații verticale ale cutiei vehiculului feroviar, iar pe de altă parte, efecte importante ale barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar. Pentru atingerea acestui obiectiv trebuie parcurse mai multe etape, pornind de stabilirea condițiilor de măsurare – condiții fizice reale sau condiții de laborator, la alegerea echipamentelor, sistemelor de măsurare și achiziție de date și integrarea acestora într-un lanț de măsurare, dezvoltarea aplicațiilor software pentru controlul, achiziția, procesarea, reprezentarea și stocarea datelor și continuând cu realizarea determinărilor experimentale, sintetizarea rezultatelor și compararea acestora cu rezultatele obținute prin simulări numerice.

1.3. Prezentarea generală a tezei de doctorat

Teza de doctorat este organizată pe capitole, care au fost stabilite în acord cu obiectivele specifice prezentate mai sus. Dedicând fiecăruia dintre cele șase obiective specifice câte un capitol distinct, la care s-au mai adăugat două capitole de introducere și prezentare a problematicii abordate și un capitol de concluzii, contribuții personale și direcții viitoare de cercetare, s-a ajuns la structura prezentei teze care cuprinde 9 capitole.

Capitolul 2 cuprinde o sinteză a stadiului actual al cercetărilor privind vibrațiile verticale ale vehiculului feroviar, cu accent pe vibrațiile structurale ale cutiilor flexibile ale vehiculelor de călători și efectul acestora asupra confortului vibratoriu. Scopul acestui capitol este de a oferi o imagine de ansamblu a studiilor anterioare ce cuprind rezultatele cercetărilor privind caracteristicile și posibilitățile de reducere a vibrațiilor structurale ale cutiei vehiculelor feroviare relevante din punctul de vedere al confortului la vibrații verticale. O secțiune a capitolului este dedicată prezentării metodei de reducere a vibrațiilor de încovoiere a cutiei vehiculului feroviar, în care a fost introdus conceptul de bare anti-încovoiere. Această prezentare are rolul de a evidenția stadiul actual al cercetărilor dezvoltate în această direcție, care constituie totodată și punctul de plecare în stabilirea obiectivului general al tezei de doctorat.

În Capitolul 3 sunt prezentate rezultatele unui studiu în care se analizează influența primului mod de încovoiere a cutiei vehiculului feroviar asupra regimului de vibrații verticale al acesteia. Studiul se bazează pe comparații între rezultatele simulărilor numerice dezvoltate pe baza a două modele mecanice ale vehiculului. În primul model - modelul „cutie rigidă”, cutia este reprezentată printr-un corp rigid, iar în cel de-al doilea model - modelul „cutie flexibilă”, cutia este reprezentată printr-o grindă echivalentă Euler-Bernoulli. Ambele modele ale vehiculului sunt descrise în prima parte a capitolului, unde sunt cuprinse și ecuațiile de mișcare corespunzătoare fiecărui model. Următoarele secțiuni ale capitolului sunt dedicate stabilirii relațiilor de calcul, particularizate corespunzător celor două modele, pentru funcțiile de răspuns în frecvență în regim armonic de vibrații, densității spectrale de putere a accelerației și abaterii medii pătratice a accelerației în trei puncte relevante pentru regimul de vibrații al cutiei. Capitolul se încheie cu analiza regimului de vibrații verticale al „cutiei rigide” și al „cutiei flexibile” și influenței primului mod de încovoiere verticală asupra nivelului de vibrații verticale al cutiei.

În Capitolul 4 este investigată influența modelului suspensiei secundare asupra evaluării regimului de vibrații verticale al cutiei pe baza rezultatelor simulărilor numerice. Aplicațiile de simulare numerică sunt dezvoltate pe baza unui model al vehiculului de tip cuplat rigid-flexibil, cu șapte grade de libertate, corespunzătoare modurilor de vibrație verticală ale cutiei – săltarea, galopul și primul mod de încovoiere verticală, și modurilor de vibrație verticală ale boghiurilor – săltarea și galopul. În modelul vehiculului sunt integrate patru modele diferite ale suspensiei secundare. Primul model este un model simplu, considerat „model de referință”, format dintr-un singur sistem Kelvin-Voigt pentru translație verticală prin care este reprezentată rigiditatea și amortizarea verticală a suspensiei secundare. Celelalte trei modele sunt „modele de analiză”, care sunt obținute prin compunerea în diferite variante a modelului de referință cu sisteme Kelvin-Voigt pentru rotație sau translație longitudinală prin care vibrațiile de galop ale boghiurilor se transmit la cutie, influențând regimul de vibrații al acesteia. Modelul vehiculului și ecuațiile de mișcare ale acestuia, corespunzătoare celor patru modele ale suspensiei secundare, sunt prezentate în prima parte a capitolului. A doua parte a capitolului este concentrată pe funcțiile de răspuns în frecvență ale cutiei vehiculului și pe răspunsul dinamic al vehiculului la neregularitățile aleatoare ale căii de rulare. Influența modelului suspensiei secundare asupra evaluării regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar se realizează pe baza analizei rezultatelor simulărilor numerice privind funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației, densitatea spectrală de putere a accelerației și abaterea medie pătratică a accelerației calculate în punctele relevante pentru regimul de vibrații al cutiei. Această analiză este prezentată în ultima parte a capitolului.

Scopul Capitolului 5 este acela de a stabili influența modelului căii de rulare asupra evaluării regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar pe baza rezultatelor obținute prin simulări numerice. Pentru aceasta, sunt comparate funcțiile de răspuns în frecvență, densitatea spectrală de putere și abaterea medie pătratică a accelerației în punctele relevante ale regimului de vibrații al cutiei pentru două modele ale sistemului vehicul – cale de rulare, respectiv modelul „cale rigidă” și modelul „cale elastică”. Modelul denumit aici „cale rigidă” este un model analizat și în capitolul anterior, care reunește modelul căii, considerată rigidă, și modelul de tip cuplat rigid – flexibil al vehiculului, cu 7 grade de libertate, în care suspensia secundară este reprezentată prin unul dintre cele trei „modele de analiză”, compus din „modelul de referință” și un sistem Kelvin-Voigt pentru translație longitudinală care modelează sistemul de transmitere a forțelor longitudinale dintre cutie și boghiuri. Modelul „cale elastică” este dezvoltat în cadrul acestui capitol și include același model de tip cuplat rigid-flexibil al vehiculului și calea, care este reprezentată printr-un model echivalent cu parametri concentrați. Admițând ipoteza contactului hertzian liniar dintre roată și șină, legătura dintre modelul vehiculului și modelul căii, respectiv elasticitatea contactului dintre roată și șină este luată în considerare printr-un element elastic de tip Hertzian cu caracteristică liniară. Modelul „cale elastică” este un model cu 15 grade de libertate, corespunzătoare modurilor de vibrație verticală ale cutiei – săltarea, galopul și primul mod de încovoiere verticală, modurilor de vibrație verticală ale boghiurilor – săltarea și galopul, și deplasărilor verticale ale roților și ale șinelor. Acest model este descris în detaliu în a doua secțiune a capitolului, unde sunt prezentate și ecuațiile de mișcare ale cutiei, boghiurilor, osiilor și ale șinelor.

Capitolul 5 urmează aceeași structură ca și Capitolele 3 și 4, respectiv după prezentarea modelului sistemului vehicul – cale de rulare sunt prezentate relațiile de calcul ale funcțiilor de răspuns în frecvență, densității spectrale de putere a accelerației și abaterii medii pătratice a accelerației în punctele relevante ale regimului de vibrații al cutiei. În ultima secțiune sunt analizate rezultatele simulărilor numerice pentru cele două modele ale sistemului vehicul – cale, prin care se evidențiază influența modelului căii de rulare în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar.

Capitolul 6 se constituie într-o primă etapă a dezvoltării cercetărilor privind posibilitățile de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare prin utilizarea barelor anti-încovoiere. Astfel, pentru studiul răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere, a fost elaborat un model simplificat al vehiculului feroviar, care cuprinde cutia, considerată ca o grindă Euler-Bernoulli rezemată pe elementele suspensiei secundare, și prevăzută cu bare anti-încovoiere. Modelul simplu propus în cercetările anterioare pentru reprezentarea barelor anti-încovoiere prin elemente elastice liniare și cu neglijarea masei acestora în raport cu masa cutiei – modelul „cutie cu bare anti-încovoiere fără inerție”, fixate rigid în suporturile de pe grinzile longitudinale ale șasiului cutiei, a fost dezvoltat pentru a lua în considerare atât efectul modurilor rigide și de încovoiere ale barelor anti-încovoiere, precum și efectul parametrilor elastici ai elementelor de prindere asupra răspunsului dinamic al cutiei vehiculului. Pentru reprezentarea mișcărilor verticale, barele anti-încovoiere au fost modelate ca grinzi Euler-Bernoulli libere la capete, legate însă de elementele elastice ale prinderilor de suporturi. Sistemul de prindere al barelor anti-încovoiere de suporturi a fost modelat prin elemente elastice ideale care preiau atât translațiile verticale și longitudinale, cât și rotațiile în planul vertical-longitudinal. Pentru a atinge scopul acestui capitol și anume acela de a pune în evidență proprietățile de bază ale răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere și de a evalua influența primelor două moduri de vibrație ale barelor anti-încovoiere și a rigidității elementelor elastice de prindere a sistemului de bare anti-încovoiere de suporturi asupra funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei și barelor anti-încovoiere s-au analizat rezultatele simulărilor numerice dezvoltate pe baza a trei modele distincte: modelul „cutie fără bare anti-încovoiere”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere fără inerție”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere cu inerție”. Capitolul este structurat pe patru secțiuni, prima dintre acestea fiind o secțiune introductivă în care sunt descrise pe scurt principiul de funcționare al sistemului de bare anti-încovoiere și metoda de reducere a vibrațiilor de încovoiere verticală ale cutiei dezvoltată pe acest principiu. În următoarele două secțiuni este descris modelul sistemului cutie – bare anti-încovoiere, sunt deduse ecuațiile de mișcare ale cutiei și ale barelor anti-încovoiere și sunt determinate funcțiile de răspuns în frecvență ale deplasării pentru sistemul cutie – bare anti-încovoiere și pentru barele anti-încovoiere. Analiza răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere este prezentată în ultima secțiune a capitolului.

În Capitolul 7 sunt valorificate demersurile științifice efectuate în Capitolele 4, 5 și 6 inițiate pentru a construi modelul teoretic pentru studiul vibrațiilor sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare. Astfel, plecând de la rezultatele obținute în Capitolele 4 și 5, se stabilesc cele mai potrivite reprezentări mecanice ale cutiei, suspensiei secundare a vehiculului și ale căii de rulare, astfel încât simulările numerice efectuate pe baza modelului sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare să ofere rezultate suficient de corecte, pe de o parte, iar pe de altă

parte, să simplifice analiza acestor rezultate prin reducerea la strictul necesar a numărului de parametri ai modelului. Totodată, din Capitolul 6 este preluat modelul cutiei cu bare anti-încovoiere care permite studiul vibrațiilor cuplate de încovoiere ale cutiei și barelor anti-încovoiere, ținând seama de rigiditatea pe trei direcții a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturile fixate de grinzile longitudinale ale șasiului cutiei. O dată definitivat modelul sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare, se trece la scrierea ecuațiilor de mișcare ale acestuia și la deducerea funcțiilor de răspuns în frecvență. Este apoi analizat răspunsul dinamic al cutiei cu bare anti-încovoiere la circulația vehiculului pe o cale cu neregularități armonice. În partea finală a capitolului este prezentat studiul parametric privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei la circulația pe o cale cu neregularități aleatorii. Este pusă în evidență influența vibrațiilor de încovoiere a barelor anti-încovoiere asupra regimului de vibrații verticale al cutiei, evaluată prin abaterea medie pătratică a accelerației și prin indicii de confort. Totodată, sunt investigate posibilitățile de îmbunătățire a eficacității barelor anti-încovoiere prin modificarea unor parametri constructivi.

În capitolele anterioare, problema vibrațiilor cutiei vehiculului feroviar a fost abordată din punct de vedere teoretic, iar ca instrument de investigare au fost folosite aplicații software de simulare numerică. Astfel, în cadrul studiilor dezvoltate pe baza rezultatelor simulărilor numerice au fost puse în evidență, pe de o parte, caracteristici de bază ale regimului de vibrații verticale ale cutiei vehiculului feroviar, iar pe de altă parte, efecte importante ale barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor de încovoiere ale cutiei vehiculului feroviar. Fiind însă observații care au la bază doar studii teoretice, pentru a putea fi sintetizate sub formă de concluzii este absolut necesar ca acestea să fie coroborate cu rezultate experimentale. Pentru aceasta, în structura tezei a fost inclus Capitolul 8, în care sunt descrise determinările experimentale realizate atât în condiții fizice reale, cât și în condiții de laborator, pentru verificarea rezultatelor teoretice. Prima parte a capitolului este dedicată determinărilor experimentale realizate în condiții fizice reale, pe un vagon de călători la circulația în linie curentă. Sunt cuprinse aici două secțiuni distincte, o secțiune în care sunt descrise caracteristicile vagonului, condițiile de realizare a măsurătorilor, echipamentele și aplicațiile software utilizate și o altă secțiune în care sunt prezentate și analizate rezultate experimentale. Pe baza analizei spectrale și abaterii medii pătratice a accelerației măsurate sunt evidențiate cele mai importante caracteristici ale vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului, care au fost subliniate și în analiza rezultatelor obținute prin simulări numerice în cadrul Capitolele 3, 4 și 5 ale tezei. Determinările experimentale descrise în a doua parte a Capitolului 8 au fost realizate pentru a verifica rezultatele obținute prin simulări numerice privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar, prezentate în Capitolul 6 al tezei. Aceste determinări au fost organizate în condiții de laborator pe un model la scară al cutiei cu/fără bare anti-încovoiere. A doua parte a capitolului este structurată pe trei secțiuni. În prima secțiune este descris sistemul experimental demonstrativ și componentele lanțului de măsurare și control al acestui sistem. A doua secțiune prezintă structura aplicației software pentru controlul, achiziția, procesarea, reprezentarea și stocarea datelor măsurate, dezvoltată în mediul de programare Matlab. Ultima secțiune este rezervată prezentării și analizei accelerațiilor verticale ale modelului experimental al cutiei cu/fără bare anti-încovoiere și sintetizării concluziilor privind acordul dintre rezultatele teoretice și cele experimentale.

2. Stadiul actual al cercetărilor privind vibrațiile verticale ale vehiculelor feroviare de călători

2.1. Aria tematică a cercetărilor

Tema de cercetare abordată în această teză de doctorat, “*Studii privind vibrațiile verticale de încovoiere ale cutiei vehiculului feroviar*”, este o temă actuală, care se înscrie în aria cercetărilor cu aplicații în domeniul feroviar, care au îmbogățit în ultimii 20 – 30 de ani literatura de specialitate cu numeroase publicații științifice. În acest cadru au fost propuse noi concepte și s-au dezvoltat metode inovative care, oricât de diferite ar fi și indiferent de modul de abordare, converg în aceeași direcție – identificarea posibilităților de reducere a vibrațiilor structurale ale cutiilor ușoare ale vehiculelor feroviare de călători în vederea îmbunătățirii confortului vibratoriu atât la trenurile de mare viteză, cât și la trenurile suburbane sau la cele de metrou.

Așa cum s-a arătat și în scurta prezentare din primul capitol al tezei, problema vibrațiilor structurale ale cutiilor ușoare ale vehiculelor feroviare de călători a devenit o temă de cercetare de interes ca urmare a efectului pe care aceste moduri de vibrație le au în special asupra confortului călătorilor. Este vorba de acele moduri flexibile de vibrație ale căror frecvențe proprii scad în cazul reducerii rigidității structurale a cutiei ca urmare a reducerii greutateii acesteia, ajungând astfel în zona de sensibilitate a organismului uman la vibrații [38]. De exemplu, frecvența proprie a primului mod de încovoiere verticală a cutiei se situează, de regulă, în intervalul 7 ... 12 Hz, în care organismul uman prezintă o sensibilitate mai mare la vibrațiile verticale. Conform rezultatelor mai multor cercetări, primul mod de încovoiere verticală afectează confortul, în special, la mijlocul cutiei [12, 26]. În unele situații, viteze mari de circulație sau/și flexibilitate mare a cutiei, pot apărea re poziționări ale punctelor critice pentru confort de la extremitățile cutiei către mijlocul acesteia [17, 51, 67].

În urma unei analize detaliate a literaturii de specialitate, reprezentativă pentru tema tezei de doctorat, au fost identificate mai multe articole științifice, capitole de cărți, teze de doctorat și rapoarte de cercetare, în care problema reducerii încovoierii verticale a cutiei este tratată cu predilecție sau este cuprinsă în cadrul mai larg, cel al reducerii modurilor flexibile de vibrație relevante din punctul de vedere al confortului vibratoriu. În ceea ce privește metodele propuse, în general, acestea pot fi grupate, în funcție de abordare, în metode pentru „izolarea vibrațiilor” sau metode pentru „amortizarea vibrațiilor”. Metodele care se încadrează în prima categorie au ca scop izolarea cutiei față de vibrațiile care se transmit de la osii și de la boghiuri prin intermediul suspensiei vehiculului [3, 18, 29, 37, 52 – 56, 66, 69, 70]. În cea de-a doua categorie se pot include metodele care conduc la creșterea amortizării structurale a cutiei [13, 14, 21, 24, 30, 31, 52 - 57]. Indiferent de categoria în care se încadrează, aceste metode pot fi dezvoltate pe baza unor concepte pasive, semi-active sau active [33, 43, 44, 71].

Cercetările privind vibrațiile cutiilor flexibile ale vehiculelor de călători au fost însă extinse și pe alte direcții conexe, care au fost dezvoltate pe teme precum modelarea flexibilității structurale a cutiei sau simularea regimului de vibrații al acesteia. De asemenea, în literatura de specialitate se regăsesc numeroase lucrări în care se analizează caracteristicile vibrațiilor verticale ale cutiilor flexibile sau este studiată influența modurilor flexibile de vibrație asupra confortului vibratoriu, respectiv asupra calității mersului. Nu în ultimul rând, trebuie amintite cercetările experimentale realizate pentru validarea conceptelor sau a eficacității metodelor propuse pentru reducerea modurilor flexibile de vibrație ale cutiei vehiculelor feroviare sau a modelelor de simulare numerică. Ceea ce este important de subliniat aici este faptul că această problemă a vibrațiilor cutiilor flexibile, deosebit de importantă din punctul de vedere al impactului pe care îl are asupra performanțelor dinamice ale vehiculelor feroviare, a deschis o vastă arie de cercetare, care s-a dezvoltat în timp, pe măsură ce direcțiile de cercetare s-au diversificat, iar metodele și instrumentele de investigare au devenit tot mai complexe și mai rafinate.

Scopul acestui capitol este de a prezenta în mod sintetic o serie de lucrări științifice reprezentative, în care sunt cuprinse rezultate ale cercetărilor privind vibrațiile cutiilor flexibile ale vehiculelor feroviare de călători, structurate pe trei subiecte generale: (a) caracteristicile modurilor flexibile de vibrație ale cutiei vehiculelor feroviare și influența acestora asupra confortului vibratoriu; (b) reducerea modurilor flexibile de vibrație ale cutiei vehiculului feroviar; (c) validarea experimentală a eficacității metodelor de reducere a modurilor flexibile de vibrație ale cutiei vehiculului feroviar. O secțiune importantă a acestui capitol este cea în care este prezentată metoda de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare, bazată pe un sistem de bare anti-încovoiere montate pe grinzile longitudinale ale șasiului cutiei. În acord cu obiectivul general al tezei, cercetările privind posibilitățile de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare prin utilizarea sistemului de bare anti-încovoiere vor fi dezvoltate în Capitolele 6 și 7. În principiu, prin obiectivul general al tezei de doctorat se urmărește dezvoltarea unui model complex al sistemului cutie – bare anti-încovoiere și integrarea acestuia în modelul sistemului general cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare, care va fi utilizat pentru evaluarea efectului barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar și asupra confortului vibratoriu.

3. Studiu privind influența vibrațiilor de încovoiere asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar

3.1. Introducere

În acest capitol sunt prezentate rezultatele unui studiu în care se analizează influența primului mod de încovoiere verticală asupra regimului de vibrații al cutiei vehiculului feroviar, în corelație cu rigiditatea la încovoiere a cutiei, viteza și amortizarea suspensiei. Studiul se bazează pe comparații între rezultatele simulărilor numerice dezvoltate pe baza a două modele mecanice diferite ale unui vehicul pe boghiuri, cu două etaje de suspensie.

În primul model - modelul „cutie rigidă”, cutia este reprezentată printr-un corp rigid, iar în cel de-al doilea model - modelul „cutie flexibilă”, cutia este reprezentată printr-o grindă echivalentă Euler-Bernoulli. Modelul „cutie flexibilă” permite luarea în considerare a modurilor proprii de vibrație ale cutiei datorate încovoierii. Ambele modele sunt descrise în prima parte a capitolului, unde se regăsesc și ecuațiile de mișcare corespunzătoare fiecărui model.

Următoarele secțiuni ale capitolului sunt dedicate stabilirii relațiilor de calcul pentru funcțiile de răspuns în frecvență în regim armonic permanent de vibrații, densitățile spectrale de putere a accelerației și abaterea medii pătratică a accelerației în trei puncte ale cutiei, considerate relevante pentru regimul de vibrații al acesteia. Unul dintre puncte este fixat la mijlocul cutiei, iar celelalte două puncte sunt poziționate în dreptul celor două boghiuri, respectiv în dreptul punctelor în care cutia se sprijină pe suspensia secundară. Relațiile de calcul sunt particularizate corespunzător celor două modele ale vehiculului.

Capitolul se încheie cu studiul dedicat regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului. În prima parte a studiului se analizează caracteristicile regimului de vibrații verticale al „cutiei rigide” și al „cutiei flexibile” pe baza funcțiilor de răspuns în frecvență și a densității spectrale de putere a accelerației verticale, calculate în punctele relevante pentru regimul de vibrații al cutiei. În a doua parte a studiului, este analizată influența primului mod de încovoiere verticală asupra nivelului de vibrații verticale al cutiei, utilizând pentru aceasta abaterea medie pătratică a accelerației.

3.2. Modelele mecanice ale vehiculului feroviar

Pentru studiul propus se consideră cazul unui vehicul de călători pe boghiuri, cu două etaje de suspensie, care circulă cu viteză constantă V pe o cale în aliniament și palier. Acesta este reprezentat din punct de vedere mecanic atât printr-un model de tip „cutie rigidă”, cât și printr-un model de tip „cutie flexibilă”, așa cum se arată în figura 3.1. Ambele modele cuprind șapte corpuri, prin care sunt modelate cutia, șasiurile celor două boghiuri și cele patru osii, legate între ele prin sisteme de tip Kelvin-Voigt cu ajutorul cărora sunt modelate cele două etaje de suspensie. În cazul modelului „cutie rigidă”, toate corpurile sunt considerate corpuri rigide. Modelul „cutie flexibilă” este un model cuplat rigid-flexibil, în care boghiurile și osiile sunt reprezentate prin corpuri rigide, iar cutia este reprezentată printr-o grindă echivalentă Euler-Bernoulli.

Modurile rigide de vibrație ale cutiei și ale boghiurilor, comune ambelor modele, sunt săltarea și galopul. Pe figura 3.1 sunt reprezentate deplasările verticale ale cutiei (z_c) și ale boghiurilor ($z_{b1,2}$) corespunzătoare săltării și unghiurile de rotație corespunzătoare galopului cutiei (θ_c), respectiv galopului boghiurilor ($\theta_{b1,2}$). Inerția cutiei și inerția boghiului în raport cu modurile rigide de vibrație ale acestora, sunt reprezentate prin masa și momentul de inerție aferente celor două corpuri, notate astfel: m_c – masa cutiei; m_b - masa boghiului; J_c - momentul de inerție al cutiei; J_b - momentul de inerție al boghiului.

Sistemul Kelvin-Voigt prin care este modelată suspensia primară aferentă unei osii are constanta elastică $2k_{zb}$ și constanta de amortizare $2c_{zb}$. Fiecare boghiu este legat la cutie prin intermediul unui sistem Kelvin-Voigt cu constanta elastică $2k_{zc}$ și constanta de amortizare $2c_{zc}$.

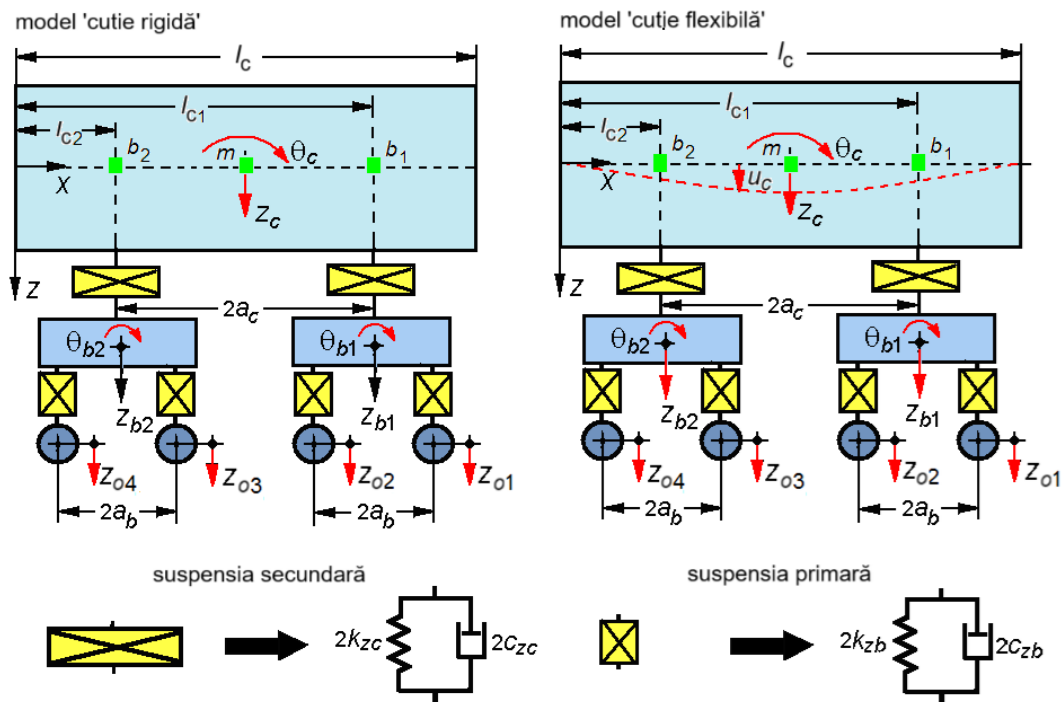


Fig. 3.1. Modelul mecanic al vehiculului feroviar: model „cutie rigidă”; model „cutie flexibilă”.

Alte elemente comune ale celor două modele, marcate pe figura 3.1, sunt lungimea cutiei, notată cu l_c , ampatamentul cutiei $2a_c$ și ampatamentul boghiului $2a_b$. Cu $l_{c1,2}$ s-au notat distanțele care fixează poziția punctelor de rezemare a cutiei pe suspensia secundară. De asemenea, pe modelul cutiei sunt marcate trei puncte, unul la mijlocul cutiei – punctul m , și alte două în dreptul boghiurilor, respectiv în dreptul punctelor de sprijin ale cutiei pe suspensia secundară – punctele b_1 și b_2 . Aceste trei puncte sunt considerate puncte relevante pentru regimul de vibrații al cutiei.

Calea de rulare se consideră rigidă, iar în această ipoteză neregularitățile verticale ale căii se transmit la osii cărora le impun deplasări verticale notate pe figura 3.1 cu $z_{o1...4}$.

3.3. Analiza regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului

Această secțiune este dedicată analizei influenței primului mod de încovoiere verticală asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar. Pentru aceasta, se utilizează rezultate obținute prin simulări numerice dezvoltate în mediul de programare Matlab pentru cele două modele mecanice ale vehiculului feroviar prezentate în secțiunea 3.2 – modelul de tip „cutie rigidă” și modelul de tip „cutie flexibilă”.

Pentru realizarea studiului propus sunt analizate, în paralel, funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației, densitatea spectrală de putere a accelerației și abaterea medie pătratică a accelerației, calculate în cele trei puncte relevante pentru regimul de vibrații al cutiei – punctul m situat la mijlocul cutiei și punctele b_1 și b_2 poziționate în dreptul celor două boghiuri, pentru valorile de referință ale parametrilor modelului numeric al vehiculului, la care se adaugă valori de analiză pentru rigiditatea la încovoiere a cutiei și pentru gradele de amortizare ale suspensiei secundare și suspensiei primare.

Frecvențele proprii ale modurilor de vibrație verticală ale cutiei corespunzătoare valorilor de referință ai parametrilor modelului numeric al vehiculului sunt: frecvența proprie a vibrațiilor de săltare $f_s = 1,17$ Hz; frecvența proprie a vibrațiilor de galop $f_g = 1,46$ Hz; frecvența proprie a încovoierii verticale $f_{iv} = 8$ Hz.

Pentru parametrii de referință ai modelului numeric al vehiculului, gradele de amortizare ale celor două etaje de suspensie au valorile: $\xi_{zc} = 0,12$ pentru suspensia secundară; $\xi_{zb} = 0,22$ pentru suspensia primară. În ceea ce privește valorile de analiză, pentru rigiditatea la încovoiere a cutiei, acestea sunt adoptate astfel încât frecvența la încovoiere a cutiei să ia valorile prezentate în Tabelul 3.1. Pentru gradele de amortizare ale celor două etaje de suspensie se adoptă 50 de valori în intervalul 0,05 ... 0,5.

Tabelul 3.1. Frecvența încovoierii verticale în funcție de rigiditatea la încovoiere a cutiei.

Rigiditatea la încovoiere a cutiei [MNm^2] $\cdot 10^3$	1,776	3,158	4,934
Frecvența încovoierii verticale a cutiei [Hz]	6	8	10

În figura 3.2 sunt prezentate funcțiile de răspuns ale accelerației cutiei la mijlocul acesteia și în dreptul celor două boghiuri, calculate pentru valorile de referință ale celor două modele ale vehiculului - modelul de tip „cutie rigidă” și modelul de tip „cutie flexibilă”, luând în considerare cazul neamortizat ($c_{zc} = 0$; $c_{zb} = 0$; $c_m = 0$). Curbele funcțiilor de răspuns astfel obținute prezintă o serie de vârfuri corespunzătoare frecvențelor de rezonanță ale modurilor de vibrație ale cutiei și mai multe minime corespunzătoare unor frecvențe de antirezonanță. Sunt evidențiate vârfurile corespunzătoare frecvențelor de rezonanță ale modurilor rigide de vibrație ale cutiei - săltare la 1,17 Hz și galop la 1,46 Hz (diagramele a și b) și ale încovoierii verticale la 8 Hz (diagrama b). Pe ambele diagrame se identifică și vârful funcțiilor de răspuns corespunzător frecvenței de rezonanță a vibrațiilor de săltare ale boghiurilor la 6,65 Hz.

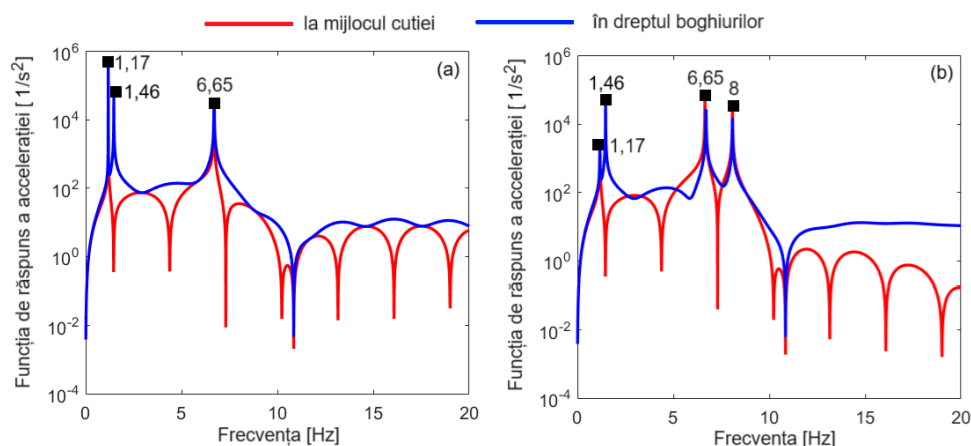


Fig. 3.2. Funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației cutiei pentru cazul neamortizat: (a) pentru modelul „cutie rigidă”; (b) pentru modelul „cutie flexibilă”.

Frecvențele de antirezonanță, care se identifică pe curba răspunsului în frecvență al cutiei sub forma unor minime, se datorează efectului de filtrare geometrică. Acest efect reprezintă o caracteristică importantă a regimului de vibrații verticale al vehiculelor feroviare.

Conform mai multor studii [16, 22, 23, 50, 72, 73], filtrarea geometrică are un caracter selectiv, în funcție de viteză, și o eficiență diferențiată de-a lungul cutiei vehiculului. Așa cum se observă pe diagramele din figura 3.2, funcția de răspuns în frecvență la mijlocul cutiei prezintă mai multe frecvențe de antirezonanță decât funcțiile de răspuns în frecvență în dreptul boghiurilor, ceea ce înseamnă că efectul de filtrare geometrică este mai eficient la mijlocul cutiei. O ultimă observație pe baza diagramei din figura 3.2 este cea legată de faptul că, în absența amortizării, răspunsul în frecvență al cutiei în dreptul celor două boghiuri este simetric.

Diagramele din figura 3.3 prezintă funcțiile de răspuns ale accelerației în punctele relevante ale cutiei pentru modelul de tip „cutie rigidă” și modelul de tip „cutie flexibilă”. Acestea au rolul de arăta că, pentru cazul amortizat, răspunsul cutiei în dreptul celor două boghiuri nu este simetric. Diferențele semnificative între funcțiile de răspuns ale accelerației în dreptul celor două boghiuri se observă în special în dreptul frecvențelor proprii ale modurilor de vibrație ale cutiei, care sunt evidențiate și aici, respectiv 1,17 Hz pentru vibrațiile de săltare, 1,46 Hz pentru vibrațiile de galop și 8 Hz pentru încovoierea verticală. De asemenea, se pot observa frecvențele de antirezonanță corespunzătoare efectului de filtrare geometrică dat de ampatamentele vehiculului.

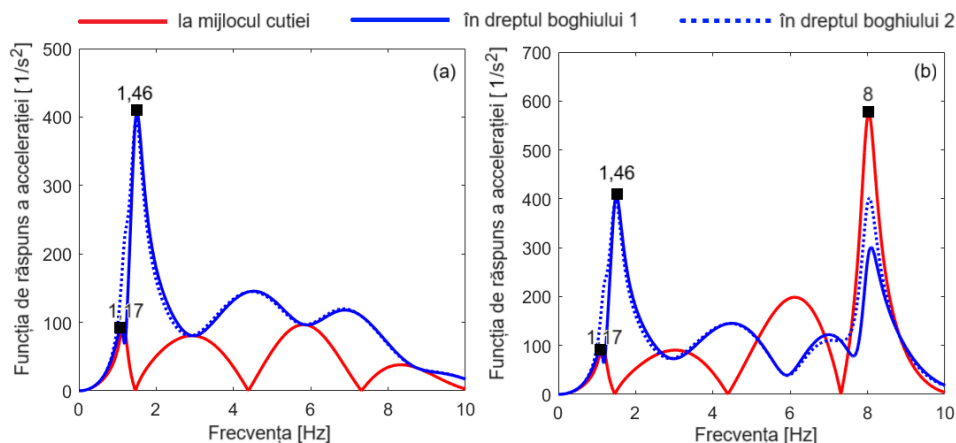


Fig. 3.3. Funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației cutiei pentru cazul amortizat: (a) pentru modelul „cutie rigidă”; (b) pentru modelul „cutie flexibilă”.

În figurile 3.4 – 3.6 este prezentată densitatea spectrală de putere a accelerației în punctele relevante pentru regimul de vibrații al cutiei – figura 3.4 în punctul situat la mijlocul cutiei, figura 3.5 în punctul situat în dreptul boghiului 1, figura 3.6 pentru punctul situat în dreptul boghiului 2, calculată pentru cele două modele ale vehiculului - modelul „cutie rigidă” (diagramele a) și modelul „cutie flexibilă” (diagramele b – pentru $f_{iv} = 6$ Hz; diagramele c – pentru $f_{iv} = 8$ Hz; diagramele d – pentru $f_{iv} = 10$ Hz).

În cazul modelului „cutie rigidă”, regimul de vibrații la mijlocul cutiei este datorat doar vibrațiilor de săltare (figura 3.4 – diagrama a). În dreptul boghiurilor se manifestă atât vibrațiile de săltare, cât și vibrațiile de galop ale cutiei, însă spectrul densității de putere este dominat de vibrațiile de galop (figurile 3.5 și 3.6 – diagramele a).

În cazul modelului „cutie flexibilă” se observă că vibrațiile de încovoiere influențează în special regimul de vibrații la mijlocul cutiei și mai puțin deasupra celor două boghiuri. Vibrațiile de încovoiere devin importante în domeniul vitezelor mari, așa cum se observă în diagramele (b) și (c) ale celor trei figuri.

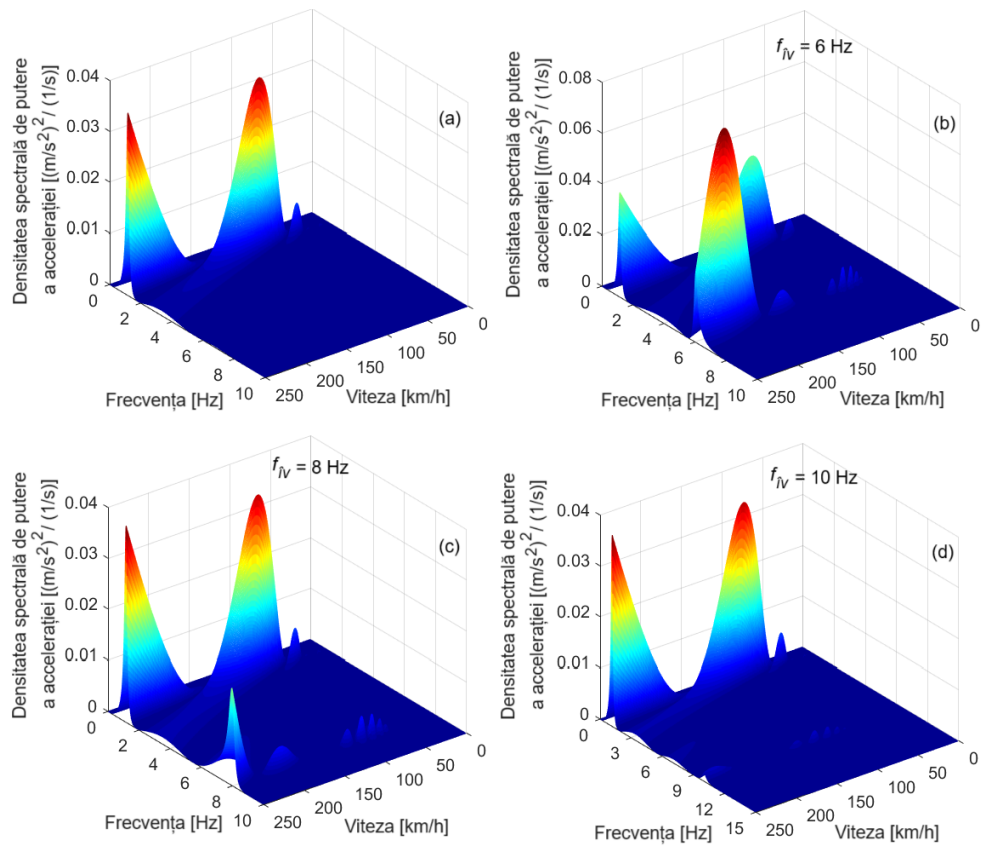


Fig. 3.4. Densitatea spectrală de putere a accelerației la mijlocul cutiei: (a) pentru modelul „cutie rigidă”; (b), (c) și (d) pentru modelul „cutie flexibilă”.

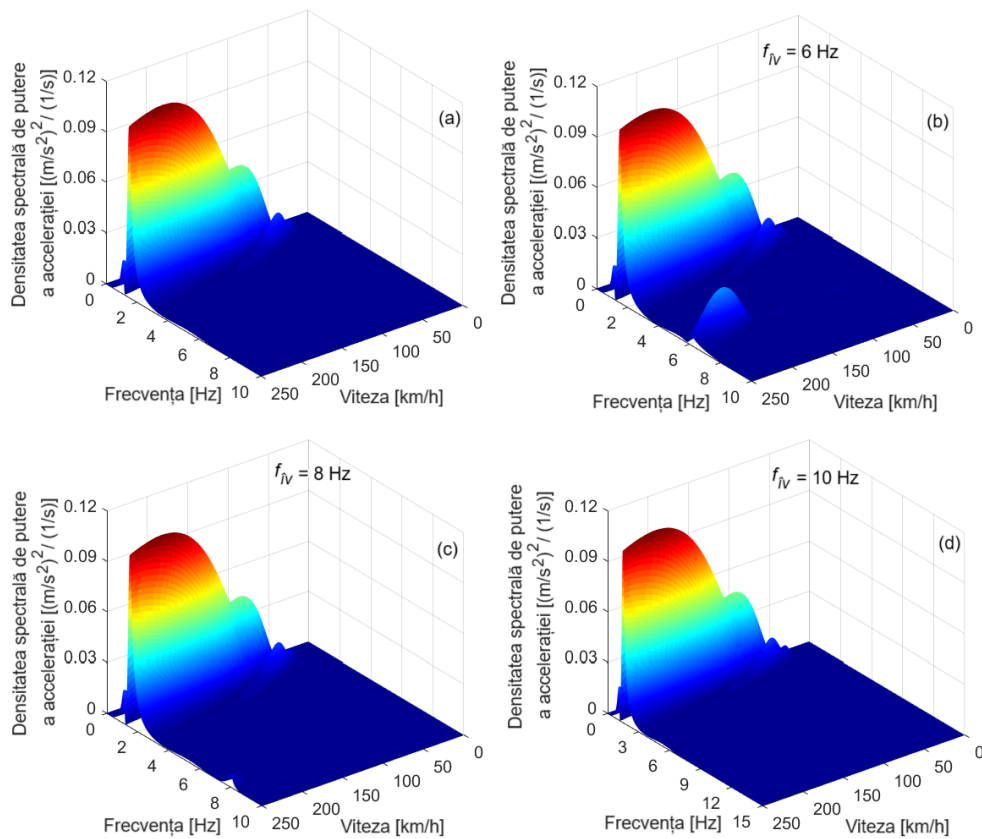


Fig. 3.5. Densitatea spectrală de putere a accelerației în dreptul boghiului 1: (a) pentru modelul „cutie rigidă”; (b), (c) și (d) pentru modelul „cutie flexibilă”.

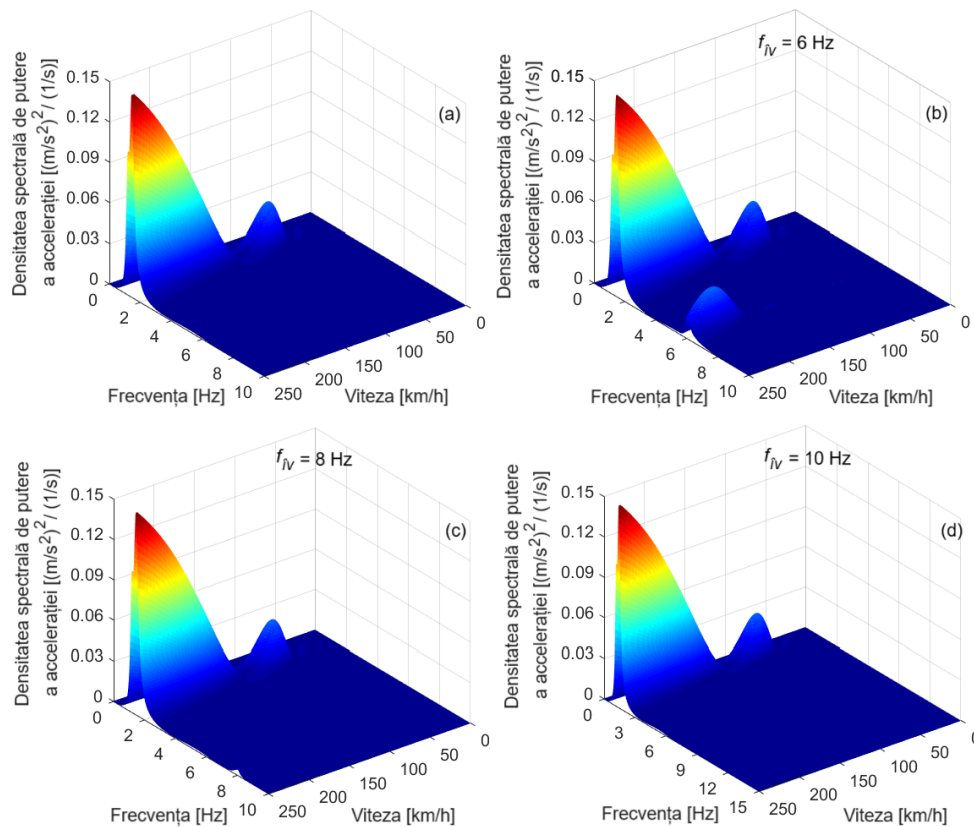


Fig. 3.6. Densitatea spectrală de putere a accelerației în dreptul boghiului 2: (a) pentru modelul „cutie rigidă”; (b), (c) și (d) pentru modelul „cutie flexibilă”.

De exemplu, conform diagramelor (b), pentru $f_{iv} = 6\text{ Hz}$, la viteze mai mari de 200 km/h, încovoierea devine modul dominant de vibrație la mijlocul cutiei (figura 3.4), iar în dreptul celor două boghiuri are o contribuție importantă (figurile 3.5 și 3.6). Ponderea vibrațiilor de încovoiere scade pe măsură ce crește rigiditatea la încovoiere a cutiei. Pentru $f_{iv} = 8\text{ Hz}$ – diagramele (c), vibrațiile de încovoiere sunt importante doar la mijlocul cutiei la viteze mari (figura 3.4), iar în dreptul boghiurilor contribuția acestora este nesemnificativă (figurile 3.5 și 3.6). Pentru $f_{iv} = 10\text{ Hz}$ - diagramele (d), ponderea vibrațiilor de încovoiere în toate punctele relevante ale cutiei este nesemnificativă (figurile 3.4 - 3.6).

Pe baza diagramelor din figurile 3.4 – 3.6 se mai pot face următoarele observații privind modurile dominante de vibrație: excluzând situația prezentată mai sus (figura 3.4 – diagrama b), la mijlocul cutiei, modul dominant de vibrație este săltarea; în dreptul boghiurilor, regimul de vibrații al cutiei este dominat de vibrațiile de galop. De asemenea, mai trebuie remarcat faptul că, pe tot intervalul de viteză, densitatea spectrală de putere prezintă o serie de minime la anumite viteze, respectiv la vitezele de filtrare geometrică. Se observă că efectul de filtrare geometrică este mai eficient la mijlocul cutiei, în anumite condiții: la frecvența de rezonanță a încovoierii verticale; la viteze mici de circulație.

Pentru a analiza influența vibrațiilor de încovoiere asupra nivelului de vibrații verticale al cutiei în corelație cu viteza se analizează diagramele din figura 3.7. Comparând valorile abaterii medii pătratice ale accelerației pentru modelul „cutie flexibilă” cu cele corespunzătoare modelului „cutie rigidă”, se observă că încovoierea verticală determină creșterea semnificativă a nivelului de vibrații doar la mijlocul cutiei.

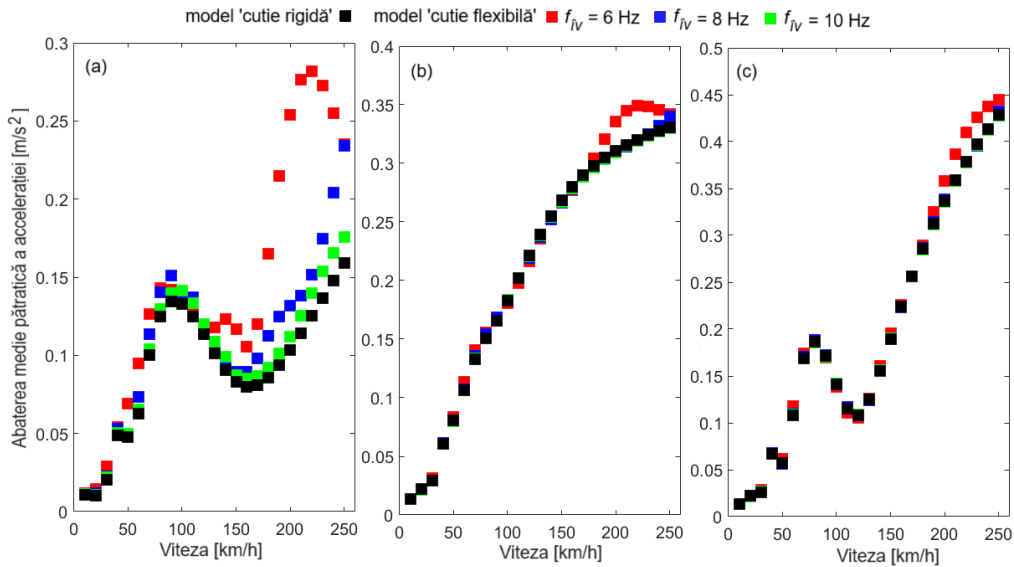


Fig. 3.7. Influența vibrațiilor de încovoiere asupra abaterii medii pătratice a accelerației cutiei în corelație cu viteza: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1; (c) în dreptul boghiului 2.

Un alt aspect interesant de analizat este legat de modul în care încovoierea verticală influențează nivelul maxim de vibrații de-a lungul cutiei. Această analiză se poate face cu ajutorul figurii 3.8, în care este prezentată abateră medie pătratică a accelerației în punctele relevante ale cutiei pentru modelul „cutie rigidă” și pentru modelul „cutie flexibilă”. În toate cele patru cazuri prezentate, nivelul maxim de vibrații al cutiei se înregistrează în unul dintre punctele situate în dreptul celor două boghiuri. Poziția punctului în care nivelul de vibrații al cutiei este maxim se modifică în funcție de viteză, fără a fi însă influențat de vibrațiile de încovoiere.

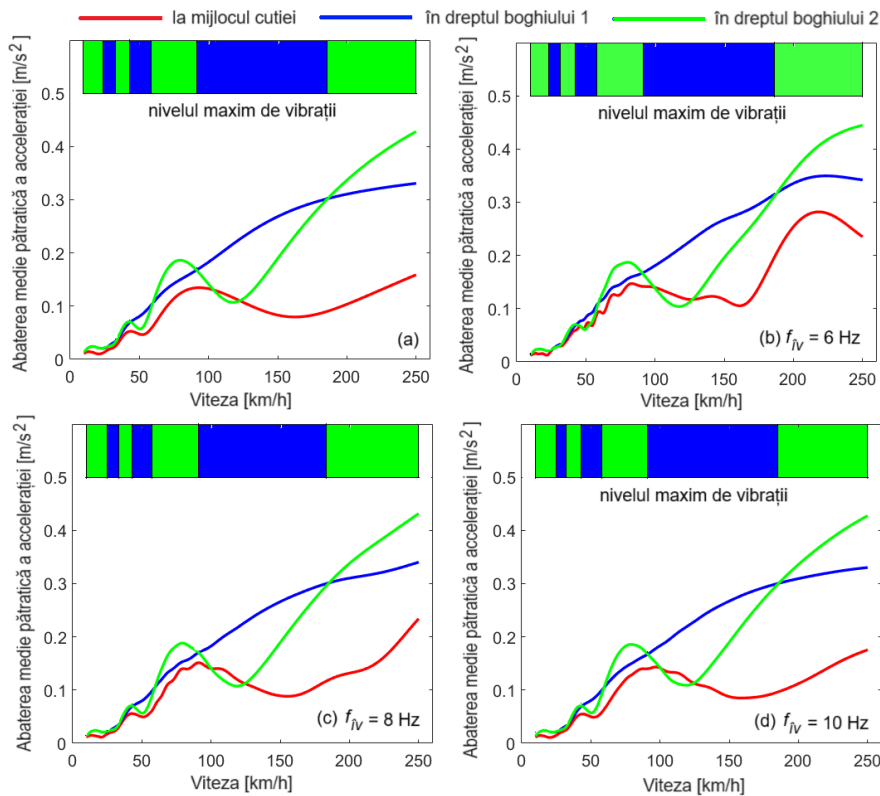


Fig. 3.8. Nivelul maxim de vibrații al cutiei: (a) pentru modelul „cutie rigidă”; (b), (c) și (d) pentru modelul „cutie flexibilă”.

Figura 3.9 evidențiază influența încovoierii verticale a cutiei asupra abaterii medii pătratice a accelerației în corelație cu gradul de amortizare a suspensiei secundare. Se observă că în cazul ambelor modele ale vehiculului - modelul „cutie rigidă”, respectiv model „cutie flexibilă”, la creșterea gradului de amortizare a suspensiei secundare până la o anumită valoare, abaterea medie a accelerației scade continuu până atinge un minim. Această valoare depinde de poziția punctului relevant pentru regimul de vibrații al cutiei și de tipul modelului - model „cutie rigidă” sau model „cutie flexibilă”.

Diagramele din figura 3.10 evidențiază influența încovoierii verticale a cutiei asupra abaterii medii pătratice a accelerației, în corelație cu gradul de amortizare a suspensiei primare. Rezultatele prezentate arată că atât în cazul modelului „cutie rigidă”, cât și în cazul modelului „cutie flexibilă”, abaterea medie pătratică a accelerației scade continuu la creșterea amortizării suspensiei primare.

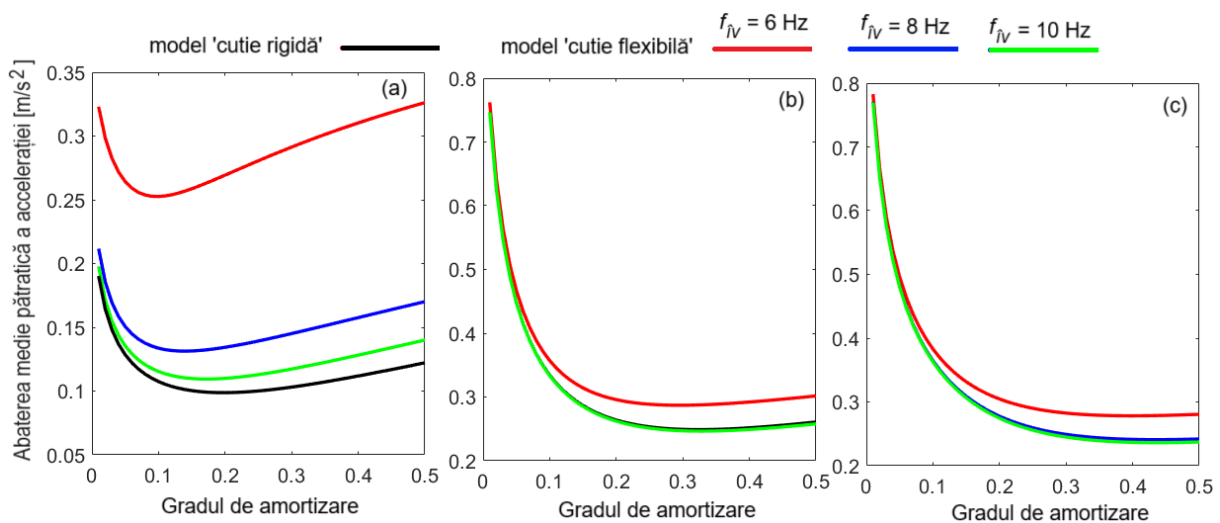


Fig. 3.9. Influența vibrațiilor de încovoiere asupra abaterii medii pătratice a accelerației cutiei în corelație cu gradul de amortizare a suspensiei secundare: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1; (c) în dreptul boghiului 2.

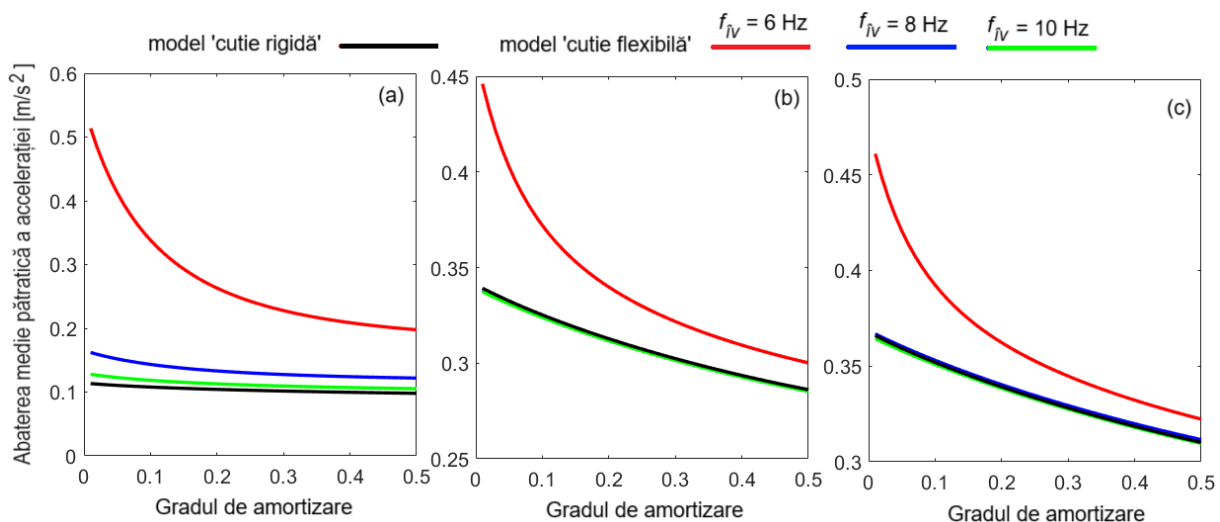


Fig. 3.10. Influența vibrațiilor de încovoiere asupra abaterii medii pătratice a accelerației cutiei în corelație cu gradul de amortizare a suspensiei primare: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1; (c) în dreptul boghiului 2.

Influența încovoierii verticale a cutiei se observă în rata de scădere a abaterii medii pătratice a accelerației. În cazul modelului „cutie rigidă”, rata de scădere a abaterii medii pătratice a accelerației este mai mare deasupra celor două boghiuri decât la mijlocul cutiei. În schimb, în cazul modelului „cutie flexibilă”, rata de scădere a abaterii medii pătratice a accelerației este mai mare la mijlocul cutiei pentru oricare dintre cele trei situații considerate. Comparând rezultatele obținute pentru modelul „cutie flexibilă” cu cele corespunzătoare modelului „cutie rigidă”, se observă că, la mijlocul cutiei, rata de scădere a abaterii medii pătratice a accelerației este întotdeauna semnificativ mai mare în cazul modelului „cutie flexibilă”. În schimb, în dreptul celor două boghiuri, ratele de scădere a abaterii medii pătratice a accelerației în cazul modelului „cutie flexibilă” sunt practic egale cu cele corespunzătoare modelului „cutie rigidă”.

4. Studiu privind influența modelului suspensiei în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar

4.1. Introducere

În acest capitol este investigată influența modelului suspensiei secundare asupra regimului de vibrații verticale al cutiei evaluat pe baza rezultatelor simulărilor numerice [11]. Aplicațiile de simulare numerică sunt dezvoltate pe baza unui model al vehiculului feroviar de tip cuplat rigid-flexibil, cu șapte grade de libertate, corespunzătoare modurilor de vibrație verticală ale cutiei – săltarea, galopul și primul mod de încovoiere verticală, și modurilor de vibrație verticală ale boghiurilor – săltarea și galopul.

În modelul vehiculului sunt integrate patru modele diferite ale suspensiei secundare. Primul model este un model simplu, considerat model de referință, format dintr-un singur sistem Kelvin-Voigt pentru translație verticală prin care este reprezentată rigiditatea și amortizarea verticală a suspensiei secundare. Celelalte trei modele sunt modele de analiză, care sunt obținute prin compunerea în diferite variante a modelului de referință cu sisteme prin care vibrațiile de galop ale boghiurilor se transmit la cutie, influențând regimul de vibrații al acesteia. Primul model de analiză este format din modelul de referință și un sistem Kelvin-Voigt pentru rotație care preia deplasarea relativă unghiulară dintre cutie și boghiu. Al doilea model de analiză este format din modelul de referință și un sistem Kelvin-Voigt pentru translație longitudinală care modelează sistemul de transmitere a forțelor longitudinale dintre cutie și boghiu. Cel de-al treilea model de analiză reunește toate cele trei sisteme Kelvin-Voigt descrise mai sus - sistemul Kelvin-Voigt pentru translație verticală, sistemul Kelvin-Voigt pentru rotație și sistemul Kelvin-Voigt pentru translație longitudinală.

Evaluarea influenței modelului suspensiei secundare asupra comportamentului la vibrații verticale ale cutiei vehiculului feroviar se realizează pe baza funcțiilor de răspuns în frecvență ale accelerației, densității spectrale de putere a accelerației și abaterii medii pătratice a accelerației. În context, se analizează influența rigidității sistemului pentru rotație și a sistemului longitudinal asupra regimului de vibrații al cutiei.

4.2. Modelul mecanic al vehiculului feroviar

În figura 4.1 este prezentat modelul mecanic pentru studiul vibrațiilor verticale ale unui vehicul feroviar de călători, pe patru osii, cu două etaje de suspensie, care se deplasează cu viteză constantă V pe o cale cu neregularități verticale. Cu excepția modelului suspensiei secundare, acest model este asemănător cu modelul „cutie flexibilă” prezentat în Capitolul 3. Modelul vehiculului este un model de tip cuplat, rigid-flexibil, în care cutia vehiculului este modelată printr-o grindă echivalentă liberă la capete, de secțiune constantă și masa uniform distribuită, de tip Euler-Bernoulli, iar șasiurile celor două boghiuri și cele patru osii sunt reprezentate prin corpuri rigide.

Pentru a da un caracter uniform lucrării, s-au menținut aceleași notații ca și cele utilizate în Capitolul 3. Astfel, pe figura 4.1 sunt marcate deplasările verticale ale cutiei și ale boghiurilor corespunzătoare vibrațiilor de săltare notate după cum urmează: z_c – deplasarea verticală a cutiei; z_{b1} și z_{b2} – deplasările verticale ale celor două boghiuri. Unghiurile de rotație corespunzătoare vibrațiilor de galop sunt notate cu θ_c pentru cutie, respectiv cu θ_{b1} și θ_{b2} pentru boghiuri. Deplasarea verticală u_c a unei secțiuni a cutiei aflată la distanța x_c de originea sistemului de referință la momentul de timp t , rezultată prin suprapunerea celor trei moduri de vibrație ale cutiei – săltarea, galopul și primul mod de încovoiere verticală.

Alte notații comune modelelor prezentate în figura 3.1 și 4.1 sunt lungimea cutiei l_c , ampatamentul cutiei $2a_c$ și ampatamentul boghiului $2a_b$. Cu $l_{c1,2}$ s-au notat distanțele de la sistemul de referință atașat cutiei la punctele de sprijin ale acesteia pe suspensia secundară. Aceste distanțe fixează poziția punctelor relevante pentru regimul de vibrații al cutiei, notate pe figura 4.1 cu b_1 și b_2 . Cel de-al treilea punct relevant pentru evaluarea regimului de vibrații al cutiei este punctul marcat la mijlocul cutiei și notat cu m .

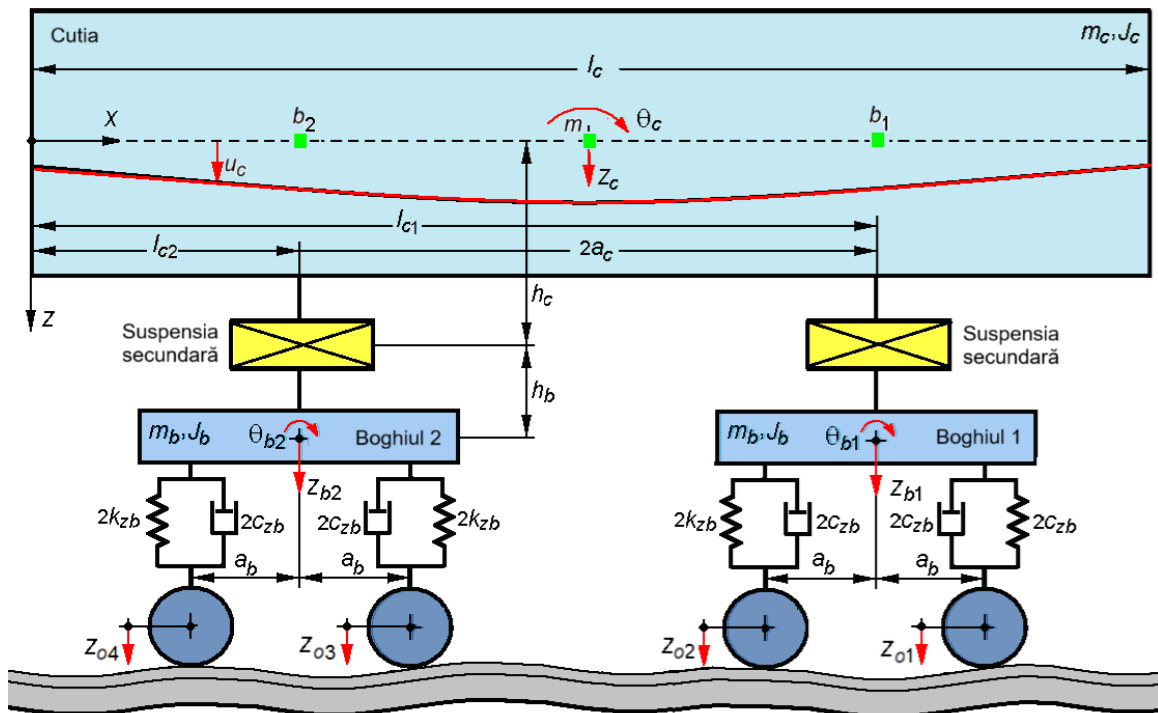


Fig. 4.1. Modelul mecanic al vehiculului feroviar [11].

Masa cutiei și masa unui boghiu sunt notate cu m_c , respectiv m_b , iar momentele de inerție ale celor două corpuri sunt J_c - momentul de inerție al cutiei și J_b - momentul de inerție al boghiului.

Admițând în continuare ipoteza căii perfect rigide, neregularitățile verticale ale căii se transmit direct la osii, imprimând acestora mișcări în plan vertical notate cu $z_{o1...4}$.

Ca și în cazul modelului mecanic al vehiculului din Capitolul 3, suspensia primară corespunzătoare unei osii este modelată printr-un sistem Kelvin-Voigt pentru translație pe direcție verticală, având constanta elastică $2k_{zc}$ și constanta de amortizare $2c_{zc}$.

Diferențele dintre modelul mecanic al vehiculului prezentat în capitolul precedent și cel din acest capitol se regăsește în modelul suspensiei secundare. Aici, suspensia secundară este reprezentată prin patru modele diferite, un model de referință și trei modele de analiză (figura 4.2).

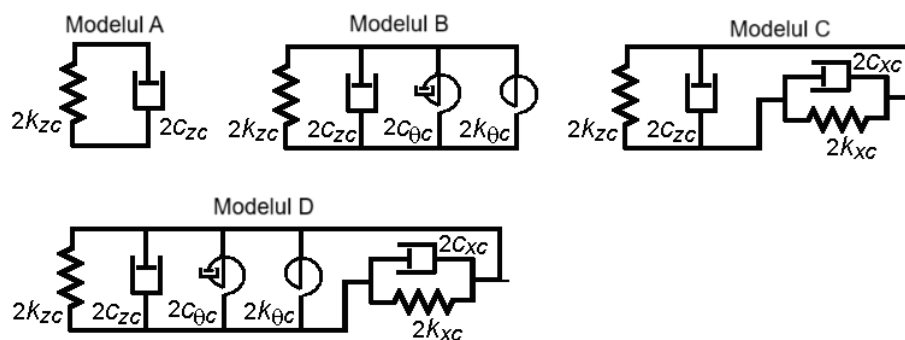


Fig. 4.2. Modelul suspensiei secundare [11].

Primul model (modelul A) este un model simplu, de referință, format dintr-un sistem Kelvin-Voigt, pentru translație pe direcție verticală, având rigiditatea $2k_{zc}$ și constanta de amortizare $2c_{zc}$. Al doilea model (modelul B) este format din modelul A și un sistem Kelvin-Voigt pentru rotație, cu rigiditatea unghiulară $2k_{\theta c}$ și constanta de amortizare $2c_{\theta c}$, care preia deplasarea unghiulară relativă dintre cutie și boghiu. Modelul C rezultă prin compunerea modelului A cu un sistem Kelvin-Voigt pentru translație pe direcție longitudinală, care modelează sistemul de transmitere a forțelor longitudinale dintre cutie și boghiu. Acest sistem este poziționat la distanța h_c de fibra medie a cutiei și la distanța h_b de centrul de greutate al boghiului și are constanta elastică $2k_{xc}$ și constanta de amortizare $2c_{xc}$. Cel de-al patrulea model (modelul D) este un model complet, format din trei sisteme Kelvin-Voigt, pentru translație verticală, pentru rotație și pentru translație longitudinală.

4.3. Analiza regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului

În această secțiune sunt prezentate rezultatele simulărilor numerice privind influența modelului suspensiei secundare asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar. Evaluarea regimului de vibrații verticale al cutiei se realizează pe baza funcțiilor de răspuns în frecvență ale accelerației, densității spectrale de putere a accelerației și abaterii medii pătratice a accelerației, pentru cele patru modele ale suspensiei secundare – modelul A, modelul B, modelul C și modelul D. Modelul A este considerat modelul de referință, iar modelele B, C și D sunt modelele de analiză.

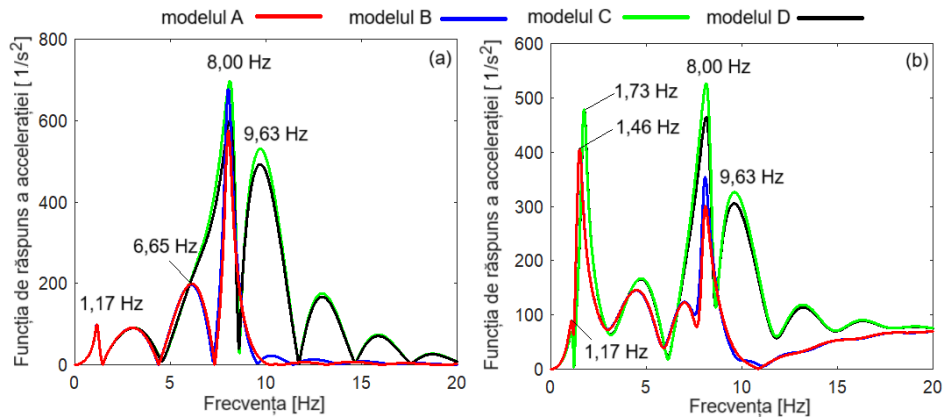


Fig. 4.3. Funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației cutiei:
(a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

În figura 4.3 sunt prezentate funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației în două dintre punctele relevante pentru regimul de vibrații al cutiei, respectiv la mijlocul acesteia (diagrama a) și în dreptul boghiului 1 (diagrama b), pentru cele patru modele ale suspensiei secundare. Rezultatele prezentate au fost obținute pentru valorile de referință ale parametrilor modelului numeric al vehiculului. Pe ambele diagrame se remarcă vârfurile corespunzătoare frecvențelor proprii ale modurilor de vibrație ale vehiculului, precum și o serie de minime ale funcțiilor de răspuns corespunzătoare efectului de filtrare geometrică. Valorile frecvențelor proprii ale modurilor de vibrație ale cutiei și boghiurilor sunt centralizate în Tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. Frecvențele proprii ale modurilor de vibrație ale cutiei și boghiurilor.

Modul de vibrație	Modelul suspensiei secundare	Frecvența [Hz]
Săltarea cutiei	Modelul A, Modelul B, Modelul C, Modelul D	1,17
Galopul cutiei	Modelul A, Modelul B	1,46
	Modelul C, Modelul D	1,73
Încovoierea cutiei	Modelul A, Modelul B, Modelul C, Modelul D	8,00
Săltarea boghiului	Modelul A, Modelul B, Modelul C, Modelul D	6,65
Galopul boghiului	Modelul A, Modelul B, Modelul C, Modelul D	9,63

Se observă că frecvențele proprii ale vibrațiilor de săltare și încovoiere verticală ale cutiei și frecvențele proprii ale vibrațiilor de săltare și galop ale boghiului nu se modifică pentru niciunul dintre cele trei modele de analiză în raport cu modelul de referință A. Frecvența proprie a vibrațiilor de galop ale cutiei se menține la 1,46 Hz în cazul modelului B. Prin introducerea sistemului longitudinal în modelul suspensiei secundare, respectiv în modelele C și D, frecvența proprie a vibrațiilor de galop ale cutiei crește la 1,72 Hz.

Din punctul de vedere al nivelului de vibrații al cutiei, influența modelului suspensiei se manifestă la frecvența de 8 Hz – frecvența proprie a vibrațiilor de încovoiere verticală a cutiei, pentru toate cele trei modele de analiză. Vibrațiile de galop ale cutiei sunt influențate doar în cazul modelelor C și D ale suspensiei secundare. Acest lucru poate fi explicat printr-un slab cuplaj între vibrațiile de galop ale boghiurilor și vibrațiile de galop ale cutiei în cazul modelului B al suspensiei secundare. De asemenea, se remarcă că

nivelul de vibrații al cutiei crește semnificativ la frecvența de 9,63 Hz – frecvența proprie a vibrațiilor de galop ale boghiului, doar în cazul modelelor C și D ale suspensiei. Concluzia este că sistemul longitudinal din suspensia secundară este cel care are o contribuție importantă în transmiterea vibrațiilor de galop ale boghiurilor la cutie, în timp ce sistemul de rotație contribuie într-o mai mică măsură. În cadrul modelului D, contribuția celor două sisteme nu se cumulează, din cauza faptului că cele două sisteme lucrează în antifază. Toate aceste observații se evidențiază și în cazul densității spectrale de putere a accelerației în cele două puncte relevante ale cutiei, la viteza de 200 km/h, prezentată în diagramele din figura 4.4.

Conform diagramei (a) a figurii 4.4, la mijlocul cutiei, modelul suspensiei secundare influențează nivelul de vibrații la frecvențele proprii ale încovoierii verticale a cutiei și galopului boghiului. La frecvența încovoierii verticale, la 8 Hz, toate cele trei modele de analiză – modelul B, modelul C și modelul D, conduc la creșterea nivelului de vibrații al cutiei în raport cu modelul de referință A. La frecvența de galop a boghiului, la 9,63 Hz, doar modelele de analiză C și D influențează sensibil nivelul de vibrații al cutiei, care crește în raport cu nivelul de vibrații corespunzător modelului de referință A. Așa cum s-a arătat și mai sus, în dreptul boghiului (diagrama b), modelele C și D ale suspensiei secundare influențează frecvența proprie a galopului cutiei, care crește de la 1,46 Hz la 1,73 Hz din cauza sistemului longitudinal. Având ca bază aceste ultime observații, este interesant de analizat modul în care rigiditatea sistemului pentru rotație, respectiv rigiditatea sistemului longitudinal, influențează regimul de vibrații al cutiei la frecvențele proprii ale încovoierii verticale a cutiei, galopului boghiului și galopului cutiei.

Diagramele din figura 4.5 arată influența rigidității sistemului pentru rotație cuprins în modelul B al suspensiei secundare, respectiv în modelul D, asupra nivelului de vibrații al cutiei, la mijlocul acesteia și în dreptul boghiului, la frecvența proprie a încovoierii verticale a cutiei (8 Hz) și la frecvența proprie a galopului boghiului (9,63 Hz), pentru viteza de 200 km/h. Creșterea rigidității sistemului pentru rotație din modelul B al suspensiei secundare conduce la creșterea nivelului de vibrații al cutiei la frecvența de 8 Hz. În cadrul modelului D, în care este inclus și sistemul longitudinal ($k_{xc} = 10 \text{ MN/m}$), creșterea rigidității sistemului pentru rotație are ca rezultat reducerea nivelului de vibrații al cutiei atât la frecvența de 8 Hz, cât și la 9,63 Hz, ca urmare a efectului de compensare datorat acțiunii contrare a celor două sisteme care lucrează în antifază.

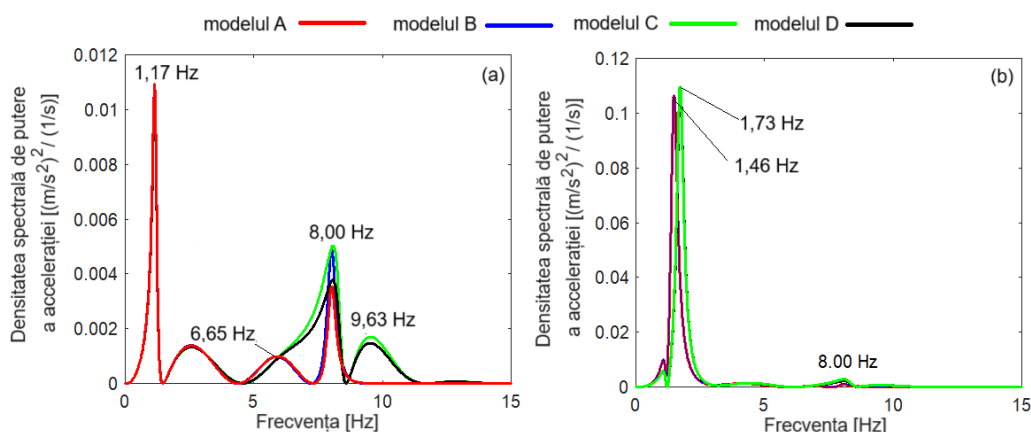


Fig. 4.4. Densitatea spectrală de putere a accelerației la viteza de 200 km/h:
(a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

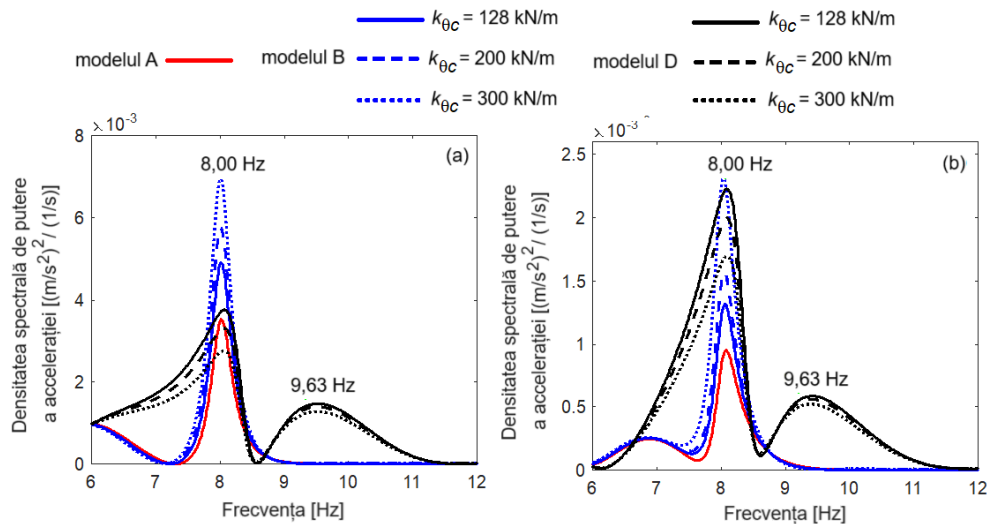


Fig. 4.5. Influența rigidității unghiulare a suspensiei secundare asupra densității spectrale de putere a accelerației: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

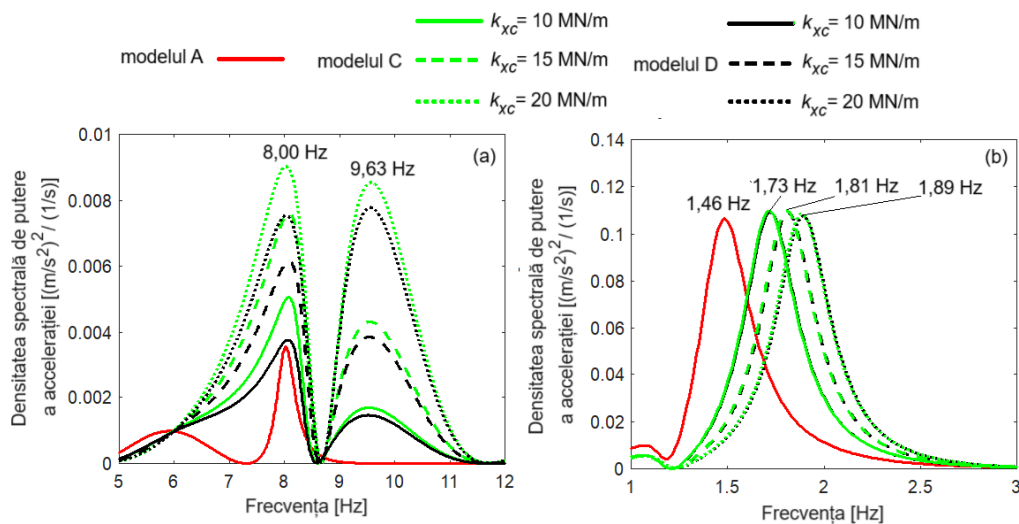


Fig. 4.6. Influența rigidității longitudinale a suspensiei secundare asupra densității spectrale de putere a accelerației: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

Pe baza diagramei (a) din figura 4.6 se analizează influența rigidității sistemului longitudinal, cuprins în modelul C al suspensiei secundare, asupra nivelului de vibrații la mijlocul cutiei la frecvența proprie a încovoierii verticale a cutiei și la frecvența proprie a vibrațiilor de galop ale boghiului. La creșterea rigidității sistemului longitudinal se obțin creșteri importante ale nivelului de vibrații la ambele frecvențe proprii. Diagrama (b) a figurii 4.6, în care este prezentată densitatea spectrală de putere a accelerației cutiei în dreptul boghiului, evidențiază creșterea frecvenței proprii a vibrațiilor de galop ale cutiei la creșterea rigidității sistemului longitudinal din modelul C al suspensiei secundare de la 1,72 Hz (pentru $k_{xc} = 10$ MN/m), la 1,81 Hz (pentru $k_{xc} = 15$ MN/m), respectiv la 1,89 Hz (pentru $k_{xc} = 20$ MN/m), fără modificări importante ale nivelului de vibrații al cutiei.

În figura 4.7 este prezentată abaterea medie pătratică a accelerației la mijlocul cutiei și în dreptul boghiului, calculată pe intervalul de viteză 10 ... 250 km/h, pentru parametrii de referință ai modelului numeric al vehiculului feroviar. Se observă și aici efectul filtrării geometrice asupra abaterii medii pătratice a accelerației cutiei, care nu crește continuu cu viteza.

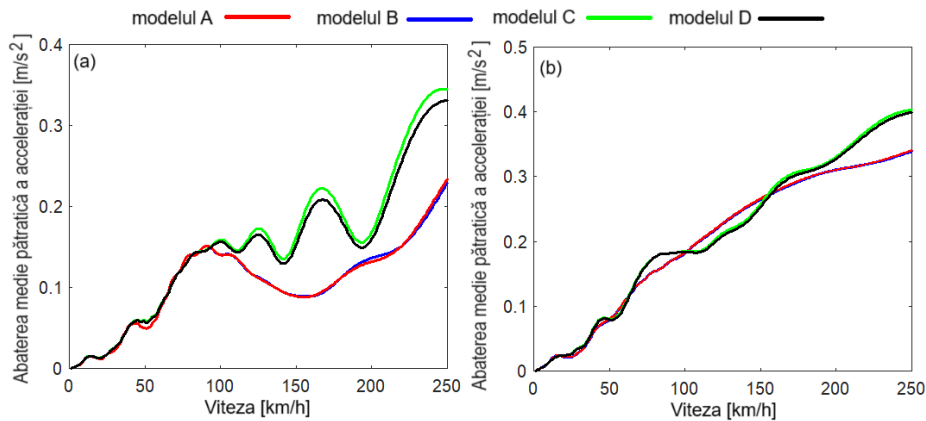


Fig. 4.7. Abaterea medie pătratică a accelerației: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

În ceea ce privește influența modelului suspensiei secundare asupra comportamentului la vibrații al cutiei se evidențiază faptul că sistemul de rotație la galop inclus în modelul B al suspensiei nu afectează semnificativ nivelul de vibrații verticale al cutiei. Influența sistemului longitudinal din modelul C al suspensiei asupra nivelului de vibrații al cutiei se manifestă mai pregnant la mijlocul cutiei la viteze mai mari de 100 km/h. În dreptul boghiului, influența modelului C al suspensiei asupra nivelului de vibrații se observă la viteze mai mari de 200 km/h. De exemplu, la mijlocul cutiei, la viteza de 165 km/h, accelerația calculată pentru modelul C este cu cca. 140% mai mare decât accelerația obținută pentru modelul de referință A, iar la viteza de 250 km/h cu 47% mai mare. În dreptul boghiului, la viteza de 165 km/h, abaterea medie pătratică pentru modelul C este cu 4,9 % mai mare decât pentru modelul A, iar la viteza de 250 km/h cu 18,5%. Valorile abaterii medii pătratice a accelerației în cazul modelului D nu sunt sensibil diferite față de cele corespunzătoare modelului C.

Așa cum se observă în figura 4.8, creșterea rigidității sistemului de rotație nu afectează notabil valorile abaterii medii pătratice a accelerației corespunzătoare modelului B, iar în cazul modelului D, reducerea nivelului de vibrații este modestă. De exemplu, la mijlocul cutiei, la creșterea rigidității $k_{\theta c}$ de la 128 kN/m la 300 kN/m, abaterea medie pătratică a accelerației pentru modelul D scade de la 0,20 m/s² la 0,19 m/s² la viteza de 165 km/h, respectiv de la 0,33 m/s² la 0,32 m/s² pentru viteza de 250 km/h.

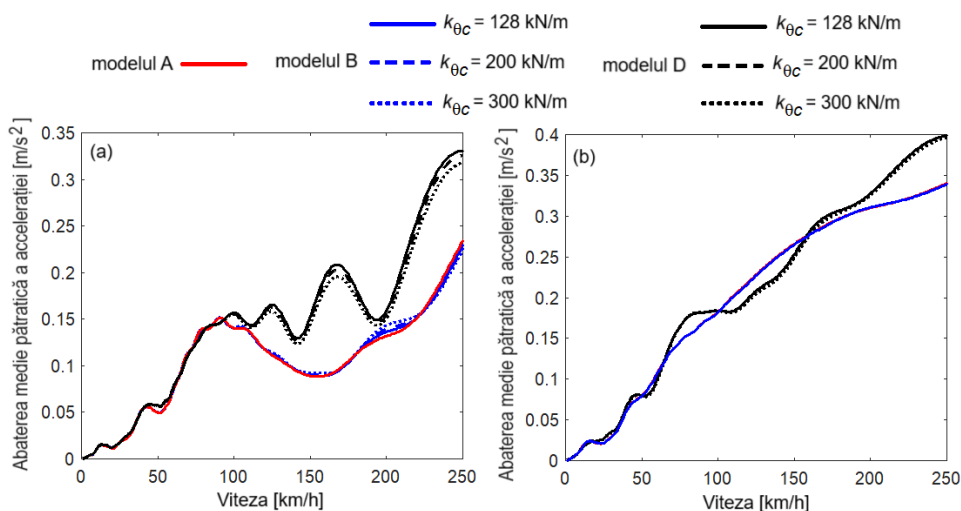


Fig. 4.8. Influența rigidității unghiulare a suspensiei secundare asupra abaterii medii pătratice a accelerației: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

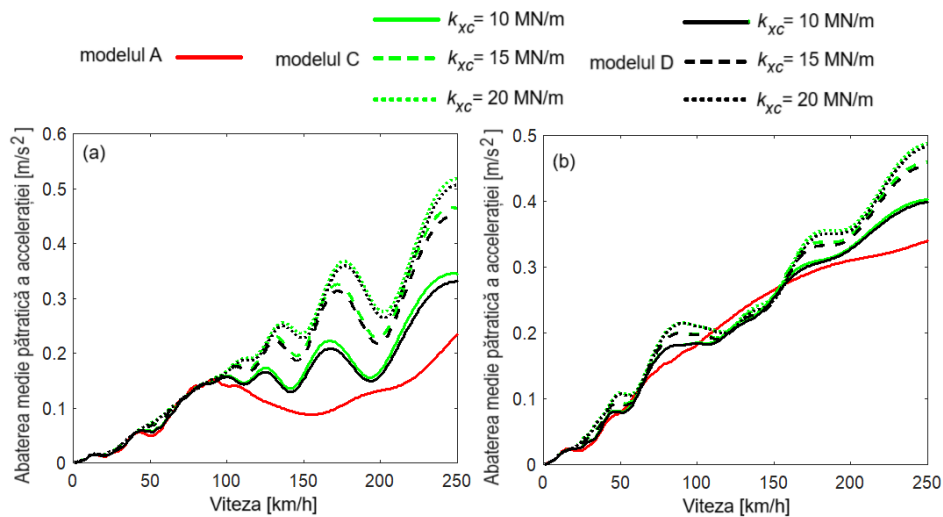


Fig. 4.9. Influența rigidității longitudinale a suspensiei secundare asupra abaterii medii pătratică a accelerației: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

Influența rigidității sistemului longitudinal, inclus în modelele C și D ale suspensiei secundare, asupra abaterii medii pătratică a accelerației este evidențiată în figura 4.9. Așa cum s-a arătat anterior, influența sistemului longitudinal asupra nivelului de vibrații al cutiei se manifestă în special la viteze mari, iar creșterea rigidității acestui sistem sporește și mai mult acest efect. La mijlocul cutiei, la creșterea rigidității k_{xc} de la 10 MN/m la 20 MN/m, la viteza de 165 km/h, accelerația crește de la 0,22 m/s² la 0,32 m/s², iar la viteza de 250 km/h, accelerația crește de la 0,34 m/s² la 0,52 m/s². În dreptul boghiului, la viteza de 165 km/h, accelerația cutiei crește de la 0,29 m/s² la 0,32 m/s², iar la viteza de 250 km/h de la 0,40 m/s² la 0,79 m/s².

5. Studiu privind influența modelului căii de rulare în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar

5.1. Introducere

În acest capitol este analizată influența modelului căii de rulare asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar evaluat pe baza rezultatelor obținute prin simulări numerice. Pentru aceasta, sunt comparate funcțiile de răspuns în frecvență, densitatea spectrală de putere și abaterea medie pătratică a accelerației cutiei pentru două modele ale sistemului vehicul – cale de rulare, respectiv modelul „cale rigidă” și modelul „cale elastică”. Modelul denumit aici „cale rigidă” este de fapt modelul sistemului vehicul – cale de rulare prezentat în Capitolul 4 (figura 4.1) în care suspensia secundară este reprezentată prin modelul C. Modelul „cale elastică” este dezvoltat în cadrul acestui capitol și include modelul de tip cuplat rigid-flexibil al vehiculului, introdus în capitolele anterioare, și calea care este reprezentată printr-un model echivalent cu parametri concentrați.

Modelul „cale elastică” este un model cu 15 grade de libertate, corespunzătoare modurilor de vibrație verticală ale cutiei – săltarea, galopul și primul mod de încovoiere verticală, modurilor de vibrație verticală ale boghiurilor – săltarea și galopul, și deplasărilor verticale ale roților și ale șinelor. Acest model este descris în detaliu în următoarea secțiune, care cuprinde și ecuațiile de mișcare ale corpurilor ce compun sistemul vehicul – cale de rulare. Capitolul este structurat în continuare, ca și capitolele 3 și 4, pe secțiuni dedicate prezentării relațiilor de calcul ale funcțiilor de răspuns în frecvență, densității spectrale de putere a accelerației și abaterii medii pătratice a accelerației în punctele relevante ale regimului de vibrații al cutiei. În ultima secțiune sunt analizate rezultatele simulărilor numerice pentru cele două modele ale sistemului vehicul – cale, iar concluzia generală este că influența modelului căii se manifestă în domeniul frecvențelor mai mari de 20 Hz, respectiv în afara domeniului de frecvență de interes pentru vibrațiile verticale ale cutiei vehiculului.

5.2. Modelul mecanic al sistemului vehicul – cale de rulare

În figura 5.1 este prezentat modelul mecanic al sistemului vehicul – cale de rulare pentru studiul influenței modelului căii asupra regimului de vibrații verticale al cutiei unui vehicul feroviar. Ca și în capitolele anterioare, se consideră cazul unui vehicul de călători pe patru osii, cu două etaje de suspensie, care se deplasează cu viteză constantă V pe o cale cu neregularități verticale.

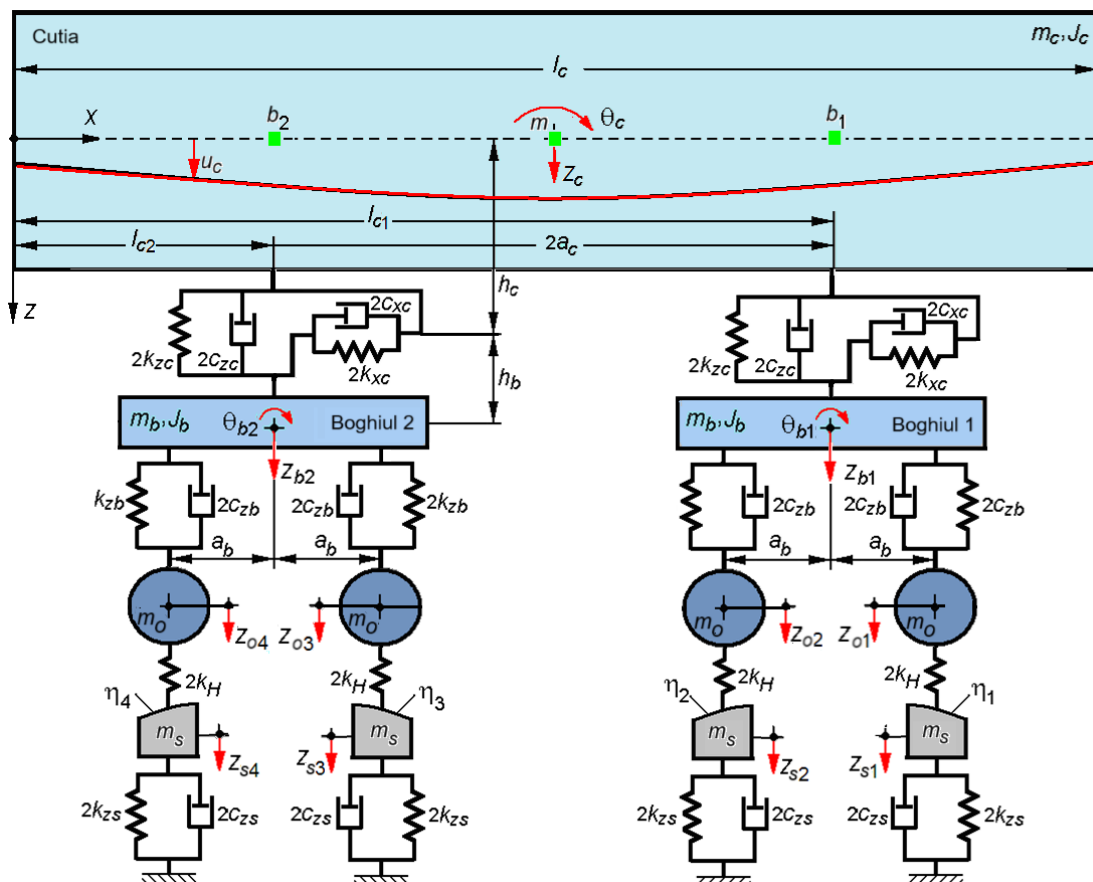


Fig. 5.1. Modelul mecanic al sistemului vehicul – cale de rulare.

Se observă că modelul vehiculului este asemănător modelului din Capitolul 4, în care suspensia secundară este reprezentată prin modelul C. Deosebiriile dintre cele două modele decurg din faptul că aici se ia în considerare contactul elastic dintre roată și șină, care este modelat prin elemente elastice cu caracteristică liniară de rigiditate $2k_H$. Astfel, osiile, de masă m_o , efectuează deplasări verticale, notate cu $z_{o1...4}$.

Neglijând, în domeniul de frecvență specific vibrațiilor verticale ale vehiculului, efectele de cuplaj dintre roți cauzate de propagarea undelor de încovoiere prin șine, pentru cale se adoptă un model echivalent cu parametri concentrați. În dreptul fiecărei osii, calea este reprezentată printr-un sistem cu un grad de libertate pe direcție verticală, deplasarea corespunzătoare fiind notată cu $z_{s1...4}$. Modelul echivalent al căii are masa m_s , rigiditatea $2k_{zs}$ și constanta de amortizare $2c_{zs}$. Neregularitățile verticale ale căii în dreptul fiecărei roți sunt notate cu $\eta_{1...4}$. Celelalte notații marcate pe figura 5.8 sunt aceleași cu cele introduse în Capitolele 3 și 4.

5.3. Analiza regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului

În această secțiune se analizează influența modelului căii asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar. Pentru aceasta, se utilizează rezultate obținute prin simulări numerice pentru modelul sistemului vehicul – cale de rulare prezentat în figura 5.1, care sunt comparate cu rezultatele simulărilor numerice obținute pentru modelul sistemului vehicul – cale de rulare prezentat în figura 4.1 în care suspensia secundară este reprezentată prin modelul C. Pentru a simplifica modul de prezentare, în continuare cele două modele vor fi denumite după cum urmează: modelul „cale rigidă” și modelul „cale elastică”. Pentru evaluarea regimului de vibrații verticale al cutiei sunt analizate, în paralel pentru cele două modele, funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației, densitatea spectrală de putere a accelerației și abaterea medie pătratică a accelerației, în cele trei puncte relevante pentru regimul de vibrații al cutiei – punctul m situat la mijlocul cutiei și punctele b_1 și b_2 poziționate în dreptul celor două boghiuri.

Frecvențele proprii ale modurilor de vibrație verticală ale cutiei și ale boghiurilor corespunzătoare valorilor de referință ai parametrilor modelului numeric al vehiculului sunt centralizate în Tabelul 5.1.

Tabelul 5.1. Frecvențele proprii ale modurilor de vibrație ale cutiei și boghiurilor.

Modul de vibrație	Frecvența [Hz]
Vibrațiile de săltare ale cutiei	1,17
Vibrațiile de galop ale cutiei	1,73
Vibrațiile de încovoiere verticală a cutiei	8,00
Vibrațiile de săltare ale boghiului	6,65
Vibrațiile de galop ale boghiului	9,63

Frecvențele proprii ale vehiculului sunt evidențiate și în figurile 5.2 și 5.3, în care sunt reprezentate funcțiile de răspuns ale accelerației cutiei la mijlocul acesteia și în dreptul celor două boghiuri, pentru celor două modele ale sistemului vehicul – cale de rulare, respectiv modelul „cale rigidă” și modelul „cale elastică”.

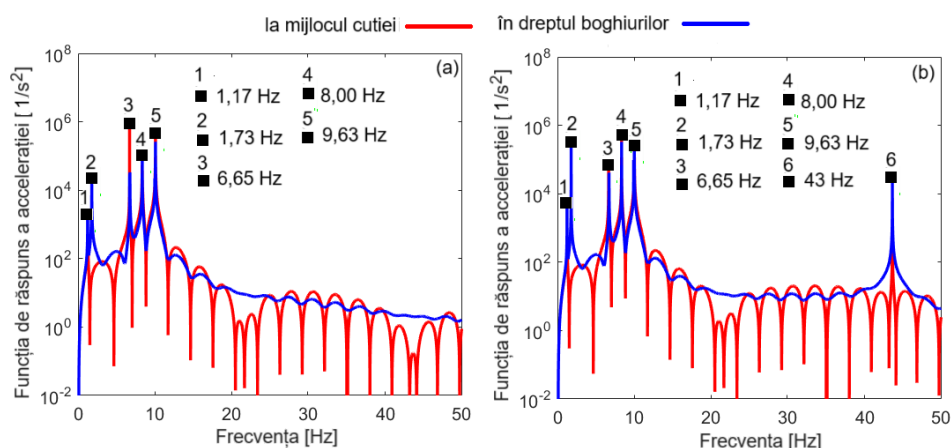


Fig. 5.2. Funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației cutiei pentru cazul neamortizat: (a) pentru modelul „cale rigidă”; (b) pentru modelul „cale elastică”.

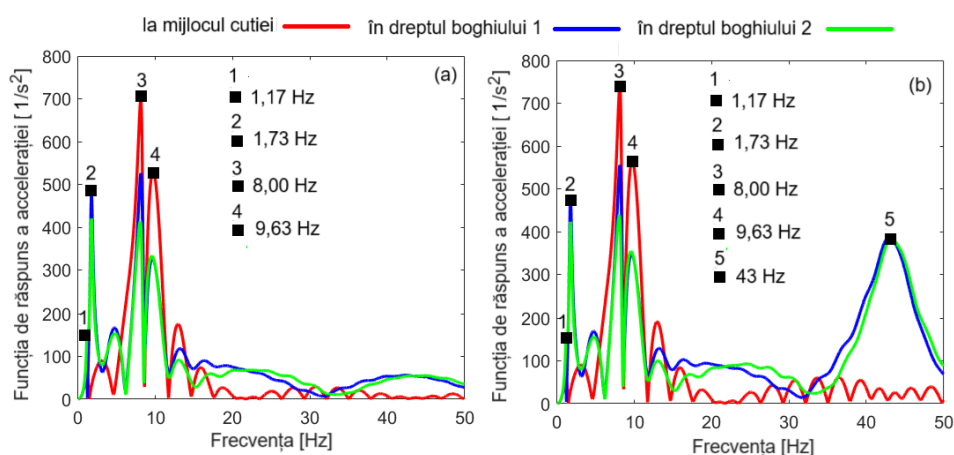


Fig. 5.3. Funcțiile de răspuns în frecvență ale accelerației cutiei pentru cazul amortizat: (a) pentru modelul „cale rigidă”; (b) pentru modelul „cale elastică”.

În figura 5.2, funcțiile de răspuns ale accelerației cutiei sunt obținute pentru cazul neamortizat, respectiv pentru $c_{zc} = 0$, $c_{xc} = 0$, $c_{zb} = 0$, $c_m = 0$ și $c_{zs} = 0$ (doar pentru diagrama b), iar în figura 5.3 pentru valorile de referință ale constantelor de amortizare ale sistemului. Pe diagramele (b) ale celor două figuri este marcat vârful funcțiilor de răspuns ale accelerației cutiei calculate în punctele situate în dreptul celor două boghiuri (punctele b_1 și b_2), corespunzător frecvenței proprii a vibrațiilor verticale ale osiei, la 43 Hz.

Pe baza diagramelor din aceste două figuri se pot sintetiza o serie de concluzii privind caracteristicile regimului de vibrații în punctele de referință ale cutiei, concluzii care de altfel au fost subliniate și în cadrul analizei efectuată în Capitolul 3. Acestea se referă la: asimetria răspunsului în frecvență al cutiei în dreptul celor două boghiuri din cauza amortizării sistemului; eficiența mai mare a efectului de filtrare geometrică la mijlocul cutiei decât în dreptul boghiurilor; eficiența mai mare a efectului de filtrare geometrică la frecvențe mai mari de 20 Hz.

În figura 5.4 sunt reprezentate funcțiile de răspuns ale accelerației pentru modelul „cale elastică”, considerând valorile de referință ale parametrilor modelului numeric al sistemului vehicul – cale, respectiv $\xi_{zs} = 0,18$, și două valori de analiză ale gradului de amortizare a căii $\xi_{zs} = 0,10$ și $\xi_{zs} = 0,30$.

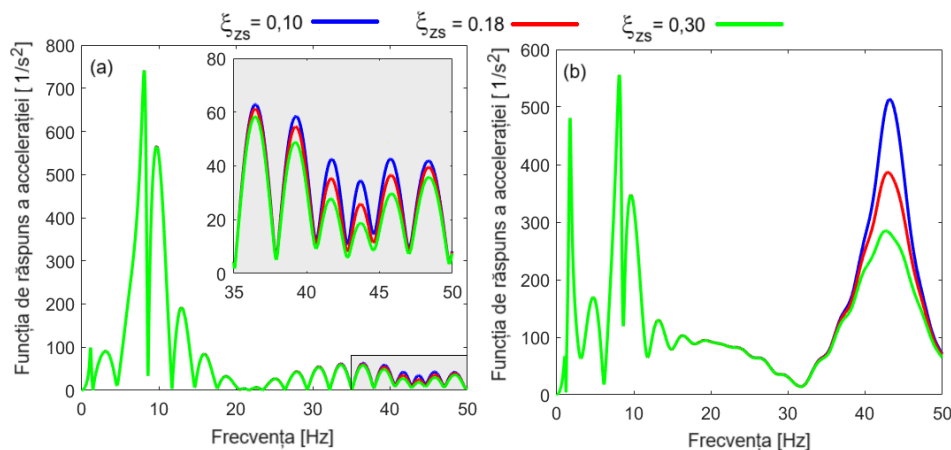


Fig. 5.4. Influența gradului de amortizare a căii asupra funcției de răspuns în frecvență a accelerației cutiei la viteza de 200 km/h: (a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiului 1.

Se observă, pe de o parte, influența redusă a modelului căii asupra regimului de vibrații al cutiei la mijlocul acesteia și, pe de altă parte, ponderea însemnată pe care o are asupra regimului de vibrații al cutiei în dreptul boghiului. Totuși, se face observația că influența modelului căii asupra răspunsului cutiei se manifestă în jurul frecvenței de 43 Hz (frecvența proprie a vibrațiilor verticale ale osiilor pe cale), care se află în afara domeniului de frecvență specific vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului, a cărui limită superioară nu este mai mare de 10 Hz. În cazul de față domeniul de frecvență al vibrațiilor verticale ale vehiculului este cuprins între 1,17 Hz – frecvența proprie a vibrațiilor de săltare ale cutiei, și 9,63 Hz – frecvența proprie a vibrațiilor de galop ale boghiului. În ceea ce privește influența amortizării căii asupra răspunsului cutiei, aceasta este foarte bine evidențiată în diagrama (b), în zona frecvenței de 43 Hz, unde se observă creșteri importante ale funcției de răspuns a accelerației cutiei la scăderea gradului de amortizare a căii, în zona frecvenței de 43 Hz.

Figura 5.5 prezintă densitatea spectrală de putere a accelerației calculată în punctele relevante pentru regimul de vibrații al cutiei, pentru cele două modele ale sistemului vehicul - cale de rulare, respectiv modelul „cale rigidă” și modelul „cale elastică”. O primă observație se referă la faptul că modelul căii nu influențează modurile dominante de vibrație în punctele relevante ale cutiei. Așa cum s-a arătat și în Capitolul 3, la mijlocul cutiei, modul dominant de vibrație este săltarea, însă și încovoierea verticală are o pondere importantă. În dreptul boghiurilor, regimul de vibrații al cutiei este dominat de vibrațiile de galop. Cea de-a doua observație se referă la influența modelului căii asupra nivelului de vibrații al cutiei, care este vizibilă în domeniul frecvențelor mari, peste 20 Hz, în special în dreptul boghiurilor.

În diagramele din figura 5.13 este reprezentată densitatea spectrală de putere a accelerației la frecvențele proprii ale modurilor de vibrație ale cutiei, pentru cele două modele ale sistemului vehicul – cale de rulare. Acestea evidențiază faptul că la frecvențele proprii ale vibrațiilor de săltare și de galop ale cutiei, modelul căii nu influențează rezultatele privind nivelul de vibrații al cutiei în niciunul dintre punctele relevante ale acesteia. La frecvența proprie a vibrațiilor de încovoiere a cutiei (diagrama c) există diferențe între rezultatele obținute pe baza celor două modele ale sistemului vehicul – cale de rulare, care însă sunt mai importante la viteze mari.

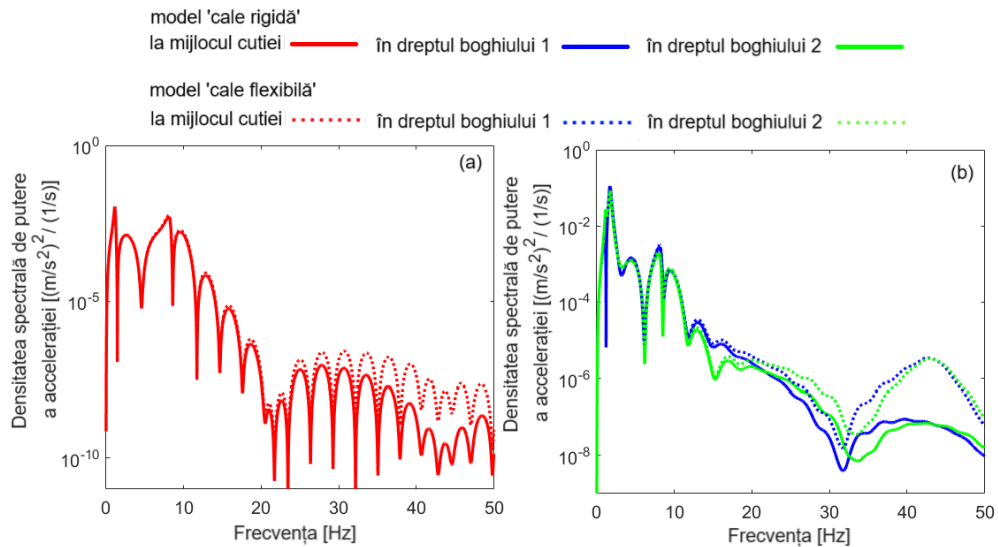


Fig. 5.5. Densitatea spectrală de putere a accelerației la viteza de 200 km/h:
(a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiurilor.

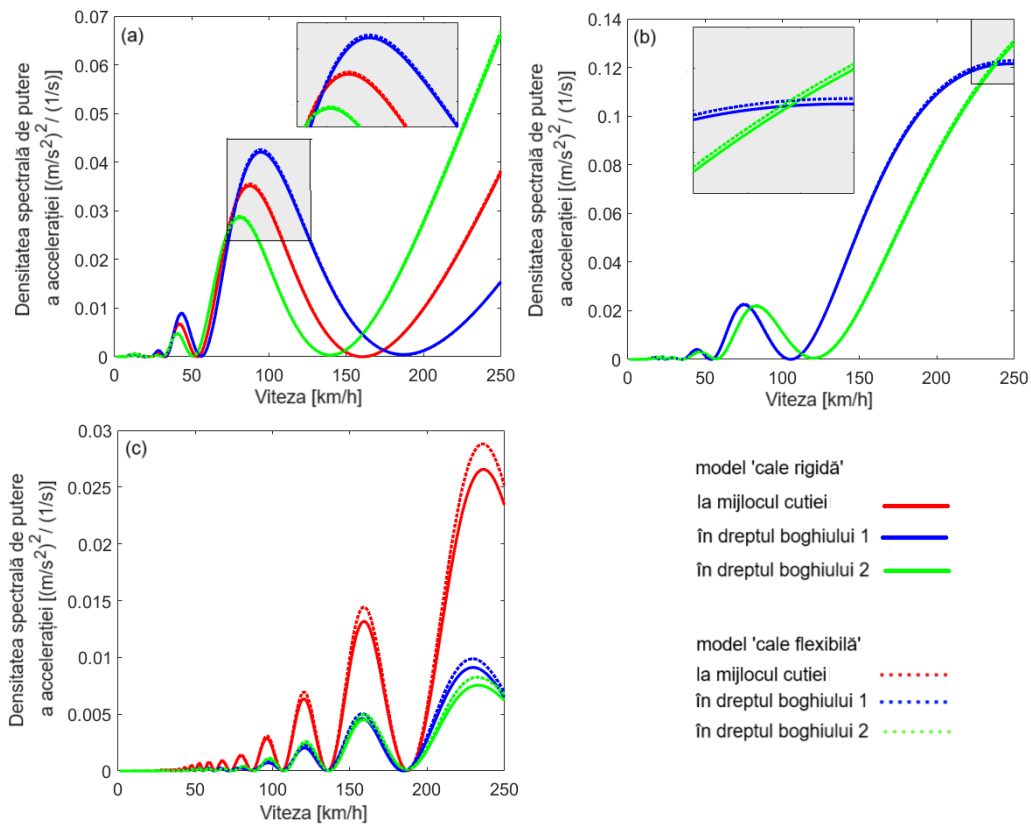


Fig. 5.6. Densitatea spectrală de putere a accelerației la frecvențele proprii ale modurilor de vibrație ale cutiei: (a) la frecvența proprie a vibrațiilor de săltare (1,17 Hz); (b) la frecvența proprie a vibrațiilor de galop (1,73 Hz); (c) la frecvența proprie a vibrațiilor de încovoiere (8 Hz).

În figura 5.7 este evidențiată influența modelului căii asupra abaterii medii pătratică a accelerației la mijlocul cutiei și în dreptul boghiurilor. Pentru modelul „cale elastică” se obțin creșteri ale accelerației doar la mijlocul cutiei, însă aceste creșteri nu sunt mai mari de 4%.

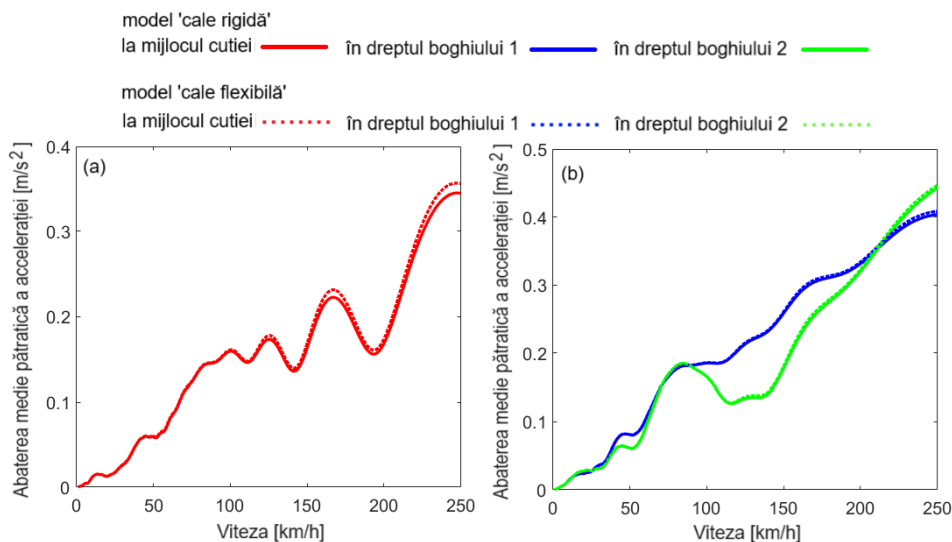


Fig. 5.7. Abaterea medie pătratică a accelerației:
(a) la mijlocul cutiei; (b) în dreptul boghiurilor.

6. Studiul răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere

6.1. Introducere

Una dintre metodele pasive de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiilor ușoare ale vehiculelor feroviare de călători în vederea îmbunătățirii confortului la vibrații presupune utilizarea unui sistem de bare anti-încovoiere montate pe grinzile longitudinale ale șasiului cutiei. Această metodă a fost propusă de conducătorul de doctorat, prof. dr. ing. Mădălina Dumitriu, în lucrarea [14].

Principiul de funcționare al sistemului cu bare anti-încovoiere este prezentat schematic în figura 6.1 [64]. În figura 6.1 (a) pot fi identificate componentele principale ale vehiculului: cutia (1), șasiurile celor două boghiuri (5), suspensia primară (6), suspensia secundară (7), roțile vehiculului (4) și calea de rulare (8). De șasiul cutiei vehiculului sunt montate patru suporturi rigide, câte două pe fiecare lonjeron, dispuse simetric în raport cu mijlocul cutiei. De suporturile unui lonjeron este fixată o bară de oțel cu secțiune circulară, denumită bară anti-încovoiere. Când cutia se deformează sub acțiunea primului mod de încovoiere verticală, secțiunile transversale în care sunt fixate suporturile barelor anti-încovoiere, situate de o parte și de alta a axei de simetrie a cutiei, se rotesc în sensuri contrare, așa cum se arată în figura 6.1 – (b) și (c). În funcție de modul în care cutia se încovoiește, capetele suporturilor se depărtează (figura 6.1 (b)) sau se apropie (figura 6.1 (c)), astfel încât barele anti-încovoiere sunt supuse la întindere sau la compresiune. În barele anti-încovoiere se dezvoltă forțe elastice longitudinale de reacțiune care acționează asupra suporturilor, marcate pe figurile (b) și (c) prin săgeți roșii. Aceste forțe determină, în axa neutră a cutiei, forțele longitudinale și momentele de încovoiere marcate pe figurile (b) și (c) prin săgeți drepte, respectiv prin săgeți arcuite, de culoare

albastră. După cum se observă, momentele de încovoiere se opun mișcării de încovoiere verticală a cutiei. Pe de altă parte, întrucât aceste momente sunt de natură elastică, efectul lor conduce la creșterea rigidității la încovoiere a cutiei, ceea ce înseamnă creșterea frecvenței primului mod de încovoiere al acesteia. Cu alte cuvinte, frecvența proprie a încovoierii verticale a cutiei poate fi crescută și adusă în afara domeniului în care corpul uman prezintă sensibilitate ridicată la vibrații. Pentru aceasta, parametrii barei anti-încovoiere trebuie stabiliți din condiția de realizare a frecvenței primului mod de încovoiere verticală a cutiei, convenabilă din punctul de vedere al confortului vibratoriu.

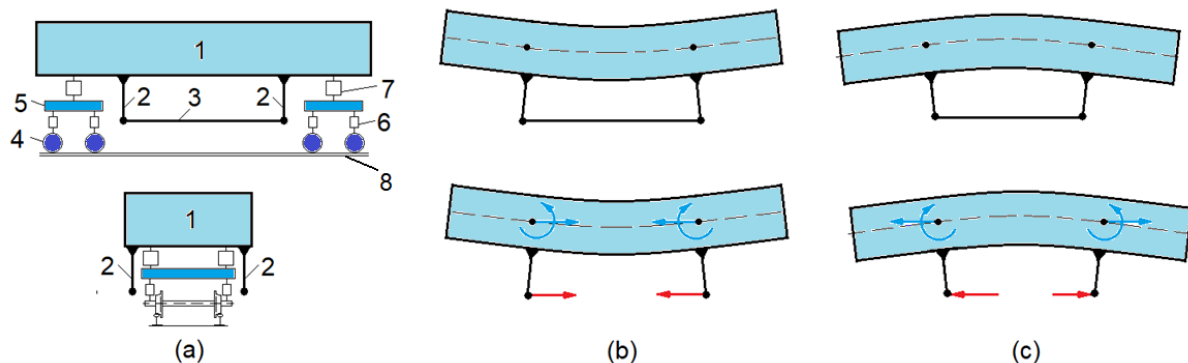


Fig. 6.1. Principiul de funcționare al sistemului de bare anti-încovoiere [36]:
 1. cutia vehiculului; 2. suportul barelor anti-încovoiere; 3. bara anti-încovoiere; 4. roata;
 5. șasiul boghiului; 6. suspensia primară; 7. suspensia secundară; 8. calea de rulare.

Eficacitatea sistemului de bare anti-încovoiere în ceea ce privește reducerea vibrațiilor de încovoiere ale cutiei și îmbunătățirea confortului vibratoriu la vehiculele feroviare de mare viteză fost investigată de M. Dumitriu în lucrarea [14], la care s-a făcut referire mai sus, pe baza rezultatelor obținute prin simulări numerice. Aplicațiile de simulare au fost dezvoltate pe baza unui model original al vehiculului feroviar, care cuprinde sistemul cutie – bare anti-încovoiere. Sunt importante de punctat aici câteva aspecte legate de modelarea sistemului de bare anti-încovoiere, la care mă voi raporta ulterior, astfel încât să pot evidenția contribuția mea la dezvoltarea modelului sistemului cutie - bare anti-încovoiere și, implicit, la dezvoltarea acestei metode. În primul rând, trebuie menționat faptul că barele anti-încovoiere au fost reduse la elemente elastice liniare, fixate rigid în suporturile de pe grinzile longitudinale ale șasiului cutiei. De asemenea, este important de amintit că în modelul original al sistemului cutie - bare anti-încovoiere s-a neglijat masa barelor anti-încovoiere în raport cu masa cutiei. Cu toate acestea, s-a avut în vedere limitarea interferenței dintre vibrațiile de încovoiere verticală ale cutiei și cele ale barelor anti-încovoiere prin limitarea lungimii barelor anti-încovoiere. Concret, lungimea maximă a barelor anti-încovoiere a fost stabilită astfel încât frecvența primului mod de încovoiere verticală a barelor anti-încovoiere să fie la o octavă de cea a primului mod de încovoiere a cutiei. Pentru calculul lungimii maxime al barei anti-încovoiere, aceasta a fost separată de ansamblul cutie - bare anti-încovoiere și considerată o grindă Euler-Bernoulli fixată la capete.

Funcționalitatea metodei de reducere a vibrațiilor de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare prin utilizarea sistemului de bare anti-încovoiere a fost testată în laborator, cu ajutorul unui sistem experimental demonstrativ.

Sistemul experimental demonstrativ a fost dezvoltat în perioada 2022 – 2024 în cadrul proiectului de cercetare cu titlul *Metodă de reducere a vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculelor feroviare bazată pe un sistem anti-încovoiere*, cod proiect PN-III-P2-2.1-PED-2021-0319, finanțat prin contractul 724PED/2022. Proiectul a fost coordonat în calitate de director de conducătorul de doctorat, dna. profesor M. Dumitriu, iar eu am participat ca membru în echipa de cercetare, ocupând poziția de student doctorand. Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale obținute în cadrul acestui proiect au fost prezentate în lucrările [10] și [36], care au fost publicate în revista Applied Sciences, cu mențiunea că am participat în calitate de coautor.

În scurta prezentare de mai sus am încercat să motivez alegerea de a continua, în cadrul tezei de doctorat, cercetările privind posibilitățile de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare prin utilizarea sistemului de bare anti-încovoiere. Pe de o parte, metoda descrisă este o metodă inovativă din punct de vedere științific, iar din punct de vedere tehnic este o metodă simplă, care prezintă avantajul că nu necesită costuri mari de fabricație, implementare și întreținere. Funcționalitatea acestei metode a fost demonstrată atât teoretic [8, 14], cât și experimental pe un model de laborator la scară [10, 36], ceea ce justifică continuarea cercetărilor pentru a se putea face trecerea la un nivel științific și tehnic superior. Pe de altă parte, am punctat experiența dobândită în activitatea de cercetare teoretică și experimentală și cunoștințele acumulate pe parcursul a doi ani ca membru în echipa de cercetare a proiectului mai sus menționat.

Obiectivul pe care mi l-am fixat în cadrul tezei de doctorat constă în dezvoltarea modelului sistemului cutie - bare anti-încovoiere, pentru a lua în considerare efectul parametrilor elastici ai elementelor de prindere a barelor anti-încovoiere de suporturi, precum și efectul modurilor rigide și de încovoiere ale barelor anti-încovoiere asupra răspunsului dinamic al cutiei vehiculului. Pentru aceasta, sistemul de prindere al barelor anti-încovoiere de suporturi a fost modelat prin elemente elastice ideale care preiau atât translațiile verticale și longitudinale, cât și rotațiile în planul vertical-longitudinal. Pentru mișcările verticale, barele anti-încovoiere au fost modelate ca grinzi Euler-Bernoulli libere la capete, legate însă de elementele elastice ale prinderilor de suporturi. Pe direcție longitudinală, s-au neglijat și aici efectele inerțiale ale barelor anti-încovoiere, întrucât frecvențele proprii pe această direcție sunt cu mult în afara domeniului de interes, ca urmare a faptului că rigiditatea longitudinală a barelor anti-încovoiere este mai mare decât rigiditatea la încovoiere verticală.

Având în vedere complexitatea problemei propusă, este utilă o abordare etapizată, astfel încât, în prima etapă, care face obiectul acestui capitol, să fie puse în evidență proprietățile de bază ale răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere, iar în a doua etapă (v. Capitolul 7) să fie analizat efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar. Așadar, în cele ce urmează este prezentat modelul sistemului cutie - bare anti-încovoiere, sunt deduse ecuațiile de mișcare și funcțiile de răspuns în frecvență, iar apoi este analizat răspunsul dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere. Pe această bază sunt stabilite: (a) corelația dintre frecvențele proprii ale vibrațiilor de săltare și vibrațiilor de încovoiere ale sistemului cutie - bare anti-încovoiere și rigiditatea prinderii barelor de suporturi; (b) caracteristicile regimului de vibrație armonic al cutiei și al barelor anti-încovoiere în funcție de rigiditatea prinderii barelor de suporturi; (c) identificarea posibilităților de creștere a frecvenței vibrațiilor de încovoiere a cutiei cu ajutorul barelor anti-încovoiere.

6.2. Modelul sistemului cutie - bare anti-încovoiere

Figura 6.2 prezintă modelul mecanic al sistemului cutie – bare anti-încovoiere, în care cutia vehiculului și barele anti-încovoiere sunt considerate grinzi de tip Euler-Bernoulli libere la capete. Barele anti-încovoiere sunt prinse de suporturile fixate pe cutie prin elemente elastice ideale care lucrează pe trei direcții: translație verticală, translație longitudinală în lungul barelor anti-încovoiere și rotație în planul vertical-longitudinal. Cutia este rezemată pe elementele suspensiei secundare care este modelată cu ajutorul sistemelor Kelvin-Voigt care lucrează numai la translație pe direcție verticală.

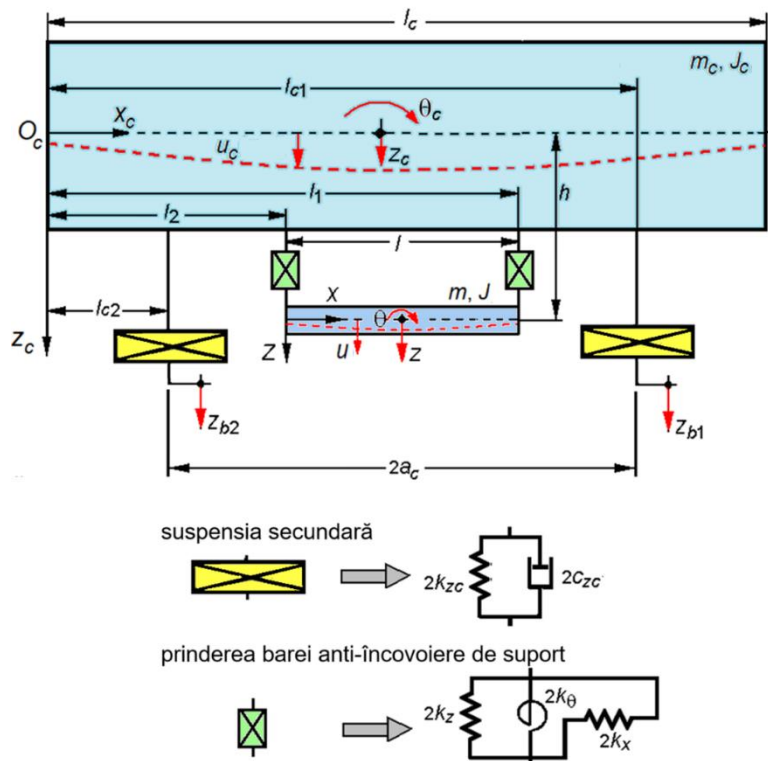


Fig. 6.2. Modelul sistemului cutie - bare anti-încovoiere.

Parametrii modelului cutiei și cei ai suspensiei secundare sunt identici cu cei prezentați în capitolele anterioare. Acești parametri sunt: $E_c I_c$ – rigiditatea la încovoiere a cutiei, unde E_c este modulul de elasticitate longitudinal al cutiei, iar I_c este momentul de inerție al secțiunii transversale al cutiei; ρ_c – masa cutiei pe unitatea de lungime; μ_c – coeficientul de amortizare structurală al cutiei; l_c – lungimea cutiei; $l_{c1,c2}$ – distanțe care poziționează elementele suspensiei secundare în raport cu sistemul de referință $O_c x_c z_c$ atașat la capătul din stânga al cutiei cu originea la nivelul axei neutre a cutiei; $2k_{zc}$ – constanta elastică a suspensiei secundare de la un capăt al cutiei; $2c_{zc}$ – constanta de amortizare a suspensiei secundare de la un capăt al cutiei; h – distanța dintre axa barelor anti-încovoiere și axa neutră a cutiei.

Parametrii sistemului de bare anti-încovoiere și ai prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi sunt: $E I$ – rigiditatea la încovoiere a unei bare, unde E este modulul de elasticitate longitudinal al barelor, iar I este momentul de inerție al secțiunii transversale al unei bare; ρ – masa unei bare pe unitatea de lungime; μ – coeficientul de amortizare structurală al barei; d – diametrul unei bare; l – lungimea unei bare; k_x – rigiditatea pe

direcție longitudinală a prinderii unei bare de suport; k_z – rigiditatea pe direcție verticală a prinderii unei bare de suport; k_θ – rigiditatea unghiulară pentru rotații în planul vertical-longitudinal; $l_{1,2}$ - distanțe care poziționează suporturile barelor anti-încovoiere în raport cu sistemul de referință $O_c x_c z_c$.

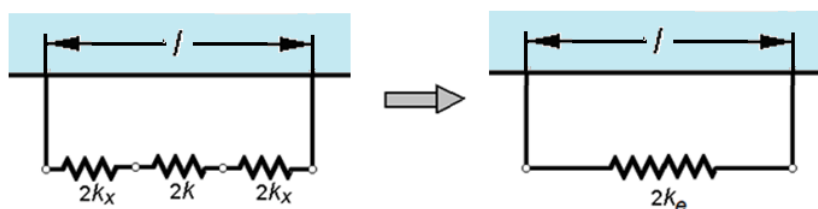


Fig. 6.3. Modelul barelor pe direcție longitudinală.

Pe direcție longitudinală, barele anti-încovoiere sunt reduse la elemente elastice de rigiditate k (pentru o bară) care lucrează în serie cu elementele elastice longitudinale ale prinderii barelor de suporturile acestora (figura 6.3). Efectul cumulat este un element elastic echivalent de rigiditate k_e .

Excitația sistemului cutie – bare anti-încovoiere provine de la deplasările verticale ale boghiurilor, despre care se prezumă a fi mișcări armonice în fază sau în antifază și care sunt la nivelul elementelor suspensiei secundare.

Mișcarea cutiei este descrisă prin funcția $u_c(x_c, t)$ care reprezintă deplasarea secțiunii x_c la momentul t în raport cu sistemul de referință $O_c x_c z_c$. Mișcarea barelor anti-încovoiere este descrisă în mod asemănător cu ajutorul unei singure funcții de forma $u(x, t)$ întrucât cele două bare se mișcă identic datorită simetriei și absenței mișcării de ruluu a cutiei; x localizează o secțiune oarecare a barei în raport cu sistemul de referință Oxz cu originea la capătul din stânga al barei anti-încovoiere, la nivelul axei neutre a acesteia.

Modelul prezentat poate fi considerat un model simplificat al vehiculului feroviar, obținut prin neglijarea componentelor boghiurilor și reducerea acestora la simple deplasări verticale impuse elementelor suspensiei secundare, notate cu $z_{b1,2}$. Cu toate acestea, modelul simplificat al vehiculului prezintă particularitatea de a avea aceleași proprietăți fundamentale ca și cele ale modelului complet al vehiculului. Avantajul modelului simplificat constă în posibilitatea de a stabili cu ușurință corelația dintre caracteristicile prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi și de a evalua cuplajul vibrațiilor barelor cu cele ale cutiei.

6.3. Analiza răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere

În continuare este analizat răspunsul dinamic al sistemului cutie – bare anti-încovoiere pe baza modelului prezentat mai sus, respectiv pe baza funcțiilor de răspuns în frecvență.

Figura 6.4 prezintă funcția de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul cutiei fără și cu bare anti-încovoiere, calculată în absența amortizării. Răspunsul dinamic al cutiei este dominat de cele două vârfuri care corespund frecvențelor de rezonanță ale cutiei pe suspensia secundară, a cărei mișcare prezintă două grade de libertate.

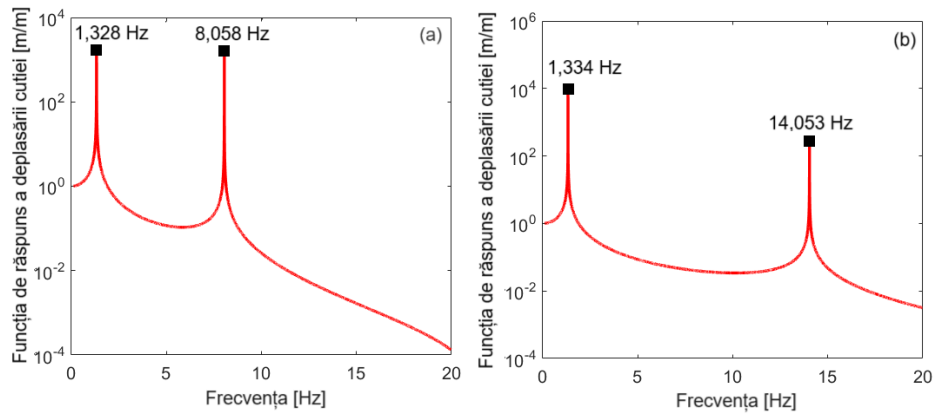


Fig. 6.4. Funcția de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul cutiei:
 (a) cutie fără bare anti-încovoiere; (b) cutie cu bare anti-încovoiere (modelul tip bare fără inerție).

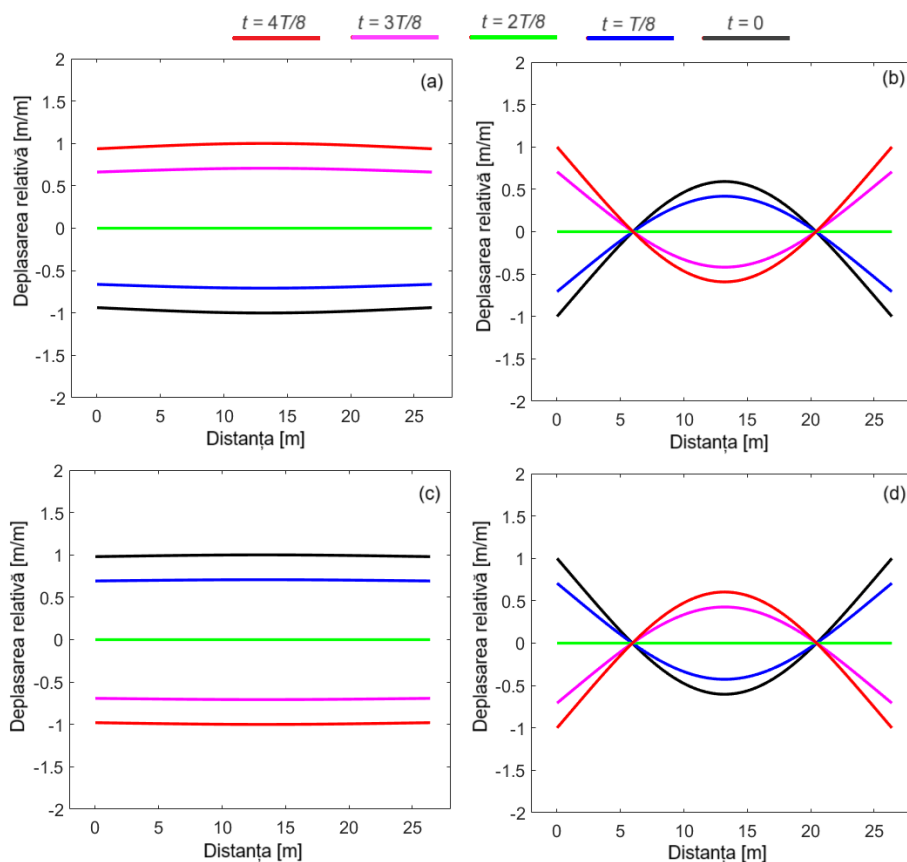


Fig. 6.5. Deplasarea cutiei la frecvențele de rezonanță:
 cutie fără bare anti-încovoiere - (a) $f = f_j = 1,328$ Hz; (b) $f = f_h = 8,058$ Hz;
 cutie cu bare anti-încovoiere - (c) $f = f_{jb} = 1,334$ Hz; (d) $f = f_{hb} = 14,05$ Hz.

Figura 6.5 arată modul în care vibrează cutia vehiculului când frecvența excitației este egală cu una dintre frecvențele de rezonanță ale sistemului. Diagramele (a) și (b) prezintă deplasarea relativă a axei cutiei fără bare anti-încovoiere, iar în diagramele (c) și (d) se regăsește deplasarea relativă a cutiei cu bare anti-încovoiere. În ambele situații analizate, la frecvența de rezonanță joasă, vibrația cutiei este dominată de modul rigid de vibrație, în timp ce la frecvența de rezonanță înaltă, predominant este modul de încovoiere, care prezintă un ventru la mijlocul cutiei și două noduri situate simetric de-o parte și de alta a ventrului. În ceea ce privește alura vibrației, nu se pot identifica diferențe

sensibile între modul în care vibrează cutia fără/cu bare anti-încovoiere. Singura observație se referă la faptul că vibrațiile din diagramele (a) și (c) sunt în antifază și, la fel și vibrațiile din diagramele (c) și (d), dar acest lucru este mai puțin important.

Figura 6.6 prezintă răspunsul dinamic la mijlocul cutiei pentru mai multe valori ale rigidității verticale ale prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi. Toate diagramele prezintă 4 vârfuri corespunzătoare celor 4 frecvențe de rezonanță ale sistemului. Este interesant de remarcat că, aparent, funcția de răspuns în frecvență la mijlocul cutiei nu prezintă al patrulea vârf în diagramele (a) și (b). Explicația constă în cuplajul foarte slab dintre vibrația cutiei și cea a sistemului de bare anti-încovoiere datorită elasticității mari a sistemului de prindere. Se observă că în cazul cuplajului slab dintre vibrația cutiei și cea a sistemului de bare anti-încovoiere - diagramele (a) și (b), frecvențele de rezonanță ale săltării și încovoierii cutiei, precum și frecvența de încovoiere a barelor anti-încovoiere rămân practic neschimbate. Crește însă frecvența de rezonanță a săltării barei de la 0,72 Hz la 2,38 Hz dacă rigiditatea verticală a prinderii trece de la 10 kN/m la 100 kN/m. Când se produce un cuplaj mai puternic între vibrațiile cutiei și cele ale sistemului de bare anti-încovoiere - diagramele (c) și (d), se modifică practic numai frecvențele de rezonanță ale barelor anti-încovoiere în timp ce frecvențele de rezonanță ale cutiei rămân aproape neschimbate. Astfel, săltarea barelor anti-încovoiere ajunge la 6,59 Hz pentru $k_z = 1$ MN/m și la 11,08 Hz pentru $k_z = 10$ MN/m. Totodată, frecvența de rezonanță a încovoierii barelor anti-încovoiere crește mai întâi la 31,91 Hz ($k_z = 1$ MN/m), iar apoi la 58,40 Hz ($k_z = 10$ MN/m).

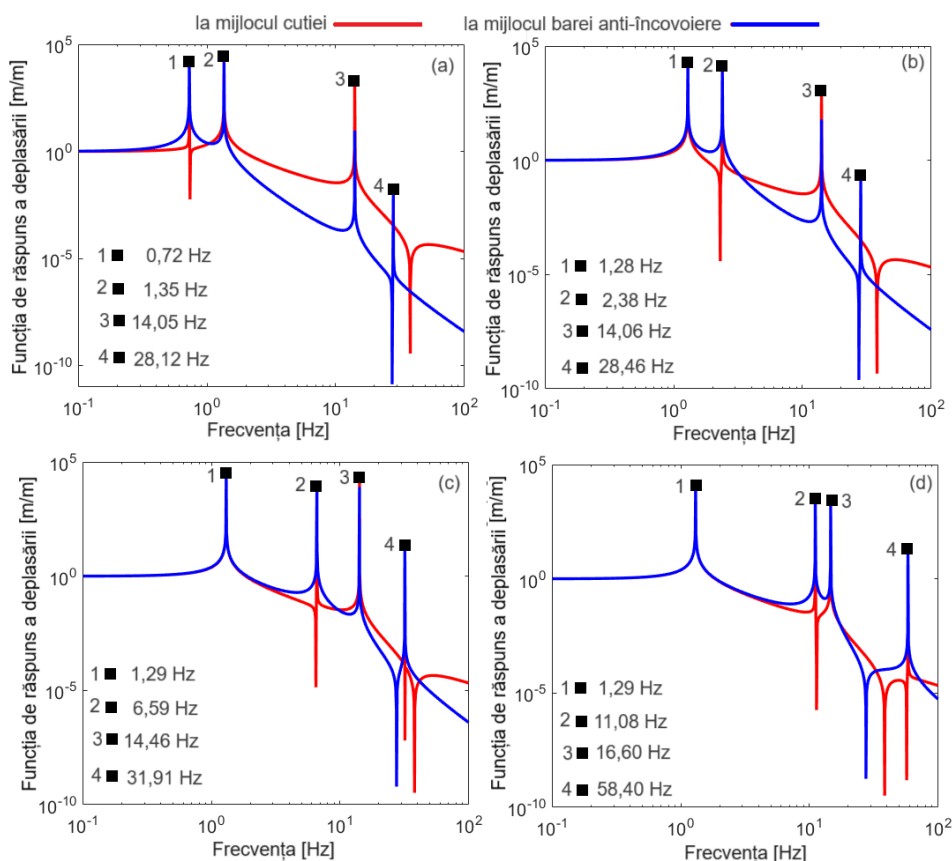


Fig. 6.6. Funcțiile de răspuns în frecvență ale deplasării la mijlocul cutiei și la mijlocul barelor anti-încovoiere (model fără amortizare):
(a) $k_z = 10$ kN/m; (b) $k_z = 100$ kN/m; (c) $k_z = 1$ MN/m; (d) $k_z = 10$ MN/m.

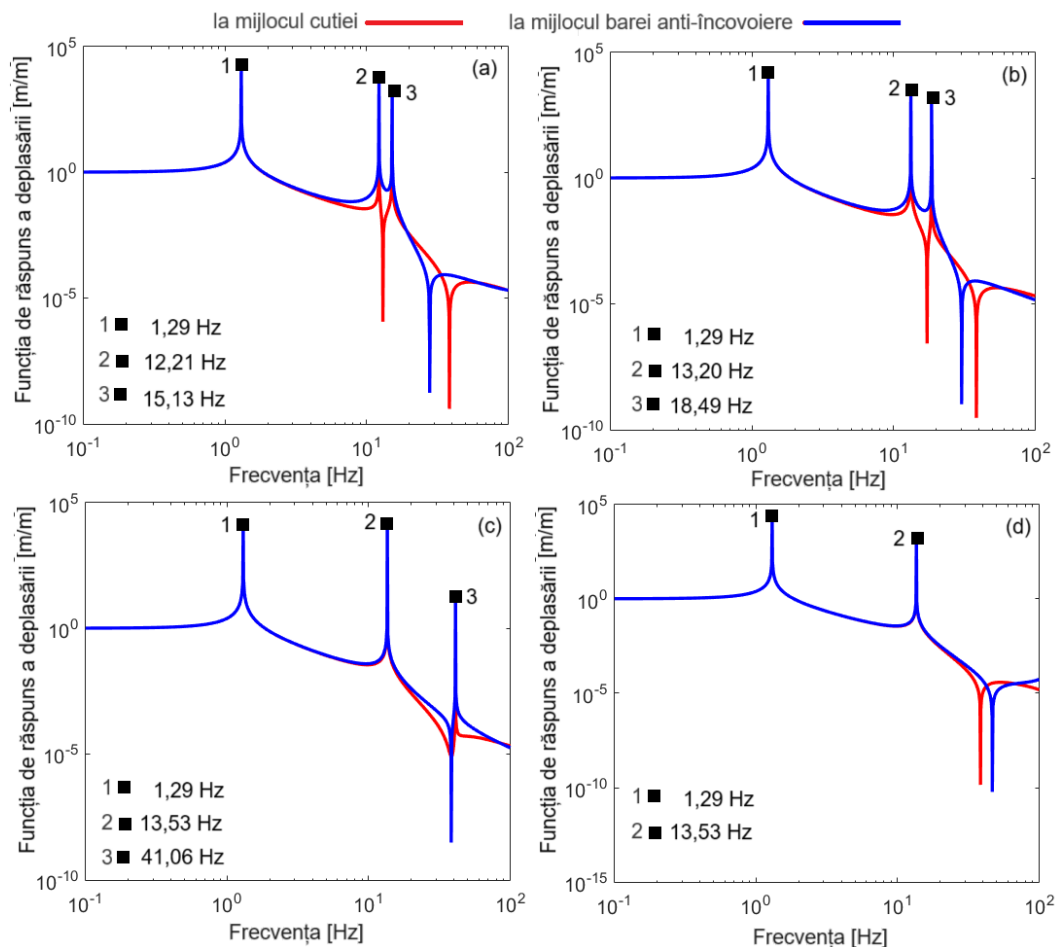


Fig. 6.7. Funcțiile de răspuns în frecvență ale deplasării sistemului cutiei - bare anti-încovoiere (model fără amortizare): (a) $k_z = 100$ MN/m; (b) $k_z = 1$ GN/m; (c) $k_z = 10$ GN/m; (d) $k_z = 100$ GN/m.

Figura 6.7 prezintă funcțiile de răspuns în frecvență la mijlocul cutiei și la mijlocul barelor anti-încovoiere pentru situația în care rigiditatea prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi ia valori mari. Diagramele prezintă funcțiile de răspuns de asemenea în domeniul 0,1 – 100 Hz, fără a lua în seamă influența amortizării. În diagramele (a), (b) și (c) ale figurii 6.7, funcțiile de răspuns în frecvență prezintă trei vârfuri corespunzătoare frecvențelor de rezonanță datorate săltării și încovoierii cutiei și săltării barelor anti-încovoiere. Al patrulea vârf, care este datorat încovoierii barelor anti-încovoiere, este situat în afara intervalului considerat pentru simulare. Diagrama (d) prezintă numai vârfurile de rezonanță ale cutiei, săltarea barelor anti-încovoiere fiind în afara domeniului de frecvență reprezentat.

Pe baza analizei răspunsului în frecvență al cutiei și al barelor anti-încovoiere calculat cu modelul fără amortizare, se trage concluzia că frecvențele de rezonanță ale cutiei pe suspensia secundară nu sunt influențate semnificativ de prezența sistemului de bare anti-încovoiere sau de rigiditatea verticală și de rotație a prinderii barelor anti-încovoiere. În schimb, nu același lucru se poate afirma privitor la frecvențele de rezonanță ale barelor anti-încovoiere. Acestea cresc continuu pe măsură ce prinderea barelor de suporturi este mai rigidă. Explicația rezidă în aceea că masa cutiei este cu mult mai mare decât masa sistemului de bare anti-încovoiere și mișcarea acestuia este puțin influențată de prezența sistemului de bare anti-încovoiere. Pe de altă parte, restricția impusă lungimii

barelor anti-încovoiere, rezultată din condiția ca frecvența de rezonanță la încovoiere a barelor anti-încovoiere să fie la cel puțin o octavă de frecvența de rezonanță la încovoiere a cutiei, nu este necesară atunci când rigiditatea prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi este suficient de mare, pentru că frecvența de încovoiere a acestora crește o dată cu rigiditatea prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi.

Figura 6.8 prezintă influența amortizării modelului asupra funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei și ale barelor anti-încovoiere. Este vorba de amortizarea suspensiei secundare, precum și de amortizarea structurală a cutiei și a barelor anti-încovoiere. Pentru comparație, este prezentată funcția de răspuns în frecvență a cutiei fără/cu bare anti-încovoiere, în ultimul caz, s-a utilizat modelul de tip bare fără inerție. Se observă efectul barelor anti-încovoiere (modelul tip bare fără inerție) asupra răspunsului în frecvență prin creșterea frecvenței de încovoiere a cutiei de la 8 Hz la 14 Hz. În ceea ce privește rezultatele obținute cu modelul tip bare cu inerție, se fac observațiile de mai jos.

În cazul rigidității reduse a legăturii dintre barele anti-încovoiere și suporturi, diagramele (a) și (b), curba răspunsului în frecvență la mijlocul cutiei se suprapune peste cea calculată cu modelul de tip bare fără inerție, exceptând zona din jurul frecvenței de săltare a barelor anti-încovoiere situată fie la stânga, dacă $k_z = 10$ kN/m, fie la dreapta rezonanței de săltare a cutiei, pentru $k_z = 100$ kN/m. Regimul de vibrație al barelor anti-încovoiere este cu mult mai intens decât cel al cutiei în domeniul frecvențelor joase datorită rezonanței de săltare a barelor. Totodată, vibrația barelor anti-încovoiere prezintă o slabă amortizare la frecvența de încovoiere de la cca. 28 Hz.

Când se produce un cuplaj mai puternic între vibrațiile cutiei și cele ale sistemului de bare anti-încovoiere - diagramele (c) și (d), caracteristicile funcțiilor de răspuns în frecvență ale sistemului cutie – bare anti-încovoiere se păstrează, cu deosebirea că vibrația barelor anti-încovoiere scade în intensitate la frecvența sa de săltare, dar crește în rest, mai ales la rezonanța de încovoiere a barelor anti-încovoiere. În diagrama (c) se poate sesiza că vibrația barelor anti-încovoiere este mai mică decât cea a cutiei la frecvența de rezonanță a cutiei, în timp ce în diagrama (d), când săltarea barelor anti-încovoiere se apropie mai mult de încovoierea cutiei, vibrația barelor este mai mare decât cea a cutiei. Este interesant de semnalat și faptul că rezonanța de încovoiere a cutiei crește într-o anumită măsură comparativ cu cazul ideal în care cutia este prevăzută cu bare de tip arc (modelul tip bare fără inerție). Acest aspect este vizibil mai ales în diagrama (d) unde rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere de cutie este 10 MN/m.

Diagramele (e) și (f) corespund la două valori mari ale rigidității verticale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi, $k_z = 100$ MN/m și, respectiv, $k_z = 1$ GN/m, ceea ce arată o cuplare puternică a barelor anti-încovoiere de cutie. Această situație se caracterizează prin prezența rezonanței de săltare a barelor anti-încovoiere în apropierea rezonanței de încovoiere a cutiei, în timp ce rezonanța de încovoiere a acestora depășește domeniul de interes. Vibrația cutiei prezintă așadar două vârfuri situate la peste 10 Hz cu precizarea că, la $k_z = 1$ GN/m, vârful datorat propriei încovoieri are o frecvență mai mică decât frecvența dată de modelul tip bare fără inerție, diagrama (f). Vibrația barelor anti-încovoiere este mai intensă decât cea a cutiei atunci când frecvența de excitație este în jurul celor două vârfuri.

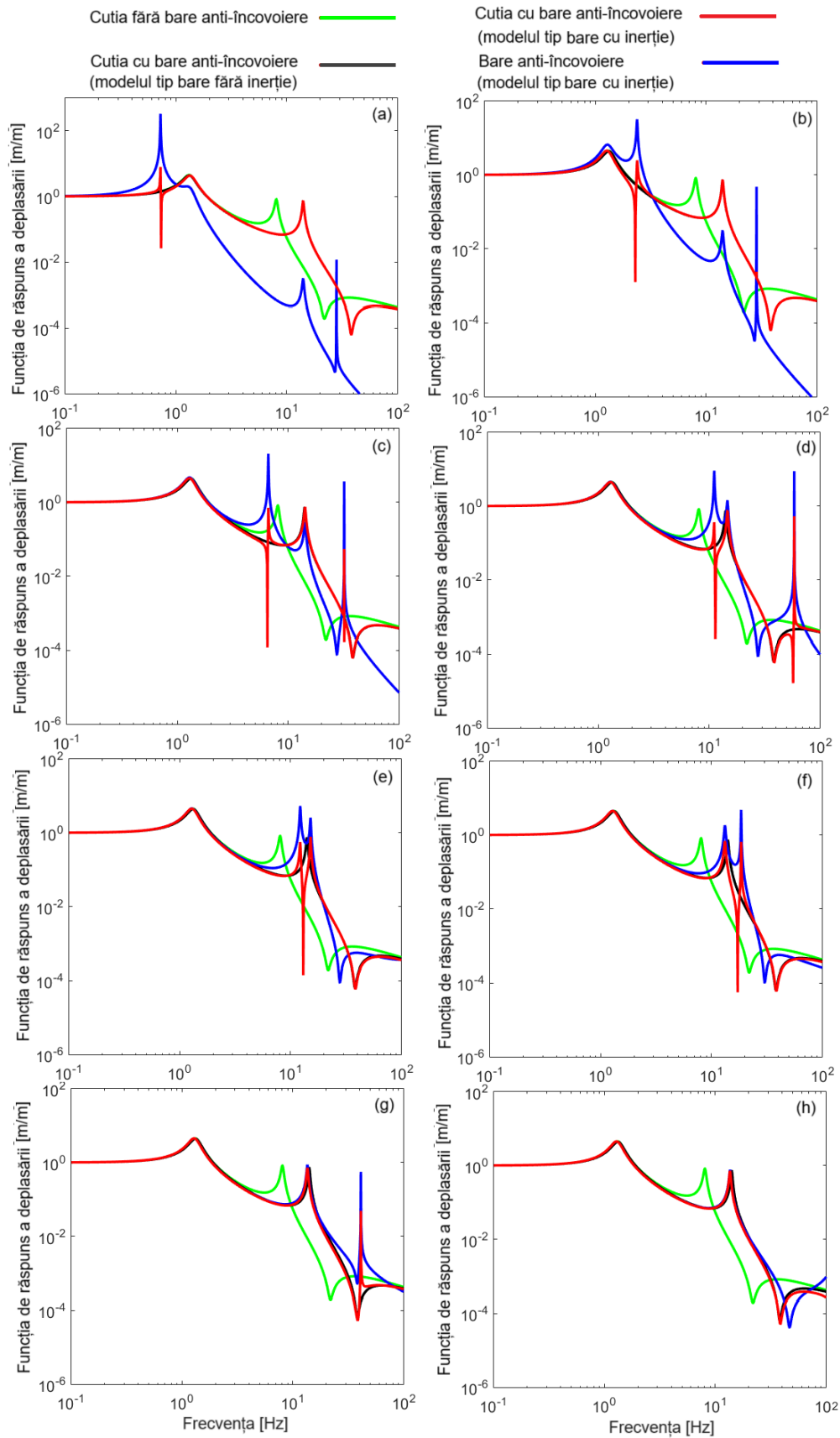


Fig. 6.8. Funcțiile de răspuns în frecvență ale deplasării la mijlocul cutiei și la mijlocul barelor anti-încovoiere (model cu amortizare): (a) $k_z = 10 \text{ kN/m}$; (b) $k_z = 100 \text{ kN/m}$; (c) $k_z = 1 \text{ MN/m}$; (d) $k_z = 10 \text{ MN/m}$; (e) $k_z = 100 \text{ MN/m}$; (f) $k_z = 1 \text{ GN/m}$; (g) $k_z = 10 \text{ GN/m}$; (h) $k_z = 100 \text{ GN/m}$.

Diagramele (g) și (h) arată funcțiile de răspuns în frecvență pentru cazul prinderii foarte rigide a barelor anti-încovoiere de suporturi. În diagrama (g), funcțiile de răspuns în frecvență ale sistemului cutie – bare anti-încovoiere prezintă trei vârfuri, dintre care cel situat la frecvența cea mai mare corespunde săltării barelor anti-încovoiere ($k_z = 10$ GN/m), iar în diagrama (h), unde $k_z = 100$ GN/m, aceste funcții au numai două vârfuri întrucât săltarea barelor anti-încovoiere iese din domeniul de interes. În ceea ce privește vibrația cutiei, rezultatele obținute cu modelul tip bare cu inerție sunt apropiate de cele obținute cu modelul tip bare fără inerție cu două diferențe: (a) vârful corespunzător încovoierii cutiei are o frecvență ceva mai mică, 13,51 Hz față de 14,05 Hz cât rezultă din modelul tip bare fără inerție; (b) vibrația cutiei prezintă vârful corespunzător săltării barelor anti-încovoiere, așa cum apare în diagrama (g). Vibrația barelor anti-încovoiere este practic egală cu cea a cutiei la frecvențe joase, până la 4-5 Hz, după care, progresiv, devine mai mare.

În concluzie, analiza vibrațiilor sistemului cutie – bare anti-încovoiere cu ajutorul modelului cu amortizare pune în evidență următoarele: vibrația cutiei este asemănătoare cu cea obținută cu modelul tip bare fără inerție, excepție fac intervalele de frecvență în care vibrația cutiei interferează cu săltarea barelor anti-încovoiere; vibrația cutiei nu este influențată de interferența cu încovoierea barelor anti-încovoiere, fie datorită cuplării slabe, fie pentru că frecvența de încovoiere a barelor anti-încovoiere este mult mai mare, fiind situată la peste o octavă de încovoierea cutiei; vibrația cutiei este influențată de interferența cu săltarea barelor anti-încovoiere în aproape toate cazurile studiate; vibrația cutiei devine independentă de vibrația barelor anti-încovoiere numai dacă rigiditatea prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi este foarte rigidă, așa cum reiese din diagrama (h); vibrația barelor anti-încovoiere este net superioară vibrației cutiei datorită rezonanțelor de săltare și de încovoiere ale acestora atunci când rigiditatea prinderii de suporturi nu este suficient de rigidă, conform diagramelor (a) – (f).

În continuare este analizată influența rigidității longitudinale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi. Figura 6.9 prezintă funcțiile de răspuns în frecvență la mijlocul cutiei pentru diferite valori ale rigidității prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi. Calculul parametric s-a efectuat alegând ultimele patru valori ale rigidității verticale a prinderii dintre barele anti-încovoiere și suporturi considerate în cazul precedent, astfel încât frecvența de săltare a barelor anti-încovoiere să fie mai mare decât frecvența de încovoiere a cutiei. Pentru fiecare valoare a rigidității verticale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi au fost testate 5 valori ale rigidității longitudinale k_x corespunzătoare factorului de proporționalitate K (v. Tabelul 6.1).

În diagramele (a) și (b) se observă că prin flexibilizarea pe direcție longitudinală a barelor anti-încovoiere, pe fondul creșterii elasticității prinderilor de suporturi, frecvența vârfului rezonanței de încovoiere descrește de la valoarea maximă spre cea minimă. Același aspect poate fi identificat și în cazul frecvenței vârfului corespunzător săltării barelor anti-încovoiere a cărui descreștere este însă mai redusă. Spre deosebire, în diagramele (c) și (d), care sunt asemănătoare pe domeniul de frecvență considerat, nu mai apare vârful săltării barelor anti-încovoiere, dar se poate vedea, de asemenea, cum frecvența vârfului de încovoiere a cutiei se deplasează spre valori mai mici când descrește rigiditatea longitudinală a legăturii dintre barele anti-încovoiere și suporturi. Tabelul 6.1 prezintă frecvențele de încovoiere a cutiei obținute pe baza figurii 6.9.

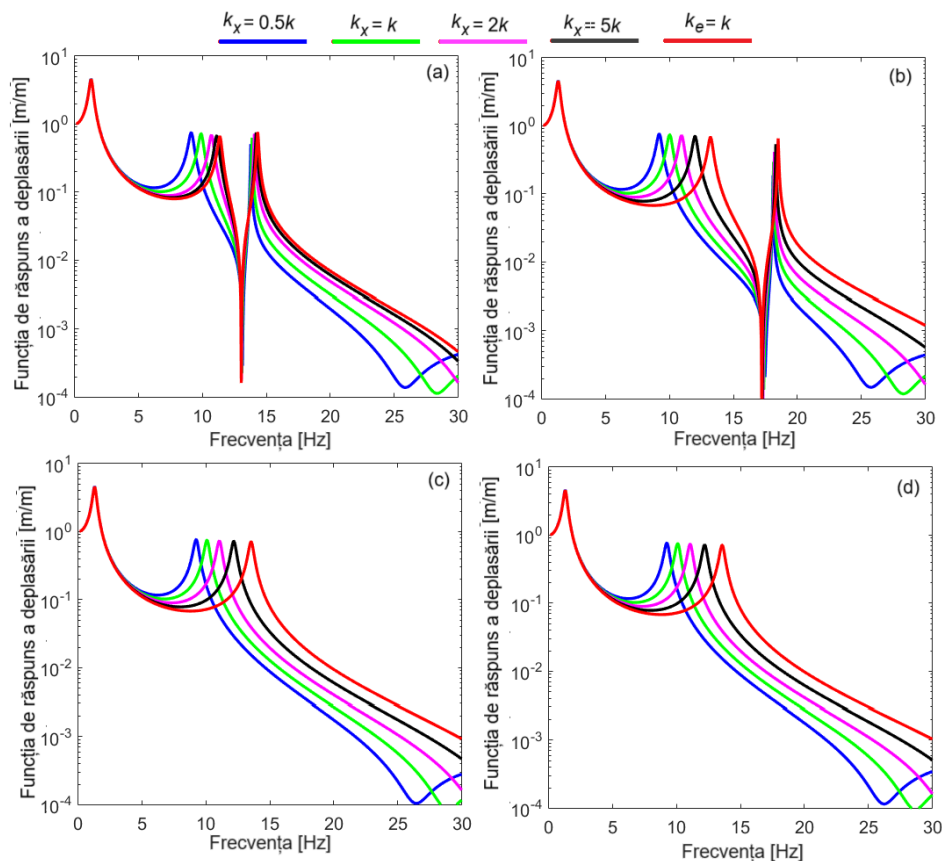


Fig. 6.9. Funcțiile de răspuns în frecvență ale deplasării la mijlocul cutiei pentru diferite valori ale rigidității prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi: (a) $k_z = 100 \text{ MN/m}$; (b) $k_z = 1 \text{ GN/m}$; (c) $k_z = 10 \text{ GN/m}$; (d) $k_z = 100 \text{ GN/m}$.

Dacă rigiditatea verticală k_z este 100 MN/m , atunci frecvența de încovoiere a cutiei scade de la $12,2 \text{ Hz}$ la $9,11 \text{ Hz}$. În ceea ce privește ultimele trei cazuri considerate, nu se pot identifica diferențe importante între acestea, frecvența de încovoiere a cutiei scade de la cca. $13,5 \text{ Hz}$ până la aproximativ $9,2 \text{ Hz}$. În orice caz, rezultatele obținute arată importanța asigurării rigidității longitudinale la un nivel suficient de mare pentru a nu compromite funcționalitatea sistemului de bare anti-încovoiere.

Tabelul 6.1. Frecvențele de încovoiere ale cutiei.

Rigiditatea verticală k_z	Factorul de proporționalitate K				
	∞	5	2	1	0,5
100 MN/m	12,20 Hz	11,51 Hz	10,07 Hz	9,88 Hz	9,11 Hz
1 GN/m	13,21 Hz	11,98 Hz	10,93 Hz	10,00 Hz	9,18 Hz
10 GN/m	13,52 Hz	12,16 Hz	11,04 Hz	10,07 Hz	9,22 Hz
100 GN/m	13,56 Hz	12,19 Hz	11,05 Hz	10,08 Hz	9,23 Hz

Se analizează în continuare efectul creșterii lungimii barelor anti-încovoiere asupra funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei și barelor anti-încovoiere. Analiza se restrânge la două cazuri privind rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi, respectiv $k_z = 1 \text{ GN/m}$ și $k_z = 10 \text{ GN/m}$.

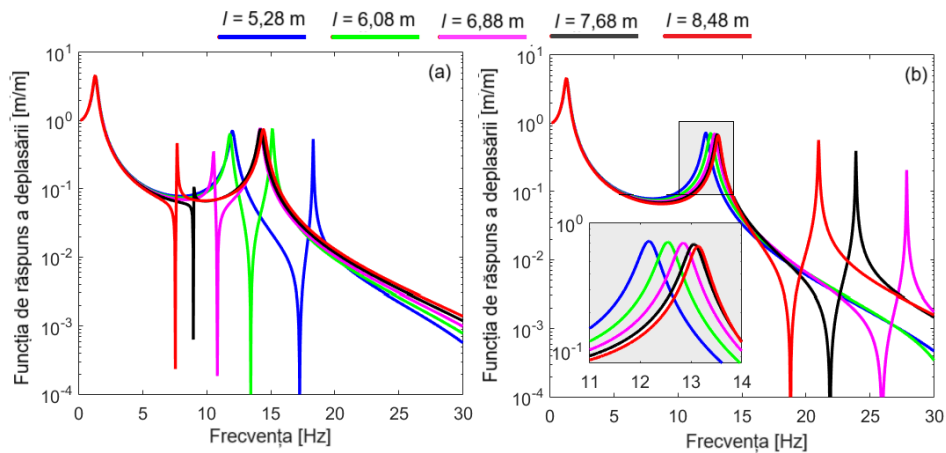


Fig. 6.10. Influența lungimii barelor anti-încovoiere asupra răspunsului în frecvență al cutiei: (a) $k_z = 1$ GN/m; (b) $k_z = 10$ GN/m.

Figura 6.10 prezintă funcția de răspuns în frecvență a cutiei pentru 5 valori ale lungimii barelor anti-încovoiere aflate în progresie aritmetică cu rația 0,8 m plecând de la valoarea de referință 5,28 m. Diagrama (a) este construită pentru $k_z = 1$ GN/m, iar curba albastră reprezintă răspunsul în frecvență de referință al cutiei. Pe măsură ce lungimea barelor anti-încovoiere este mai mare, scade frecvența modului de săltare al barelor. Diagrama (b) este calculată pentru $k_z = 10$ GN/m și pentru aceleași valori ale lungimii barelor anti-încovoiere. Și aici se constată reducerea frecvenței modului de săltare al barelor anti-încovoiere. Spre deosebire de exemplul precedent, nu mai apare interferența dintre modul de încovoiere al cutiei și modul de săltare al barelor anti-încovoiere. Se observă efectul creșterii lungimii barelor anti-încovoiere asupra frecvenței de încovoiere a cutiei care crește de la 12,16 Hz pentru $l = 5,28$ m la 13,14 Hz pentru $l = 8,48$ m.

Pe baza rezultatelor obținute în acest capitol, se investighează în capitolul următor efectul inerției barelor anti-încovoiere și al rigidității prinderii acestora de suporturi asupra răspunsului dinamic al cutiei și asupra confortului călătorilor.

7. Efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar

7.1. Introducere

În Capitolele 4 și 5 au fost dezvoltate studii privind structura modelelor mecanice ce pot fi utilizate pentru studiul vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculelor feroviare, cu scopul de a stabili configurația potrivită a modelului suspensiei secundare și a modelului căii de rulare care să asigure rezultate suficient de precise fără a complica însă în mod inutil analiza rezultatelor prin creșterea complexității modelului. Plecând de la modelul sistemului cutie – bare anti-încovoiere dezvoltat în Capitolul 6 și având în vedere rezultatele obținute în cele două capitole menționate mai sus, se elaborează modelul sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare.

Acest model este alcătuit din cutia vehiculului prevăzută cu bare anti-încovoiere, care se sprijină pe suspensia secundară pentru care se adoptă modelul C prezentat în Capitolul 4, șasiurile boghiurilor, suspensia primară, trenul de roți al vehiculului și calea de rulare, considerată rigidă în baza rezultatelor obținute în Capitolul 5. Sunt deduse apoi ecuațiile de mișcare ale modelului sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare și sunt stabilite funcțiile de răspuns în frecvență, considerând neregularitățile armonice ale căii de rulare. În final, este evaluat efectul barelor anti-încovoiere asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar la circulația pe o cale cu neregularități aleatoare.

7.2. Modelul sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere - boghiuri – cale de rulare

Figura 7.1 prezintă modelul mecanic al sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare. Vehiculul feroviar circulă cu viteza constantă V pe o cale rigidă care prezintă neregularități verticale, ce întrețin vibrațiile verticale ale vehiculului.

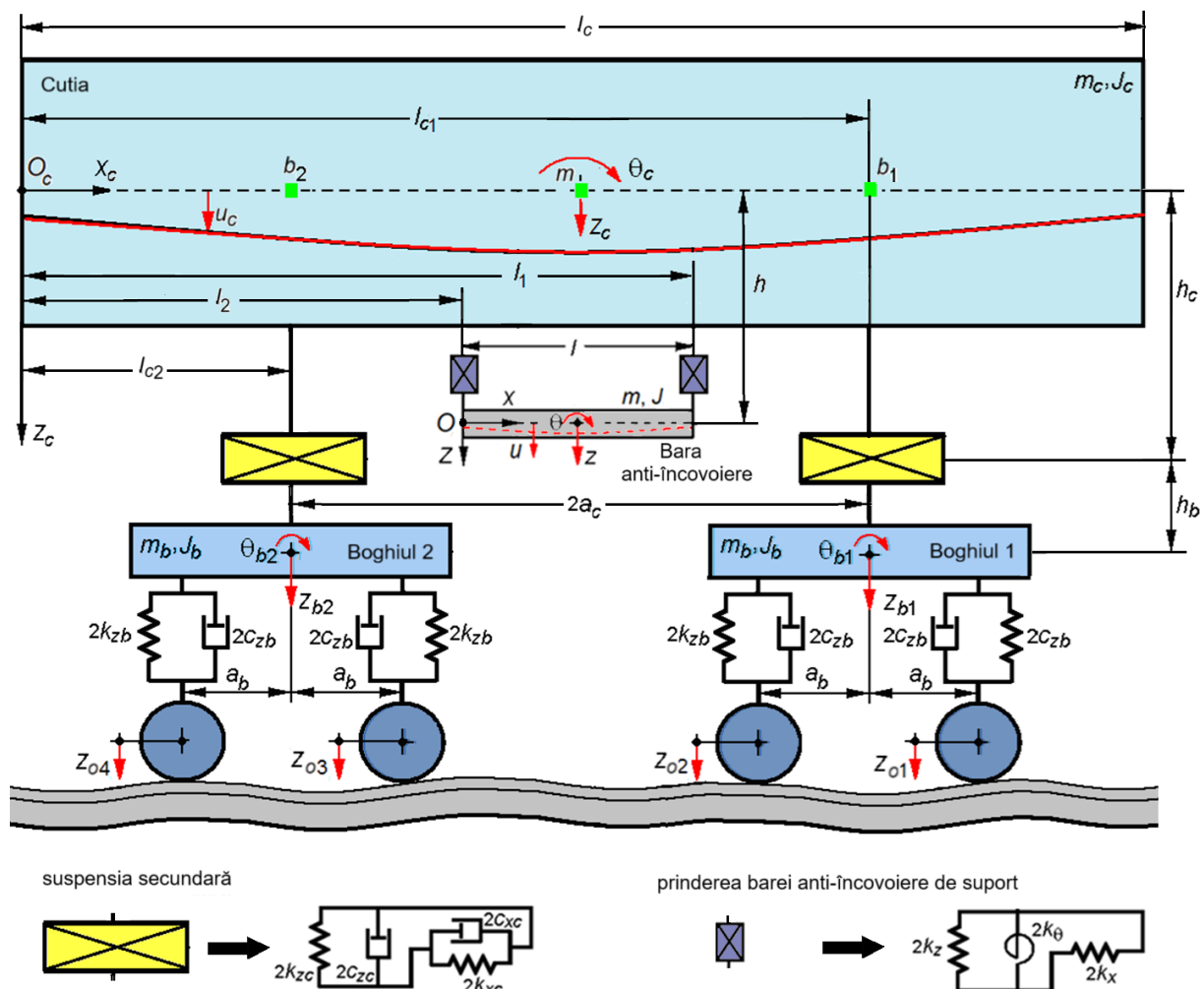


Fig. 7.1. Modelul sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare.

În ceea ce privește structura modelului vehiculului, este preluată reprezentarea sistemului cutie – bare anti-încovoiere din Capitolul 6. Se reamintește că atât cutia vehiculului, cât și barele anti-încovoiere sunt modelate cu ajutorul teoriei grinzii Euler-Bernoulli liberă la capete. Spre deosebire de modelul cutiei care nu prezintă legături la capete, modelul barelor anti-încovoiere este legat la capete de elementele elastice ale prinderii de suporturile verticale care sunt fixate rigid de lonjeroanele cutiei.

Mișcarea cutiei este descrisă în raport cu sistemul de referință $O_c x_c z_c$ de deplasarea verticală u_c obținută prin compunerea modurilor rigide de vibrație - săltarea și galopul, și a primului mod de încovoiere pe baza metodei analizei modale. În mod asemănător, mișcarea barelor anti-încovoiere, presupuse identice și care vibrează împreună, este raportată la sistemul de referință mobil $O_x z$ cu ajutorul deplasării verticale u care este rezultatul suprapunerii modurilor rigide și a primului mod de încovoiere verticală.

Cutia este rezemată pe suspensia secundară care este reprezentată cu ajutorul a patru sisteme Kelvin-Voigt dispuse pe direcție verticală, câte unul pentru fiecare sfert de cutie. Totodată, sunt prevăzute alte patru sisteme Kelvin-Voigt care transmit forțele longitudinale dintre cutie și cele două boghiuri. Acest tip de model de suspensie secundară este identic cu modelul C analizat în Capitolul 4. Același tip de model a fost utilizat și în referința [25], în care a fost prezentată metoda de reducere a vibrațiilor de încovoiere verticală ale cutiei vehiculului feroviar cu ajutorul sistemului de bare anti-încovoiere.

Șasiurile boghiurilor sunt modelate prin corpuri rigide cu câte două grade de libertate fiecare - săltare și galop. Deplasarea verticală corespunzătoare săltării este notată $z_{b1,2}$, iar rotația în plan vertical-longitudinal pentru galop este notată $\theta_{b1,2}$. Șasiurile boghiurilor se sprijină fiecare pe suspensia primară modelată prin sisteme Kelvin-Voigt.

Roțile vehiculului sunt corpuri rigide care sunt în contact permanent cu șinele căii de rulare. În acest mod, deplasările pe direcție verticală ale roților $z_{o1...4}$ sunt identice cu neregularitățile verticale ale căii de rulare în dreptul acestora.

Parametrii modelului sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare sunt după cum urmează:

- parametrii cutiei: $E_c I_c$ – rigiditatea la încovoiere, în care E_c este modulul longitudinal de elasticitate, iar I_c este momentul de inerție al secțiunii transversale a cutiei; ρ_c – masa cutiei pe unitatea de lungime; μ_c – coeficientul de amortizare structurală a cutiei, l_c – lungimea cutiei, $l_{c1,2}$ – cotele punctelor de rezemare a cutiei pe suspensia secundară, $2a_c$ – ampatamentul cutiei;

- parametrii barelor anti-încovoiere: EI – rigiditatea la încovoiere a unei bare, unde E este modulul de elasticitate longitudinal al materialului barelor, iar I este momentul de inerție al secțiunii transversale al barei; ρ – masa pe unitatea de lungime a barei; μ – coeficientul de amortizare structurală a barei; k – rigiditatea longitudinală a unei bare; d – diametrul unei bare; l – lungimea barelor;

- parametrii prinderii elastice a barelor anti-încovoiere de suporturi: k_z – rigiditatea pe direcție verticală; k_x – rigiditatea pe direcție longitudinală a prinderii unei bare de suport; k_0 – rigiditatea unghiulară pentru rotații în planul vertical-longitudinal; h – distanța dintre axa barelor anti-încovoiere și axa neutră a cutiei;

- parametrii suspensiei secundare: $2k_{zc}$ și $2c_{zc}$ – constantele de rigiditate și de amortizare ale suspensiei secundare corespunzătoare unui boghiu; $2k_{xc}$ și $2c_{xc}$ – constantele de rigiditate și de amortizare ale sistemului de transmitere a forței longitudinale dintre

cutie și un boghiu; h_c – distanța de la sistemul de transmitere a forței longitudinale dintre cutie și boghiuri la axa neutră a cutiei;

- parametrii șasiului boghiului: m_b și J_b – masa și momentul de inerție la galop; h_b – distanța de la centrul de masă al șasiului boghiului la sistemul de transmitere a forței longitudinale dintre cutie și boghiuri; $2a_b$ – ampatamentul boghiului;

- parametrii suspensiei primare: $2k_{zb}$ și $2c_{zb}$ – constantele de rigiditate și de amortizare ale suspensiei primare corespunzătoare unei osii.

7.5. Răspunsul dinamic al cutiei cu bare anti-încovoiere la neregularitățile căii de rulare

Pe baza modelului prezentat în secțiunea anterioară este analizat în continuare răspunsul dinamic al sistemului cutie – bare anti-încovoiere, sub forma funcției de răspuns în frecvență a deplasării, considerând neregularitățile căii de rulare sub formă armonică.

Figura 7.2 prezintă, ca referință, funcția de răspuns în frecvență a cutiei fără bare anti-încovoiere și funcția de răspuns în frecvență a cutiei cu bare anti-încovoiere (modelul tip bare fără inerție) la circulația cu viteza de 200 km/h. S-a considerat cazul fără amortizare pentru a pune în evidență frecvențele de rezonanță ale modurilor de vibrație ale vehiculului.

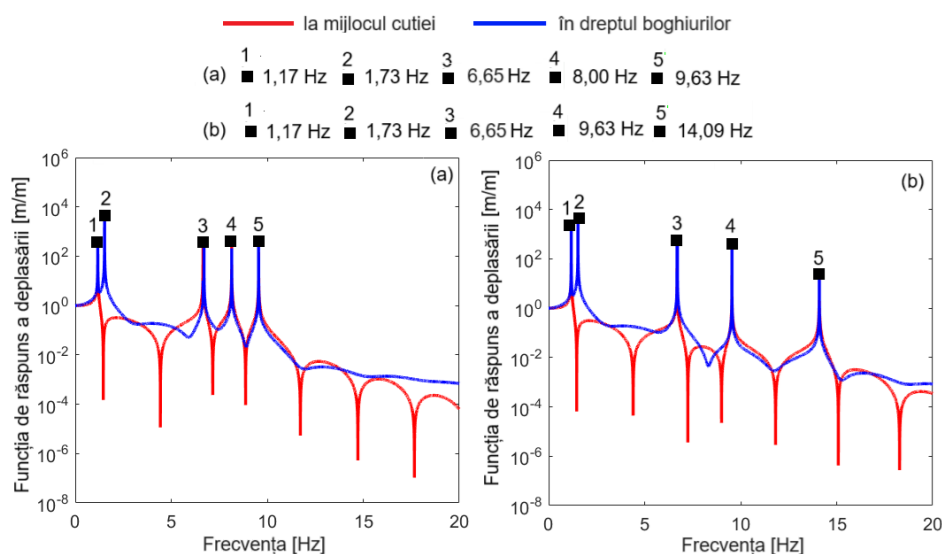


Fig. 7.2. Funcțiile de răspuns în frecvență ale deplasării la mijlocul cutiei și în dreptul boghiurilor: (a) cutie fără bare anti-încovoiere; (b) cutie cu bare anti-încovoiere (modelul tip bare fără inerție).

În diagrama (a) se regăsesc frecvențele proprii ale modurilor de vibrație ale vehiculului, așa cum au fost puse în evidență în secțiunea 5.5: frecvența de săltare a cutiei la 1,17 Hz, frecvența de săltare a boghiului la 6,65 Hz, frecvența de galop a cutiei la 1,73 Hz, frecvența de galop a boghiului la 9,63 Hz și frecvența de încovoiere a cutiei la 8,00 Hz. Se precizează că datorită sistemului de transmitere a forțelor longitudinale dintre cutie și boghiuri, galopul boghiurilor este cuplat cu încovoierea cutiei, ceea ce explică apariția la mijlocul cutiei a rezonanței de la 9,63 Hz specifică galopului boghiului.

În diagrama (b) se poate observa efectul barelor anti-încovoiere care rigidizează cutia vehiculului și astfel frecvența de încovoiere a cutiei crește la 14,09 Hz. Celelalte frecvențe proprii rămân practic neschimbate față de cele obținute la vehiculul fără bare anti-încovoiere: frecvența de săltare a cutiei la 1,17 Hz, frecvența de săltare a boghiului la 6,65 Hz, frecvența de galop a cutiei la 1,73 Hz, frecvența de galop a boghiului la 9,63 Hz.

Plecând de la rezultatele obținute în Capitolul 6, se rețin patru valori ale rigidității verticale k_z a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi, respectiv 10 MN/m, 100 MN/m, 1GN/m și 10 GN/m, pentru studiul parametric al funcțiilor de răspuns în frecvență ale sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare.

Figura 7.3 prezintă funcția de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul cutiei, în dreptul boghiului, precum și funcția de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul barelor anti-încovoiere, în intervalul 0,1–100 Hz, pentru viteza de 200 km/h. Au fost luate în calcul cele patru valori selectate mai sus pentru rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi, considerându-se în același timp că legătura dintre barele anti-încovoiere și suporturi este rigidă, ceea ce înseamnă că rigiditatea longitudinală echivalentă k_e este egală cu rigiditatea longitudinală a unei bare anti-încovoiere k . Rezultatele au fost obținute cu ajutorul modelului tip bare cu inerție.

Ca o observație comună tuturor celor 4 diagrame, se menționează că sunt identificate toate frecvențele proprii ale vehiculului cu bare anti-încovoiere puse în evidență în figura 7.2 (b) unde s-a utilizat modelul tip bare fără inerție, respectiv: frecvența de săltare a cutiei la 1,17 Hz, frecvența de săltare a boghiului la 6,65 Hz, frecvența de galop a cutiei la 1,73 Hz, frecvența de galop a boghiurilor la 9,63 Hz. În diagrama (a) a figurii 7.3, unde rigiditatea verticală a prinderii este $k_z = 10$ MN/m, apare frecvența de încovoiere a barelor anti-încovoiere la 58,55 Hz atât pe graficul funcției de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul cutiei, cât și pe graficul funcției de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul barelor anti-încovoiere. Totodată, pe graficul funcției de răspuns în frecvență a deplasării cutiei în dreptul boghiului se identifică și frecvența de galop a barelor anti-încovoiere la 40,29 Hz. Mai sunt vizibile și frecvența de încovoiere a cutiei la 14,67 Hz și frecvența de săltare a barelor anti-încovoiere la 11,18 Hz.

În celelalte trei diagrame, pe măsură ce rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi crește, frecvența de încovoiere a barelor anti-încovoiere și frecvența de galop a acestora părăsesc intervalul de frecvență considerat. În același timp, are loc separarea progresivă a frecvenței de încovoiere a cutiei de frecvența de săltare a barelor anti-încovoiere. Acestea sunt situate la 12,78 Hz și 16,08 Hz dacă $k_z = 100$ MN/m, la 13,52 Hz și 27,94 Hz pentru $k_z = 1$ GN/m și ajung la 13,60 și 78,47 Hz atunci când $k_z = 10$ GN/m.

Figura 7.4 prezintă influența amortizării asupra funcției de răspuns în frecvență a deplasării cutiei și asupra funcției de răspuns în frecvență a deplasării barelor anti-încovoiere pentru viteza de 200 km/h. La cutie, funcția de răspuns în frecvență a deplasării este reprezentată la mijlocul acesteia și în dreptul celor două boghiuri. Pentru barele anti-încovoiere, funcția de răspuns în frecvență este calculată la mijloc. S-au considerat aceleași valori ale rigidității verticale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi ca și în exemplul anterior. În ceea ce privește amortizarea, valorile acesteia corespund la următoarele grade de amortizare: 0,015 – gradul de amortizare structurală al cutiei; 0,005 – gradul de amortizare structurală a barelor anti-încovoiere; 0,12 – gradul de amortizare a suspensiei secundare și 0,22 – gradul de amortizare a suspensiei primare.

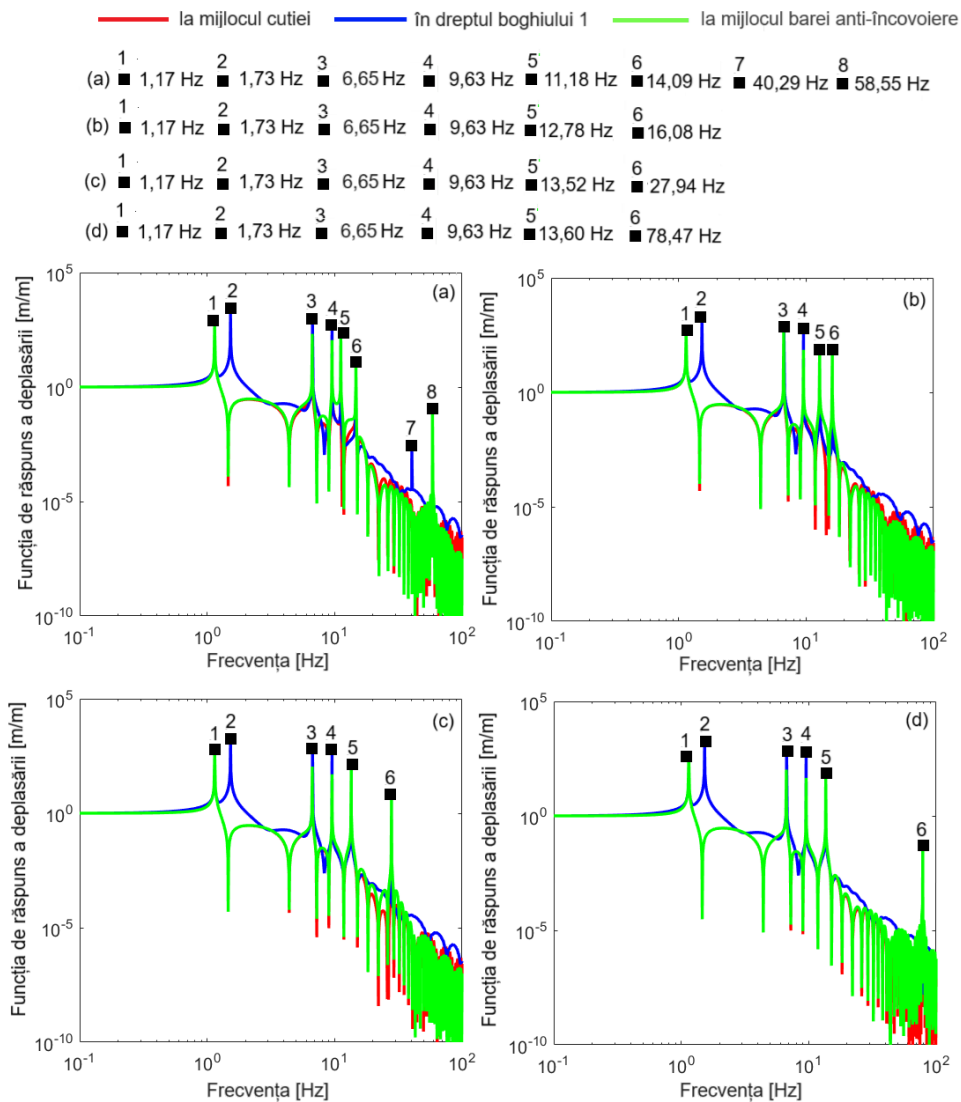


Fig. 7.3. Funcțiile de răspuns în frecvență ale deplasării la mijlocul cutiei și în dreptul boghiului 1 și funcția de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul barelor anti-încovoiere la 200 km/h (modelul tip bare cu inerție): (a) $k_z = 10$ MN/m; (b) $k_z = 100$ MN/m; (c) $k_z = 1$ GN/m; (d) $k_z = 10$ GN/m.

În diagrama (a), pentru $k_z = 10$ MN/m, răspunsul sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare este dominat, la frecvențe mai mari de 10 Hz, de două vârfuri care provin din încovoierea cutiei și săltarea barelor anti-încovoiere. Vibrația cea mai intensă este semnalată la mijlocul barelor anti-încovoiere. Vârful corespunzător galopului boghiurilor, care se putea observa pe graficul funcției de răspuns în frecvență a cutiei calculată deasupra boghiurilor (v. figura 7.3 (a)), este acum aplatizat datorită amortizării. Pe aceeași diagramă, funcția de răspuns în frecvență a deplasării cutiei calculată în dreptul boghiurilor prezintă în mod vizibil vârful de rezonanță datorat galopului barelor anti-încovoiere care este situat la puțin peste 40 Hz. Totodată, modul de încovoiere al barelor anti-încovoiere apare pe funcția de răspuns în frecvență a deplasării de la mijlocul barelor anti-încovoiere sub forma unui maxim la 58,6 Hz.

Dacă rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi crește la 100 MN/m (diagrama b), atunci pe graficele răspunsului în frecvență al sistemului se

regăsesc numai cele două vârfuri ale încovoierii cutiei și săltării barelor anti-încovoiere. În diagramele (c) și (d), pentru $k_z = 1 \text{ GN/m}$ și, respectiv, $k_z = 10 \text{ GN/m}$, frecvența la care apare vârful corespunzător încovoierii cutiei se stabilizează la aproximativ 13,5 Hz. Răspunsul în frecvență este și în aceste două cazuri mai mare la mijlocul barelor anti-încovoiere comparativ cu cel al cutiei, indiferent dacă acesta este calculat la mijloc sau deasupra celor două boghiuri.

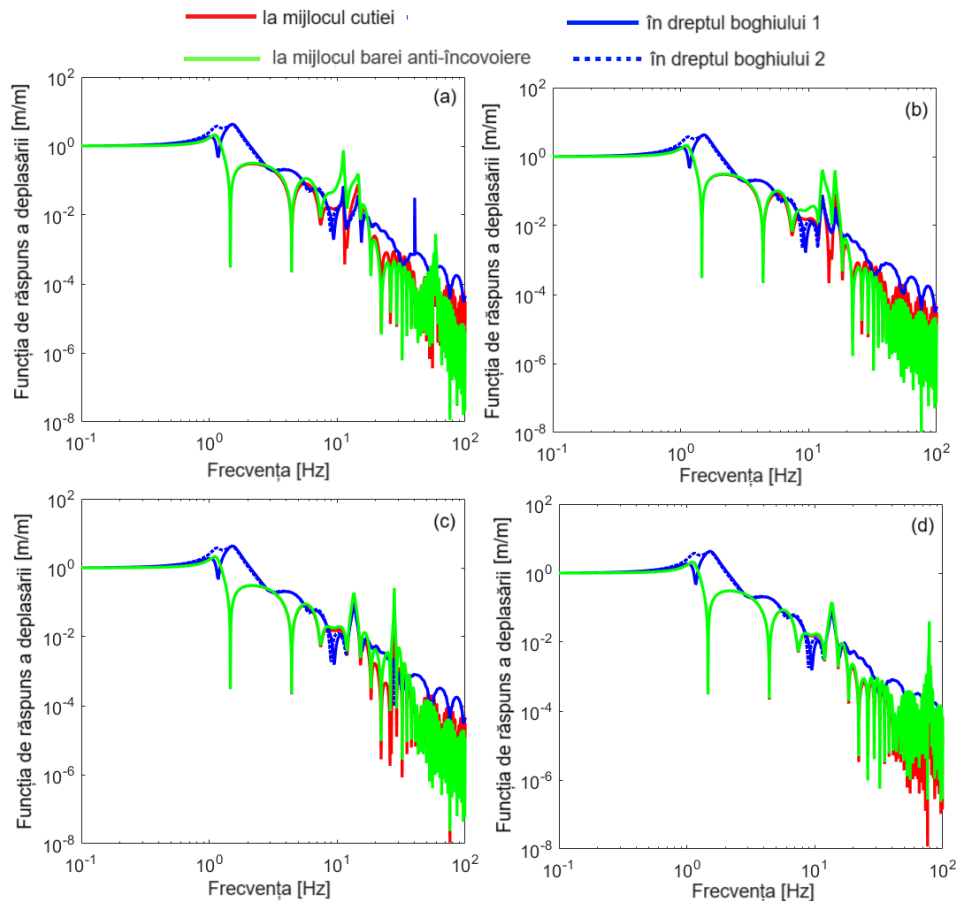


Fig. 7.4. Influența amortizării asupra funcțiilor de răspuns în frecvență ale deplasării la mijlocul cutiei și în dreptul boghiurilor și asupra funcției de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul barelor anti-încovoiere: (a) $k_z = 10 \text{ MN/m}$; (b) $k_z = 100 \text{ MN/m}$; (c) $k_z = 1 \text{ GN/m}$; (d) $k_z = 10 \text{ GN/m}$.

După cum s-a arătat în Capitolul 6, reducerea frecvenței de încovoiere a cutiei ca urmare a rigidității longitudinale insuficiente a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi poate fi compensată fie și numai parțial prin creșterea lungimii barelor anti-încovoiere. Figura 7.5 prezintă răspunsul în frecvență al deplasării la mijlocul cutiei considerând cinci valori ale lungimii barelor anti-încovoiere care au fost luate în calcul în capitolul anterior. În toate cazurile prezentate, se constată creșterea frecvenței modului de încovoiere al cutiei atunci când lungimea barelor anti-încovoiere este mai mare. Pe de altă parte, are loc o descreștere a frecvenței modului de săltare al barelor anti-încovoiere din cauză că acestea au masa mai mare. Acest aspect nu poate fi sesizat în diagrama (d) pentru că în acest caz frecvența săltării barelor anti-încovoiere este mai mare decât limita de 30 Hz a reprezentării în frecvență.

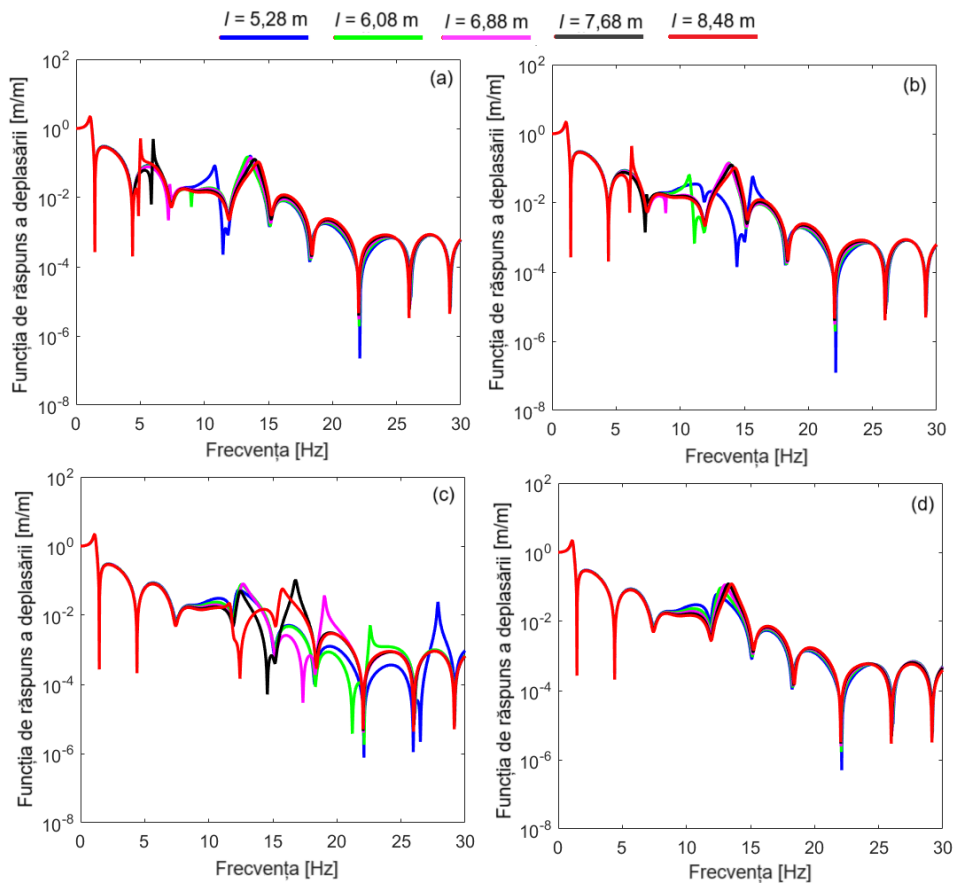


Fig. 7.5. Influența lungimii barelor anti-încovoiere asupra funcției de răspuns în frecvență a deplasării la mijlocul cutiei ($V = 200$ km/h): (a) $k_z = 10$ MN/m; (b) $k_z = 100$ MN/m; (c) $k_z = 1$ GN/m; (d) $k_z = 10$ GN/m.

7.6. Studiu privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar

În această secțiune se evaluează efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor cutiei și asupra confortului la circulația vehiculului pe o cale cu neregularități aleatoare.

Figura 7.6 prezintă efectul barelor anti-încovoiere (modelul tip bare fără inerție) asupra abaterii medii pătratică a accelerației cutiei și asupra indicelui de confort în punctele relevante ale cutiei, în domeniul de viteză 0 – 250 km/h. În ceea ce privește abaterea medie pătratică a accelerației cutiei în dreptul celor două boghiuri, barele anti-încovoiere au un efect marginal. La mijlocul cutiei însă regimul de vibrație se îmbunătățește sensibil datorită echipării cutiei cu bare anti-încovoiere, în special la viteze mai mari de 150 km/h. Cele mai mari reduceri ale regimului de vibrație sunt înregistrate la 176 km/h, unde abaterea medie pătratică a accelerației scade la 78 %, și la 250 km/h unde același parametru ajunge la 69 % din valoarea calculată pentru cutia fără bare anti-încovoiere. Indicele de confort scade într-o anumită măsură deasupra boghiurilor datorită prezenței barelor anti-încovoiere, o reducere mai accentuată observându-se după 200 km/h în special în dreptul boghiului 2. Confortul se îmbunătățește radical la mijlocul cutiei aproape pe întregul domeniu de viteză investigat.

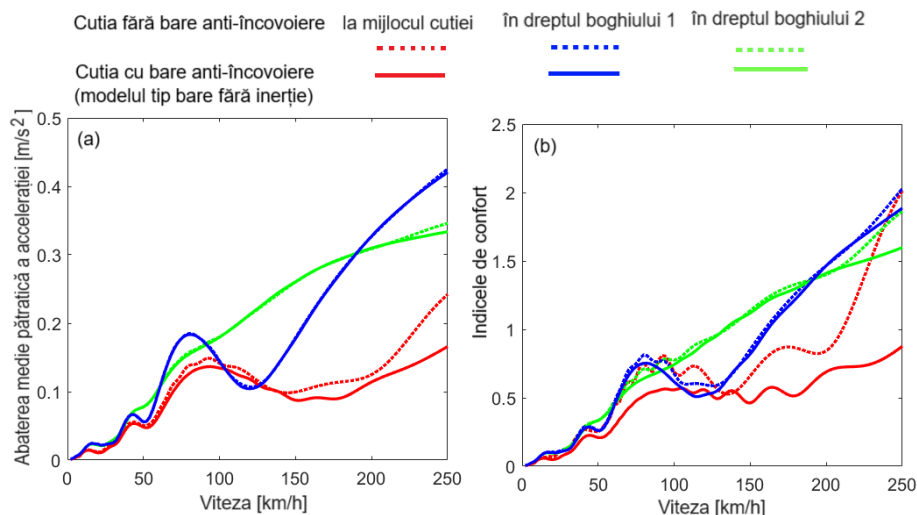


Fig. 7.6. Efectul barelor anti-încovoiere (model tip bare fără inerție):
 (a) abaterea medie pătratică a accelerației cutiei; (b) indicele de confort.

Există totuși un domeniu restrâns de viteză situat în jurul vitezei de 136 km/h , în care indicele de confort este mai puțin influențat de barele anti-încovoiere. Se remarcă reducerea accentuată a indicelui de confort la 178 km/h și la 250 km/h , viteze la care unde ajunge la 59%, respectiv 44%, din valoarea obținută în absența barelor anti-încovoiere.

Având în vedere că efectul barelor anti-încovoiere se manifestă practic numai la mijlocul cutiei, în continuare se restrânge aria de analiză, iar investigația se concentrează pe influența barelor anti-încovoiere asupra regimului de vibrație și a indicelui de confort la mijlocul cutiei utilizând modelul tip bare cu inerție.

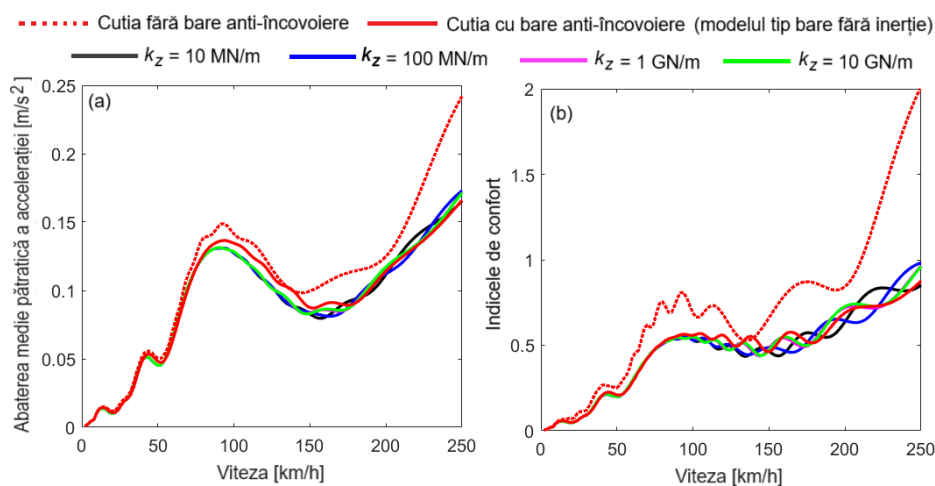


Fig. 7.7. Efectul barelor anti-încovoiere în corelație cu rigiditatea verticală a prinderii de suporturi (modelul tip bare cu inerție).

Figura 7.7 prezintă influența barelor anti-încovoiere asupra abaterii medii pătratice a accelerației și asupra indicelui de confort pentru patru valori ale rigidității verticale a prinderii dintre barele anti-încovoiere și suporturi. Sunt prezentate de asemenea graficul abaterii medii pătratice a accelerației și cel corespunzător indicelui de confort pentru cutia fără bare anti-încovoiere și pentru cutia cu bare anti-încovoiere utilizând modelul tip bare fără inerție.

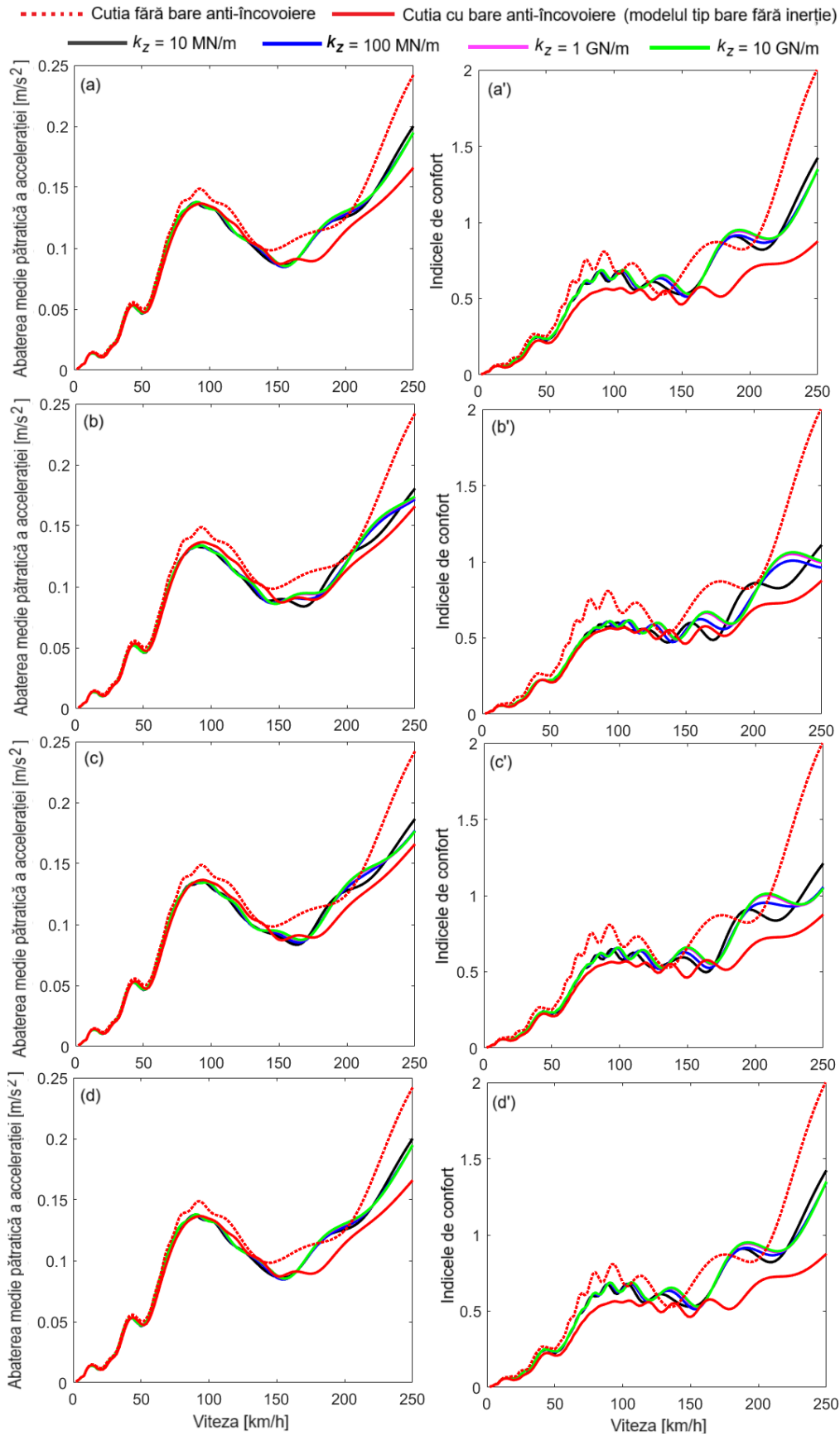


Fig. 7.8. Influența rigidității longitudinale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi: (a), (b), (c), (d) abaterea medie pătratică a accelerației; (a'), (b'), (c'), (d') indicele de confort; (a), (a') $K = 5$; (b), (b') $K = 2$; (c), (c') $K = 1$; (d), (d') $K = 0,5$.

Introducerea rigidității verticale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi influențează rezultatele începând de la viteza de 80 km/h. În intervalul cuprins între 80 km/h și cca 175 km/h, abaterea medie pătratică a accelerației este mai mică datorită elasticității verticale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi. La viteze mai mari, abaterea medie pătratică a accelerației calculată cu modelul tip bare cu inerție care ia în considerare rigiditatea verticală a prinderii variază în jurul celei obținute cu modelul tip bare fără inerție. Rezultate similare se obțin și în ceea ce privește indicele de confort.

Se reține că rezultatele prezentate în figura 7.7 arată că valorile considerate ale rigidității verticale nu afectează practic funcționalitatea barelor anti-încovoiere în condițiile în care pe direcție longitudinală prinderea este perfect rigidă.

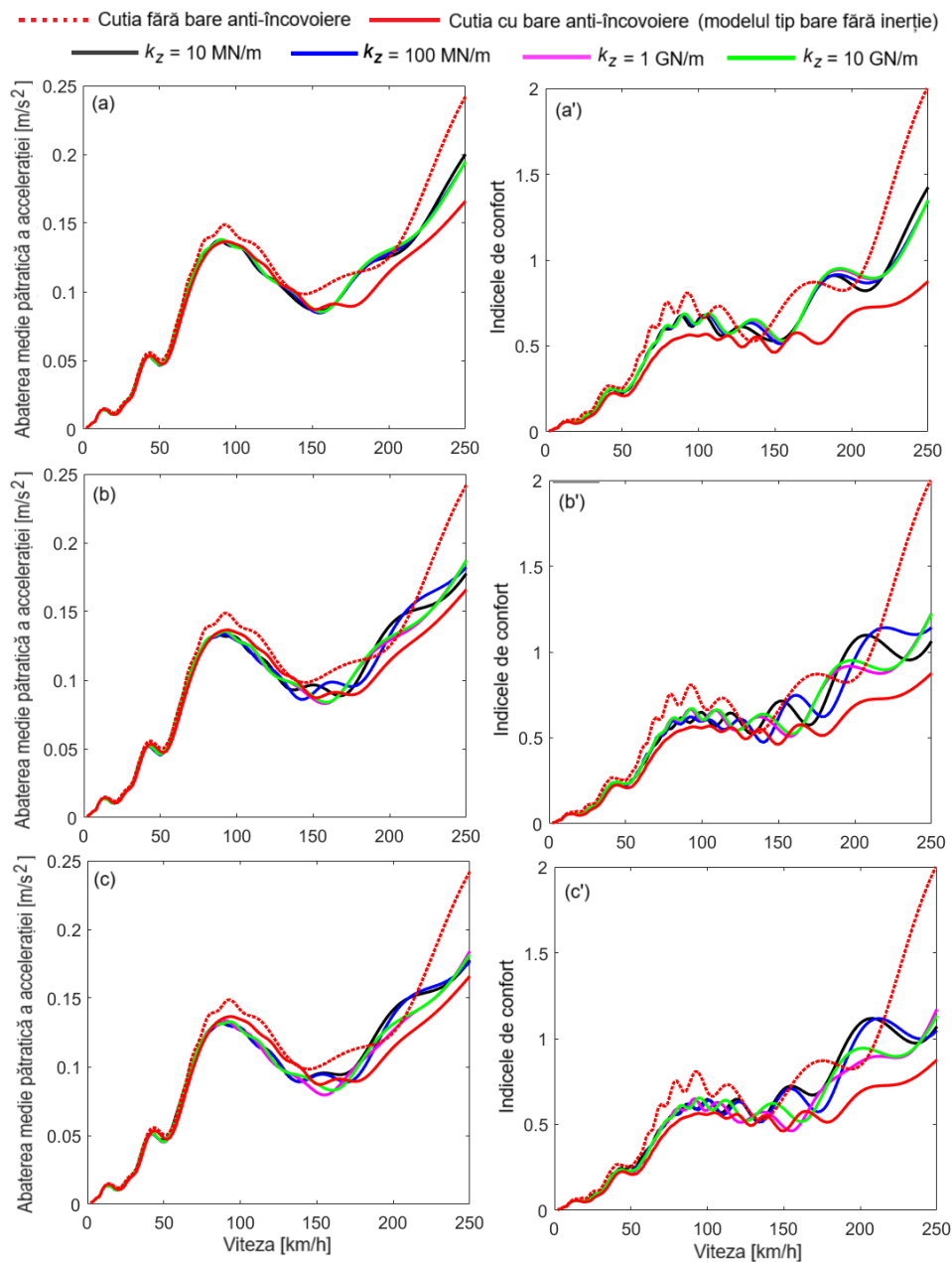


Fig. 7.9. Influența lungimii barelor anti-încovoiere de suporturi:
(a), (b), (c) abaterea medie pătratică a accelerației; (a'), (b'), (c') indicele de confort;
(a), (a') $l = 5,28$; (b), (b') $l = 6,88$; (c), (c') $l = 8,48$.

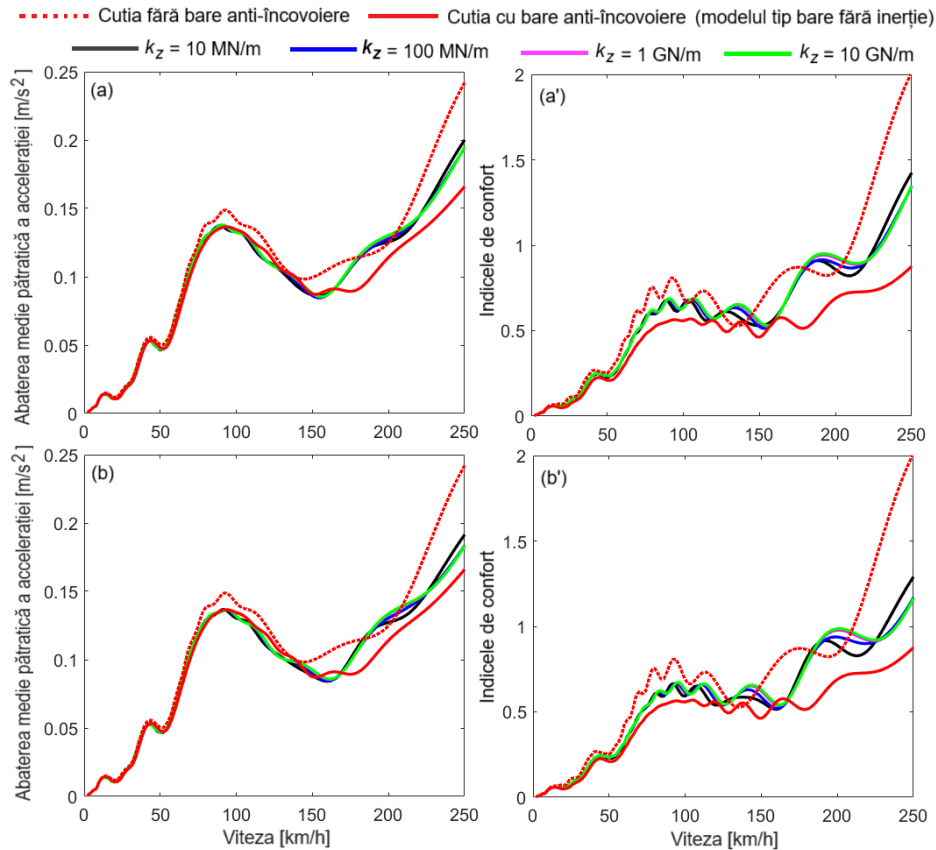


Fig. 7.10. Influența distanței dintre barele anti-încovoiere și axa neutră a cutiei:
 (a), (b) abaterea medie pătratică a accelerației;
 (a'), (b') indicele de confort (a), (a') $h = 1,2$ m; (b), (b') $h = 1,4$.

Figura 7.8 prezintă abaterea medie pătratică a accelerației la mijlocul cutiei și indicele de confort pentru cele patru valori ale rigidității longitudinale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi. Examinând cele două seturi de diagrame rezultă că pe măsură ce rigiditatea longitudinală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi scade, atât abaterea medie pătratică a accelerației, cât și indicele de confort cresc, ceea ce afectează eficacitatea barelor anti-încovoiere. În plus, se constată reducerea diferențelor dintre curbele abaterii medii pătratice a accelerației și indicelui de confort pentru diferite valori ale rigidității verticale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi atunci când rigiditatea longitudinală a prinderii este mai mică. Rezultă că nu poate fi contracarată reducerea eficacității barelor anti-încovoiere în cazul prinderii mai elastice a acestora de suporturi prin creșterea rigidității verticale k_z .

În figura 7.9, rigiditatea longitudinală are cea mai mică valoare considerată în acest studiu parametric. Lungimea barelor anti-încovoiere este 5,28 m în diagramele (a) și (a'), 6,88 m în diagramele (b) și (b') și respectiv 8,48 m în diagramele (c) și (c'), pentru a evalua efectul creșterii lungimii barelor anti-încovoiere asupra capacității acestora de a reduce regimul de vibrații al cutiei și de a îmbunătăți confortul la vibrații. Prin utilizarea unor bare anti-încovoiere mai lungi se obține îmbunătățirea performanțelor în domeniul vitezelor medii și mari. Cele mai bune rezultate se obțin dacă rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi este mai mare ($k_z = 1$ GN/m sau 10 GN/m) conform diagramele (c) și (c').

La efecte similare se poate ajunge dacă se mărește distanța dintre barele anti-încovoiere și axa neutră a cutiei, așa cum se poate observa în figura 7.10. Simulările numerice au fost efectuate considerând de asemenea cea mai mică valoare a rigidității longitudinale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi. Lungimea barelor anti-încovoiere ia valoarea de referință 5,28 m, în timp ce distanța dintre barele anti-încovoiere și axa neutră a cutiei este 1,2 m în diagramele (a) și (a') și 1,4 m în diagramele (b) și (b').

8. Determinări experimentale

8.1. Introducere

În capitolele anterioare, problema vibrațiilor cutiei vehiculului feroviar a fost abordată din punct de vedere teoretic, iar ca instrument de investigare au fost folosite aplicații software de simulare numerică. Astfel, în cadrul studiilor dezvoltate pe baza rezultatelor simulărilor numerice au fost puse în evidență, pe de o parte, caracteristici de bază ale regimului de vibrații verticale ale cutiei vehiculului feroviar, iar pe de altă parte, efecte importante ale barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor de încovoiere ale cutiei vehiculului feroviar. Fiind însă observații limitate doar la studii analitice, acestea pot fi considerate speculative, iar pentru a putea fi sintetizate sub formă de concluzii este absolut necesar ca mai întâi să fie coroborate cu rezultate experimentale.

În cadrul acestui capitol sunt descrise determinările experimentale realizate atât în condiții fizice reale, cât și în condiții de laborator, pentru verificarea rezultatelor teoretice.

Prima parte a capitolului este dedicată determinărilor experimentale realizate pe un vagon de călători seria 21-76 la circulația în linie curentă pe ruta București Nord – Constanța și retur. Sunt cuprinse aici două secțiuni distincte, o secțiune în care sunt descrise caracteristicile vagonului, condițiile de realizare a măsurătorilor, echipamentele și aplicațiile software utilizate și o altă secțiune în care sunt prezentate și analizate rezultate înregistrate pe secvențe de timp de 20 de secunde privind accelerațiile verticale măsurate la mijlocul cutiei vagonului. Pe baza analizei spectrale și a valorilor abaterii medii pătratice a accelerației măsurate sunt evidențiate cele mai importante caracteristici ale vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului, care au fost subliniate și în urma analizelor rezultatelor obținute prin simulări numerice în cadrul Capitolele 3, 4 și 5 ale tezei.

Determinările experimentale descrise în a doua parte a capitolului au fost realizate pentru a verifica rezultatele obținute prin simulări numerice privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar, prezentate în Capitolul 6 al tezei. Aceste determinări au fost organizate în condiții de laborator, în Departamentul Material Rulant de Cale Ferată din cadrul Facultății de Transporturi a Universității Naționale de Știință și Tehnologie Politehnica București, pe un model la scară al cutiei cu/fără bare anti-încovoiere. Modelul la scară al cutiei vehiculului reprezintă elementul principal al unui sistem experimental demonstrativ, proiectat și realizat în cadrul proiectului de cercetare 724PED/2022 cu titlul *Metodă de reducere a vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculelor feroviare bazată pe un sistem anti-încovoiere*

(cod proiect PN-III-P2-2.1-PED-2021-0319), implementat în perioada 2022 – 2024, în care, așa cum am mai arătat, am participat în calitate de student doctorand ca membru în echipa de cercetare [74].

A doua parte a capitolului este structurată pe trei secțiuni. În prima secțiune este descris în detaliu sistemul experimental demonstrativ și componentele lanțului de măsurare și control al acestui sistem. A doua secțiune prezintă structura aplicației software pentru controlul, achiziția, procesarea, reprezentarea și stocarea datelor măsurate, dezvoltată în mediul de programare Matlab. Ultima secțiune este rezervată prezentării și analizei accelerațiilor verticale măsurate la mijlocul modelului experimental al cutiei cu/fără bare anti-încovoiere și sintetizării concluziilor privind acordul dintre rezultatele teoretice și cele experimentale.

8.2. Determinări experimentale în condiții fizice reale

8.2.1. Caracteristicile vagonului de călători

Determinările experimentale în condiții fizice reale au fost realizate într-un vagon de călători de clasa a doua, din seria 21-76. Vagoanele din seria 21-76 sunt vagoane salon, cu 84 de locuri, destinate traficului intern de mediu și lung parcurs, fiind utilizate la trenurile Regio (R), InterRegio (IR) și InterCity (IC). În figura 8.1 este prezentat vagonul de călători seria 21-76 în compunerea trenului IR1682 (Constanța - București Nord). Vagoanele de călători din seria 21-76 au fost construite pentru viteza maximă de 160 km/h și echipate cu boghiuri Y32 R, cu roți monobloc, fără frână cu patină electromagnetică.



Fig. 8.1. Vagonul de călători seria 21-76 în compunerea trenului IR1682.

8.2.2. Descrierea determinărilor experimentale

Determinările experimentale s-au realizat la circulația în linie curentă, pe ruta București Nord – Constanța și retur (v. figura 8.2). Pe această linie de cale ferată, trenurile de călători pot circula cu o viteză maximă de 160 km/oră.



Fig. 8.2. Ruta feroviară București Nord – Constanța.

Pentru realizarea determinărilor experimentale s-a utilizat un lanț pentru măsurarea accelerației cutiei vagonului de călători, care reunește echipamente și dispozitive specializate produse de Brüel & Kjær (B&K) și National Instruments (NI), și un receptor GPS (Global Positioning System) pentru monitorizarea vitezei de circulație a trenului. Lanțul de măsurare a accelerației cutiei include accelerometrul B&K tip 4514 și sistemul de achiziție date format din ansamblul șasiu NI cDAQ-9171 - modul NI 9233. Sistemul de achiziție de date este conectat la un laptop, fiind comandat și controlat cu o aplicație software de control, achiziție, procesare, stocare și reprezentare a datelor măsurate. Pentru monitorizarea și înregistrarea vitezei de circulație a trenului s-a folosit receptorul GPS marca TOPGNSS, model GN-803G.

În continuare, în figurile 8.3 – 8.5 sunt prezentate imagini realizate cu ocazia efectuării determinărilor experimentale. În figura 8.3 se poate observa accelerometrul B&K tip 4514 care este fixat printr-un știft într-o piuliță lipită cu adeziv pe un suport metalic. În imaginea din figura 8.4 sunt prezentate toate componentele lanțului de măsurare a accelerației descrise mai sus, respectiv accelerometrul B&K tip 4514 și ansamblul șasiu NI cDAQ-9171 - modul NI 9233.

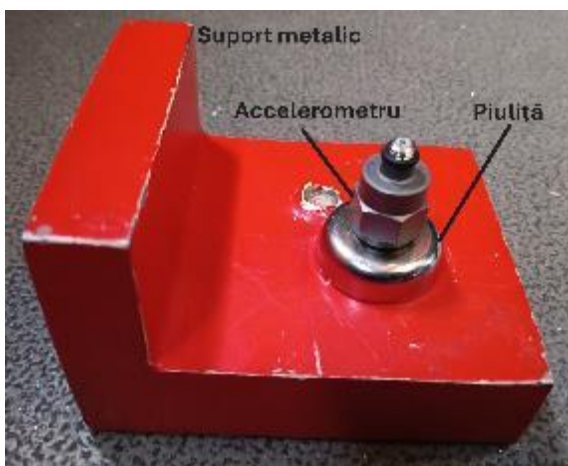


Fig. 8.3. Fixarea accelerometrului.



Fig. 8.4. Lanțul de măsurare a accelerației.

8.2.3. Analiza rezultatelor experimentale

În figurile 8.5 - 8.6 sunt prezentate valorile abaterilor medii pătratice ale accelerației pentru toate secvențele de măsurare corespunzătoare vitezelor la care s-au efectuat măsurători pentru ruta Constanța – București Nord. Analizând diagramele, se evidențiază o primă observație: la aceeași viteză, abaterea medie pătratică a accelerației ia valori într-un interval relativ larg. Dispersia valorilor abaterii medii pătratice a accelerației poate fi explicată prin variabilitatea amplitudinii neregularităților căii de rulare în lungul acesteia. O a doua observație este legată de influența vitezei de circulație asupra valorilor abaterii medii pătratice a accelerației. Chiar și în condițiile în care valorile accelerațiilor sunt dispersate, se observă tendința generală de amplificare a vibrațiilor cutiei la creșterea vitezei.

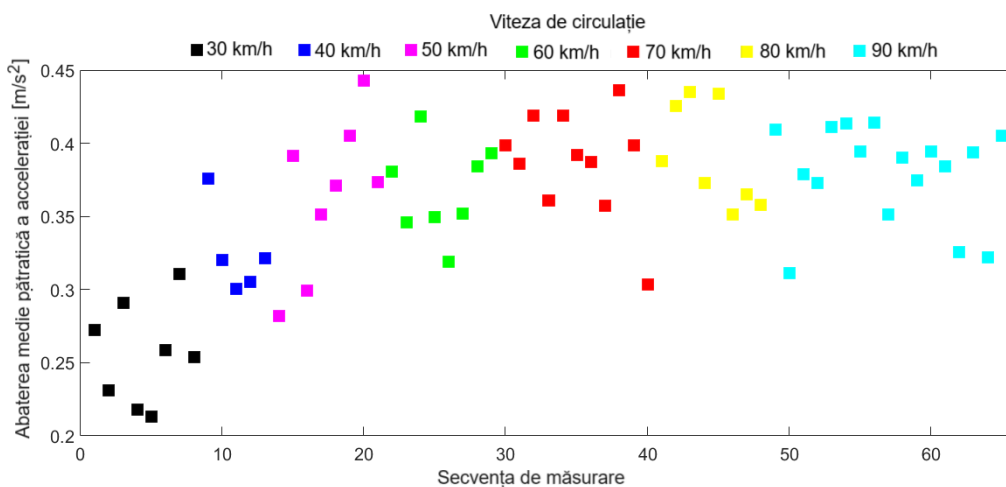


Fig. 8.5. Abaterea medie pătratică a accelerației înregistrată pe ruta Constanța - București Nord pentru viteze cuprinse între 30 km/h și 90 km/h.

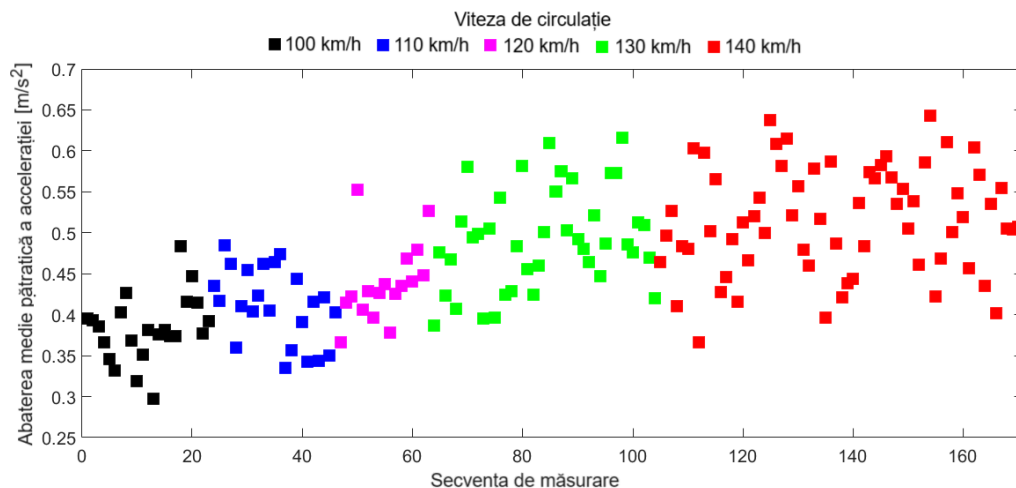


Fig. 8.6. Abaterea medie pătratică a accelerației înregistrată pe ruta Constanța - București Nord pentru viteze cuprinse între 100 km/h și 140 km/h.

Pe baza diagramelor din figura 8.7, se analizează răspunsul în frecvență al cutiei pentru șase valori diferite ale vitezei, cuprinse între 30 km/h și 140 km/h. Deși spectrele accelerațiilor măsurate prezintă mai multe vârfuri, cele corespunzătoare frecvenței proprii a săltării cutiei la 1,75 Hz și frecvenței proprii a încovoierii verticale a cutiei la 8,45 Hz se evidențiază în mod clar.

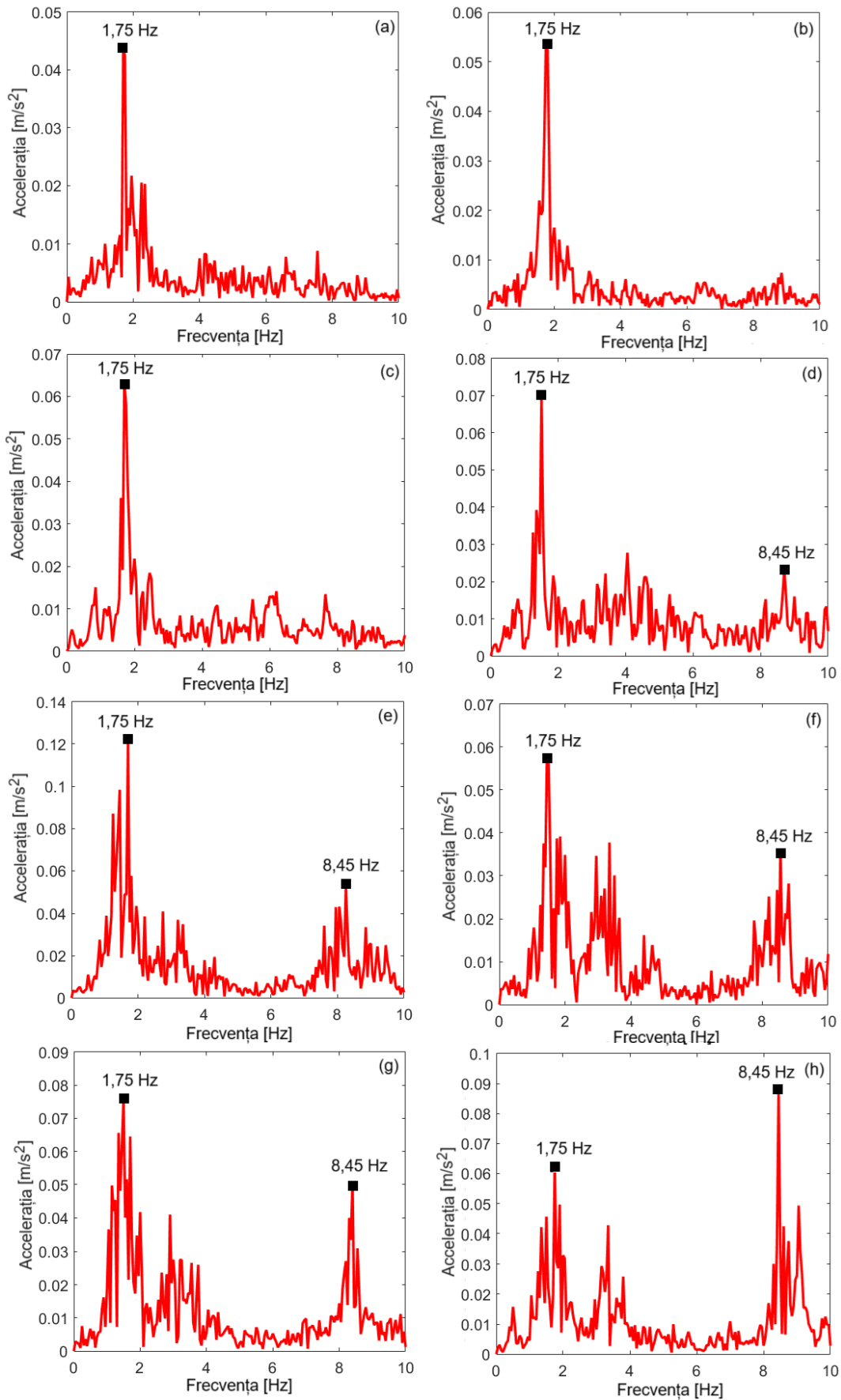


Fig. 8.7. Spectre ale accelerației măsurate la vitezele: (a) 30 km/h; (b) 40 km/h; (c) 50 km/h; (d) 60 km/h; (e) 100 km/h; (f) 110 km/h; (g) 120 km/h; (h) 140 km/h.

Trebuie reamintit aici că în Capitolele 3 – 5, pentru valorile de referință ale modelului numeric al vehiculului, au fost identificate următoarele frecvențe proprii ale modurilor de vibrație ale cutiei care se manifestă la mijlocul cutiei: 1,17 Hz – frecvența proprie a vibrațiilor de săltare; 8 Hz - frecvența proprie a vibrațiilor de încovoiere verticală. Ca și în cazul rezultatelor obținute pe baza simulărilor numerice cuprinse în Capitolul 3 și în Capitolul 5, și aici se evidențiază observații similare privind modurile de vibrație dominante la mijlocul cutiei. În general, săltarea este modul de vibrație care domină spectrul accelerației. Pe măsură ce viteza crește și vibrațiile de încovoiere au o pondere importantă, aspect care se observă în diagramele (d) – (g), în care vârful corespunzător frecvenței de 8,45 Hz este bine evidențiat. La viteze mari, cum este cazul diagramei (h) în care este reprezentat spectrul accelerației pentru 140 km/h, încovoierea devine modul de vibrație dominant la mijlocul cutiei.

8.3. Determinări experimentale în condiții de laborator

8.3.1. Descrierea sistemului experimental demonstrativ

Determinările experimentale realizate pentru verificarea rezultatelor obținute prin simulări numerice privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar (v. Capitolul 7) au fost organizate în laborator, pe un model experimental la scară 1:10 al cutiei fără bare anti-încovoiere și cu bare anti-încovoiere.

Modelul la scară al cutiei vehiculului reprezintă elementul principal al unui sistem experimental demonstrativ, proiectat și realizat în cadrul proiectului de cercetare 724PED/2022 cu titlul *Metodă de reducere a vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculelor feroviare bazată pe un sistem anti-încovoiere* (cod proiect PN-III-P2-2.1-PED-2021-0319), implementat în perioada 2022 – 2024 [74]. Proiectul a fost coordonat în calitate de director de conducătorul de doctorat, dna. profesor M. Dumitriu, iar eu am participat ca membru în echipa de cercetare, ca student doctorand.

Modelul experimental al cutiei, care este redusă la o grindă realizată din aluminiu, se sprijină prin intermediul unor elemente elastice din cauciuc pe doi suportți metalici. De o parte și de alta a modelului la scară al cutiei se atașează barele anti-încovoiere. În figurile 8.8 și 8.9 este prezentat modelul experimental al cutiei fără/cu bare anti-încovoiere. Figura 8.10 și figura 8.11 prezintă în detaliu bara anti-încovoiere și sistemul de prindere al acesteia de modelul experimental al cutiei. Figura 8.12 detaliază elementele elastice din cauciuc pe care se sprijină modelul experimental al cutiei.

Lanțul de măsurare și control al sistemului experimental demonstrativ integrează mai multe componente specializate dedicate generării semnalelor de comandă ale vibratorului și achiziției și prelucrării datelor experimentale (acelerația modelului experimental al cutiei și forța de excitație).

Vibrațiile modelului experimental al cutiei sunt excitate cu vibratorul Brüel & Kjær tip LDS V201 (figura 8.13) care lucrează cu amplificatorul LDS PA25E (figura 8.14), iar forța de excitație este măsurată cu celula de forță Laumas SA15 (figura 8.15) amplasată între vibrator și modelul experimental al cutiei. Ansamblul vibrator – amplificator - celula de forță este prezentat în figura 8.16.

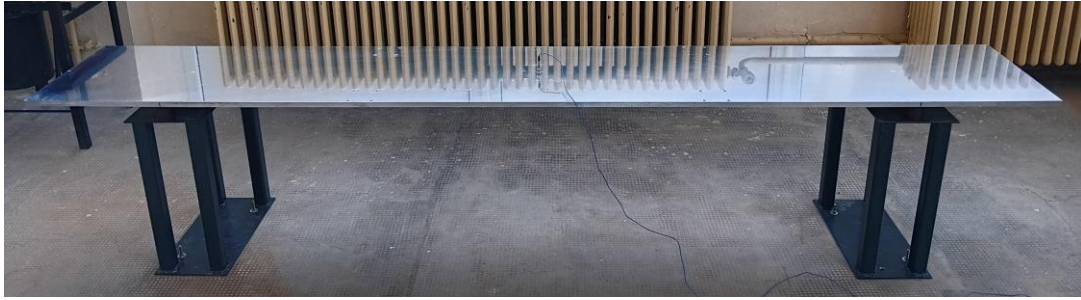


Fig. 8.8. Modelul experimental al cutiei fără bare anti-încovoiere [36].



Fig. 8.9. Modelul experimental al cutiei cu bare anti-încovoiere [36].

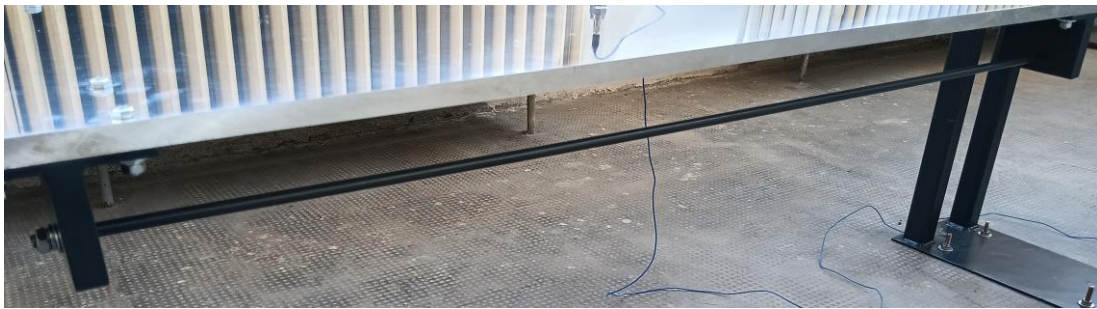


Fig. 8.10. Bară anti-încovoiere [36].



Fig. 8.11. Sistemul de prindere al barei anti-încovoiere [36].



Fig. 8.12. Elemente elastice din cauciuc [36].

Pentru aplicarea forței de excitație la un capăt al modelului experimental al cutiei, ansamblul vibrator – celulă de forță este amplasat pe un suport special (figura 8.17). Măsurarea accelerației modelului experimental al cutiei se face cu un accelerometru Brüel & Kjaer tip 4514 montat la mijlocul acestuia (figura 8.18).

În sistemul experimental demonstrativ sunt integrate mai multe componente specializate, dedicate achiziției și prelucrării datelor experimentale (accelerația modelului experimental al cutiei și forța de excitație) sau generării semnalelor de comandă ale vibratorului.



Fig. 8.13. Vibrator LDS V201.



Fig. 8.14. Amplificator LDS PA25E.



Fig. 8.15. Celula de forță Laumas SA15.



Fig. 8.16. Ansamblul vibrator – amplificator – celula de forță.



Detaliu – amplasarea ansamblului vibrator – celula de forță.



Fig. 8.17. Amplasarea ansamblului vibrator – celula de forță.



Fig. 8.18. Montarea accelerometrului pe modelul experimental al cutiei.



Fig. 8.19. Șasiu NI cDAQ-9174.



Modul NI 9234.



Modul NI 9263.



Modul NI 9219.

Fig. 8.20. Module seriale.

Este vorba de ansamblul format din șasiul tip NI cDAQ-9174 (figura 8.19) și trei module cu funcții specializate (figura 8.20): modulul NI 9234 pentru preluarea și sinteza fluxului de date de la cele trei accelerometre, modulul NI 9263 specializat pentru generarea semnalelor de comandă ale vibratorului și modulul NI 9219 destinat măsurătorilor de tensiune sau curent cu aplicații în tensometria electrică rezistivă.

8.3.2. Analiza rezultatelor experimentale

Verificarea rezultatelor obținute prin simulări numerice privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar, prezentate în cadrul Capitolului 7 al tezei, presupune măsurarea accelerației modelului experimental al cutiei, într-o primă fază, fără bare anti-încovoiere și, ulterior, cu bare anti-încovoiere.

Pentru asigurarea reprezentativității statistice a rezultatelor măsurărilor au fost efectuate câte șase înregistrări ale datelor experimentale (accelerații verticale și forțe de excitație) pentru fiecare valoare a frecvenței forței de excitație armonică considerată în domeniul de interes, respectiv domeniul cuprins între 5 Hz și 20 Hz.

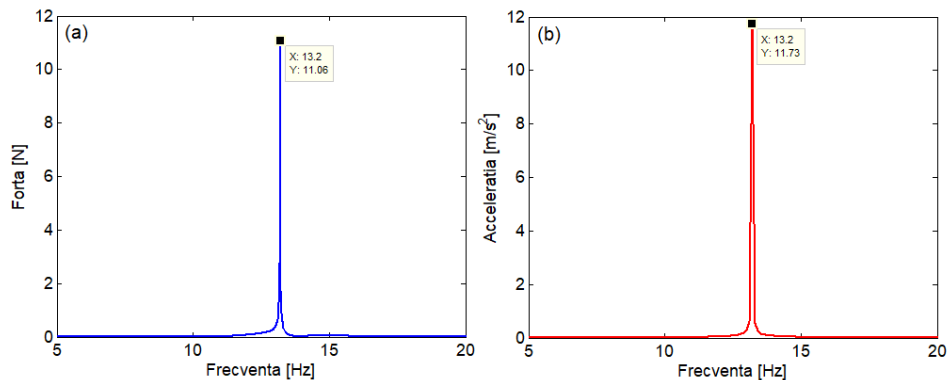


Fig. 8.21. Spectrul de amplitudine: (a) al accelerației măsurată la mijlocul modelului experimental al cutiei; (b) al forței de excitație.

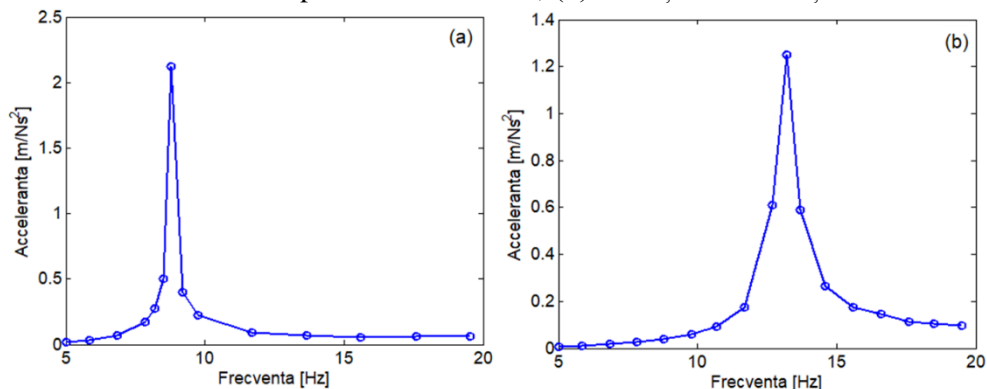


Fig. 8.22. Accelerația la mijlocul modelului experimental al cutiei: (a) fără bare anti-încovoiere; (b) cu bare anti-încovoiere.

În diagramele din figura 8.21 este prezentat spectrul de frecvență al accelerației verticale măsurată la mijlocul modelului experimental al cutiei cu bare anti-încovoiere la frecvența de 13,2 Hz și spectrul de frecvență al forței de excitație corespunzătoare. Analiza diagramelor indică faptul că cele două spectre sunt dominate de vârfurile care apar la frecvența de excitație, celelalte componente spectrale având o pondere

ne semnificativă. Pentru fiecare înregistrare s-a calculat accelerația ca raportul între amplitudinea maximă a accelerației și amplitudinea maximă a forței de excitație determinate din spectrul de frecvență. În final, accelerația corespunzătoare unei anumite frecvențe a forței de excitație s-a calculat ca medie a accelerațiilor obținute din toate înregistrările efectuate la acea frecvență.

Diagramele (a) și (b) din figura 8.22 prezintă funcțiile de răspuns în frecvență determinate pe baza accelerațiilor măsurate la mijlocul modelului experimental al cutiei fără bare anti-încovoiere, respectiv cu bare anti-încovoiere. Pentru simplificarea prelucrării datelor experimentale, funcția de răspuns în frecvență este prezentată sub forma accelerației. În ambele cazuri, regimul de vibrație al modelului experimental al cutiei este dominat de primul mod de încovoiere verticală. Pentru modelul experimental al cutiei fără bare anti-încovoiere frecvența de rezonanță a primului mod de încovoiere verticală este la 8,8 Hz, iar vârful de rezonanță măsurat are valoarea $2,119 \text{ m/Ns}^2$. După montarea barelor anti-încovoiere, frecvența de rezonanță a primului mod de încovoiere verticală crește la 13,2 Hz, adică cu 50 %. În ceea ce privește amplitudinea regimului de vibrație, accelerația are valoarea $1,25 \text{ m/Ns}^2$. Pe baza valorilor accelerației se calculează rata de descreștere a vibrației de încovoiere verticală, care este 41%.

9. Concluzii, contribuții originale și direcții viitoare de cercetare

9.1. Concluzii

Pentru elaborarea tezei de doctorat am consultat un bogat material bibliografic, cuprinzând 131 de lucrări științifice (articole, monografii, teze de doctorat) și 11 lucrări tehnice (documentații tehnice, standarde și reglementări feroviare) care acoperă aria tematică a tezei. Analiza materialului bibliografic cuprinsă în Capitolul 1 și Capitolul 2 ale lucrării a condus la următoarele concluzii importante din perspectiva temei abordate:

- Criteriul reducerii greutateii reprezintă un criteriu general valabil în proiectarea vehiculelor feroviare pentru ca acestea să circule cu viteze cât mai mari, iar consumul de energie să fie cât mai redus. Prin reducerea greutateii vehiculelor feroviare se obțin și alte beneficii, cum sunt reducerea vibrațiilor transmise prin sol, reducerea costurilor de fabricație sau maximizarea utilizării sarcinilor pe osie.

- Pentru aplicarea criteriului greutateii, în etapa de proiectare a vehiculelor feroviare se poate alege una dintre următoarele soluții: utilizarea unor materiale ușoare sau modificarea structurilor mecanice ale vehiculului.

- Utilizarea unor materiale ușoare a avut drept consecință scăderea semnificativă a rigidității structurale a cutiei. S-au creat astfel condiții favorabile pentru excitarea vibrațiilor structurale în cazul cutiilor lungi ale vehiculelor de călători.

- Regimul de vibrații al cutiei este puternic influențat de vibrațiile structurale, cu efecte importante asupra confortului călătorilor. De asemenea, vibrațiile structurale soliciță cutia la oboseală, ceea ce conduce la reducerea duratei de exploatare a acesteia.

▪ Vibrațiile structurale ale cutiei vehiculului feroviar sunt deosebit de complexe, cu moduri locale și globale, care pot avea diferite forme modale și frecvențe proprii. Din punctul de vedere al confortului călătorilor, sunt importante modurile structurale de vibrație, ale căror frecvențe se situează în intervalul de frecvență joasă, în care organismul uman prezintă o sensibilitate ridicată la vibrații. Primul mod de încovoiere verticală a cutiei prezintă o importanță deosebită, având frecvența proprie în intervalul 7 ... 12 Hz, interval în care organismul uman prezintă o sensibilitate mai mare la vibrațiile verticale.

▪ Pentru reducerea vibrațiilor structurale ale cutiilor lungi și ușoare ale vehiculele de călători, criteriul greutateii trebuie corelat cu criteriul rigidității. „Cheia” proiectării structurii cutiei constă în obținerea unei rigidități mai mari pentru o greutate mai mică.

▪ Cele mai simple soluții pentru reducerea vibrațiilor structurale ale cutiei vehiculelor feroviare presupun reducerea lungimii cutiei, creșterea secțiunii transversale sau creșterea rigidității cutiei. Aceste soluții nu sunt eficiente, fiind în contradicție cu alte cerințe impuse în proiectarea cutiilor lungi și ușoare ale vehiculelor de călători.

▪ Metodele propuse în literatura de specialitate pentru reducerea modurilor flexibile de vibrație relevante din punctul de vedere al confortului vibratoriu pot fi grupate, în funcție de abordare, în metode pentru „izolarea vibrațiilor” sau metode pentru „amortizarea vibrațiilor”. Metodele care se încadrează în prima categorie - metode pentru „izolarea vibrațiilor”, au ca scop izolarea cutiei față de vibrațiile care se transmit de la osii și de la boghiuri prin intermediul suspensiei vehiculului. În cea de-a doua categorie - metode pentru „amortizarea vibrațiilor”, se pot include metodele care conduc la creșterea amortizării structurale a cutiei. Indiferent de categoria în care se încadrează, aceste metode pot fi dezvoltate pe baza unor concepte pasive, semi-active sau active.

▪ Problema vibrațiilor cutiilor flexibile, deosebit de importantă din punctul de vedere al impactului pe care îl are asupra performanțelor dinamice ale vehiculelor feroviare, a deschis o vastă arie de cercetare, care s-a dezvoltat în timp, pe măsură ce direcțiile de cercetare s-au diversificat, iar metodele și instrumentele de investigare au devenit tot mai complexe și mai rafinate.

▪ O dată cu introducerea conceptului de sistem de bare anti-încovoiere, care a stat la baza dezvoltării unei noi metode de reducere a vibrațiilor de încovoiere verticală ale cutiei vehiculelor feroviare de mare viteză, s-a deschis o nouă direcție de cercetare insuficient explorată până în prezent. Cercetările în această direcție pot fi dezvoltate pentru a răspunde întrebărilor privind influența modurilor proprii de vibrație ale barelor anti-încovoiere și a elementelor elastice de fixare de lonjeroanele șasiului cutiei asupra vibrațiilor cutiei și confortului vibratoriu.

În cadrul Capitolului 3 al tezei, au fost prezentate rezultatele unui studiu în care se analizează influența primului mod de încovoiere verticală asupra regimului de vibrații al cutiei vehiculului feroviar, în corelație cu rigiditatea la încovoiere a cutiei, viteza și amortizarea suspensiei. Pe baza acestor rezultate s-au sintetizat concluzii privind:

- Caracteristicile vibrațiilor verticale în punctele de relevante ale cutiei vehiculului.
- Efectul de filtrare geometrică.
- Modurile de vibrație dominante ale cutiei.
- Influența vibrațiilor de încovoiere asupra regimului de vibrații verticale al cutiei.
- Influența vitezei de circulație asupra regimului de vibrații verticale al cutiei.
- Influența încovoierii verticale a cutiei în corelație cu amortizarea suspensiei secundare/primare asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului.

În Capitolul 4 este investigată influența modelului suspensiei secundare asupra regimului de vibrații verticale al cutiei evaluat pe baza rezultatelor simulărilor numerice. Concluziile care se pot sintetiza pe baza studiilor cuprinse în Capitolul 4 sunt:

- Influența modelului suspensiei secundare se manifestă în special asupra vibrațiilor de încovoiere verticală a cutiei.

- Vibrațiile de galop ale cutiei sunt influențate doar de sistemul longitudinal de transmitere a forțelor longitudinale dintre cutie și boghiu, inclus în modelele C și D ale suspensiei secundare, și se manifestă prin creșterea frecvenței proprii a vibrației de galop a cutiei, fără modificări importante ale nivelului de vibrații.

- Nivelul de vibrații al cutiei crește semnificativ la frecvența proprie a vibrațiilor de galop a boghiului, în cazul modelelor C și D ale suspensiei. Se subliniază concluzia că sistemul longitudinal din suspensia secundară are o contribuție importantă în transmiterea vibrațiilor de galop ale boghiurilor la cutie, în timp ce sistemul de rotație contribuie într-o măsură mai mică.

- Sistemul longitudinal, introdus în modelul C și modelul D al suspensiei secundare, modifică semnificativ nivelul de vibrații verticale al cutiei, în special la mijlocul acesteia.

Capitolul 5 este dedicat unui studiu privind influența modelului căii de rulare - asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar evaluat pe baza rezultatelor obținute prin simulări numerice. Concluziile desprinse în urma studiului realizat în Capitolul 5 pot fi grupate în funcție de problemele tratate astfel:

- Influența modelului căii asupra regimului de vibrații al cutiei. Modelul căii are o influență redusă asupra regimului de vibrații al cutiei la mijlocul acesteia, însă are o pondere importantă în dreptul boghiurilor în domeniul frecvențelor mai mari de 20 Hz.

- Influența amortizării căii asupra regimului de vibrații al cutiei se manifestă în dreptul boghiurilor, la frecvența proprie a vibrațiilor verticale ale osiei pe cale.

- Influența modelului căii asupra modurilor dominante de vibrație ale cutiei. Modelul căii nu influențează modurile dominante de vibrație în punctele relevante ale cutiei.

- Influența modelului căii asupra nivelului de vibrații al cutiei. La frecvențele proprii ale vibrațiilor de săltare și de galop ale cutiei, modelul căii nu influențează rezultatele privind nivelul de vibrații al cutiei în niciunul dintre punctele relevante ale acesteia.

Capitolul 6 reprezintă o primă etapă a dezvoltării cercetărilor privind posibilitățile de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare prin utilizarea barelor anti-încovoiere. Principalele concluzii sintetizate pe baza rezultatelor prezentate sunt:

- Frecvențele de rezonanță ale cutiei nu sunt influențate semnificativ de sistemul de bare anti-încovoiere sau de rigiditatea prinderii barelor anti-încovoiere.

- Frecvențele de rezonanță ale barelor anti-încovoiere cresc continuu pe măsură ce prinderea barelor de suporturi este mai rigidă.

- Inerția sistemului de bare anti-încovoiere este mult mai mică decât cea a cutiei, ceea ce explică caracteristicile evidențiate mai sus.

- Dacă rigiditatea prinderii sistemului de bare anti-încovoiere este suficient de mare, este evitată interferența dintre modurile de încovoiere ale cutiei și barelor anti-încovoiere. În aceste condiții rezultă că nu mai este necesară limitarea lungimii barelor anti-încovoiere pentru a se asigura că frecvența proprie a acestora este suficient de depărtată de frecvența de încovoiere a cutiei.

- Creșterea insuficientă a rigidității prinderii sistemului de bare anti-încovoiere de suporturi poate determina interferența dintre vibrațiile cutiei și vibrația corespunzătoare modului de săltare al barelor anti-încovoiere. Rezultă necesitatea rigidizării prinderii legăturii dintre barele anti-încovoiere și suporturi.

- Vibrația barelor anti-încovoiere se amplifică dacă rigiditatea prinderii legăturii dintre barele anti-încovoiere nu este suficient de mare.

- Elasticitatea longitudinală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi reduce frecvența de încovoiere a cutiei și chiar poate compromite funcționalitatea metodei de reducere a vibrației cutie cu ajutorul sistemului de bare anti-încovoiere.

- Compensarea influenței nefavorabile a elasticității longitudinale a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi se poate face prin adoptarea de bare mai lungi, cu diametru mai mare, montate la o distanță mai mare de axa neutră a cutiei.

În Capitolul 7 sunt valorificate demersurile științifice efectuate în Capitolele 4, 5 și 6 inițiate pentru a construi modelul teoretic pentru studiul vibrațiilor sistemului integrat cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare.

Pe baza studiului parametric al funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei s-au desprins următoarele concluzii:

- Regimul de vibrație al cutiei nu este semnificativ influențat de rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere.

- Vârfurile de rezonanță se deplasează pe axa frecvenței pe măsură prinderea barelor anti-încovoiere de suporturi devine mai rigidă pe direcție verticală;

Corespunzător analizei privind influența vibrației de încovoiere a barelor anti-încovoiere asupra răspunsului dinamic al cutiei vehiculului s-au sintetizat concluziile:

- Abaterea medie pătratică a accelerației și indicele de confort nu sunt influențate semnificativ de rigiditatea verticală a prinderii barelor anti-încovoiere de suporturi dacă prinderea este perfect rigidă pe direcție longitudinală. Dacă prinderea barelor anti-încovoiere de suporturi devine mai elastică pe direcție longitudinală, atunci este afectat atât regimul de vibrații al cutiei, cât și confortul la vibrații.

- Se poate obține o îmbunătățire a regimului de vibrații al cutiei și a confortului la vibrații prin creșterea lungimii barelor anti-încovoiere sau prin mărirea distanței dintre barele anti-încovoiere și axa neutră a cutiei.

În cadrul Capitolului 8 sunt descrise determinările experimentale realizate atât în condiții fizice reale, cât și în condiții de laborator, pentru verificarea rezultatelor teoretice prezentate în cadrul tezei de doctorat.

Rezultatele determinărilor experimentale realizate în condiții fizice reale, pe un vagon de călători la circulația în linie curentă, au constituit baza de referință în procesul de verificare al rezultatelor obținute prin simulări numerice în Capitolele 3, 4 și 5.

Concluziile sintetizate în urma analizei spectrale și a abaterii medii pătratice a accelerației măsurată la mijlocul cutiei sunt în acord cu cele evidențiate în cadrul analizei regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului:

- Valorile frecvențelor proprii ale principalelor moduri de vibrație verticală ale cutiei identificate pe spectrul accelerației măsurată la mijlocul cutiei sunt comparative, din punct de cantitativ, cu cele obținute pe cale teoretică

- În general, la mijlocul cutiei, săltarea este modul de vibrație care domină spectrul accelerației. Pe măsură ce viteza crește și vibrațiile de încovoiere au o pondere importantă. La viteze mari, încovoierea devine modul de vibrație dominant la mijlocul cutiei.

Determinările experimentale realizate în condiții de laborator pe un model la scară al cutiei fără/cu bare anti-încovoiere au fost realizate pentru a verifica rezultatele obținute prin simulări numerice privind efectul barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar, prezentate în Capitolul 6 al tezei.

- Frecvența primului mod de încovoiere al modelului la scară al cutiei fără bare anti-încovoiere este la 8,8 Hz, ceea ce dovedește faptul că modelul a fost corect dimensionat.

- Frecvența primului mod de încovoiere al modelului la scară al cutiei cu bare anti-încovoiere este la 13,2 Hz, demonstrându-se astfel capacitatea barelor anti-încovoiere de a crește frecvența cu 50%.

- Rata de descreștere a vibrației la frecvența primului mod de încovoiere a modelului la scară al cutiei este de 41% datorită utilizării barelor anti-încovoiere, ceea ce reprezintă verificarea experimentală a funcționalității barelor anti-încovoiere.

9.2. Contribuții personale

Tratările originale ale problemelor studiate în cadrul tezei de doctorat pot fi sintetizate sub forma unor contribuții personale relevante din perspectiva temei de cercetare abordată, după cum se arată în continuare.

1. Dezvoltarea unui studiu privind influența vibrațiilor de încovoiere asupra regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar, cu următoarele contribuții originale:

- elaborarea modelului matematic și prelucrarea ecuațiilor de mișcare corespunzătoare a două modele mecanice diferite ale vehiculului - modelul „cutie rigidă” și modelul „cutie flexibilă”;
- elaborarea modelului numeric pentru calculul funcțiilor de răspuns în frecvență și a abaterii medii pătratică a accelerației cutiei vehiculului;
- realizarea aplicațiilor software pentru simularea regimului de vibrații al cutiei pentru modelul „cutie rigidă” și pentru modelul „cutie flexibilă”;
- analiza comparativă a regimului de vibrații al cutiei pentru modelul „cutie rigidă” și pentru modelul „cutie flexibilă”;
- analiza influenței vibrațiilor de încovoiere, în corelație cu viteza de circulație, amortizarea suspensiei secundare și amortizarea suspensiei primare, asupra regimului de vibrații al cutiei.

2. Dezvoltarea unui studiu privind influența modelului suspensiei în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar, cu următoarele contribuții:

- elaborarea a patru modele de tip cuplat rigid – flexibil ale vehiculului, corespunzătoare a patru modele diferite ale suspensiei secundare – un model de referință și trei modele de analiză;
- elaborarea modelelor matematice pentru fiecare dintre cele patru modele ale vehiculului și prelucrarea ecuațiilor de mișcare;
- elaborarea modelelor numerice pentru calculul funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei, corespunzătoare celor patru modele ale vehiculului;
- realizarea a patru pachete de aplicații software pentru simularea regimului de vibrații al cutiei, corespunzătoare celor patru modele ale vehiculului;

- analiza comparativă a regimului de vibrații al cutiei pentru cele patru modele ale vehiculului;
- identificarea modelului suspensiei secundare care asigură rezultate suficient de precise în evaluarea regimului de vibrații al cutiei, fără a face dificilă analiza rezultatelor prin creșterea complexității modelului.

3. Dezvoltarea unui studiu privind influența modelului căii de rulare în simularea regimului de vibrații verticale al cutiei vehiculului feroviar, cu următoarele contribuții originale:

- elaborarea unui model mecanic complex al sistemului vehicul – cale de rulare, modelul „cale elastică”, care include modelul de tip cuplat rigid-flexibil al vehiculului și modelul echivalent cu parametri concentrați al căii, legătura dintre cele două modele, respectiv dintre roți și șine, fiind realizată printr-un element elastic Hertzian liniar;
- elaborarea modelului matematic și prelucrarea ecuațiilor de mișcare;
- elaborarea modelului numeric pentru calculul funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei, corespunzătoare modelului „cale elastică”;
- realizarea aplicațiilor software pentru simularea regimului de vibrații al cutiei, corespunzătoare modelului „cale elastică”;
- analiza comparativă a regimului de vibrații al cutiei pentru modelul „cale elastică” și pentru modelul „cale rigidă”.

4. Dezvoltarea cercetărilor privind posibilitățile de reducere a vibrațiilor verticale de încovoiere ale cutiei prin utilizarea unui sistem de bare anti-încovoiere.

- elaborarea modelului sistemului cutie - bare anti-încovoiere, care ia în considerare efectul parametrilor elastici ai elementelor de prindere a barelor anti-încovoiere de suporturi și efectul modurilor rigide și de încovoiere ale barelor anti-încovoiere asupra răspunsului dinamic al cutiei vehiculului;
- elaborarea modelului matematic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere și prelucrarea ecuațiilor de mișcare;
- elaborarea modelului numeric pentru calculul funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei și ale barelor anti-încovoiere;
- realizarea aplicațiilor software pentru simularea răspunsului dinamic al cutiei pentru modelul „cutie fără bare anti-încovoiere”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere fără inerție”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere cu inerție”;
- analiza comparativă a răspunsului dinamic al cutiei pentru modelul „cutie fără bare anti-încovoiere”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere fără inerție”, modelul „cutie cu bare anti-încovoiere cu inerție”;
- stabilirea proprietăților de bază ale răspunsului dinamic al sistemului cutie - bare anti-încovoiere;
- stabilirea caracteristicilor regimului de vibrație armonic al cutiei și al barelor anti-încovoiere în funcție de rigiditatea prinderii barelor de suporturi;
- stabilirea corelației dintre frecvențele proprii ale vibrațiilor de săltare și vibrațiilor de încovoiere ale sistemului cutie - bare anti-încovoiere și rigiditatea prinderii barelor de suporturi;
- identificarea posibilităților de creștere a frecvenței vibrațiilor de încovoiere a cutiei cu ajutorul barelor anti-încovoiere;

- integrarea modelului sistemului cutie – bare anti-încovoiere în modelul sistemului general cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare utilizat pentru evaluarea efectului barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei;
 - elaborarea modelului matematic al sistemului cutie cu bare anti-încovoiere – boghiuri – cale de rulare și prelucrarea ecuațiilor de mișcare;
 - elaborarea modelului numeric pentru calculul funcțiilor de răspuns în frecvență ale cutiei și ale barelor anti-încovoiere;
 - realizarea aplicațiilor software pentru simularea răspunsului dinamic al cutiei cu bare anti-încovoiere;
 - analiza răspunsului dinamic al cutiei cu bare anti-încovoiere;
 - analiza comparativă a efectului barelor anti-încovoiere asupra vibrațiilor verticale ale cutiei vehiculului feroviar pe baza modelului „cutie fără bare anti-încovoiere”, a modelului „cutie cu bare anti-încovoiere fără inerție” și a modelului „cutie cu bare anti-încovoiere cu inerție”.
5. Realizarea determinărilor experimentale în condiții fizice reale, pe un vagon de călători la circulație pe linie curentă, cu următoarele contribuții:
- sintetizarea rezultatelor experimentale și realizarea unei arhive de date care cuprind accelerațiile verticale măsurate la mijlocul cutiei;
 - realizarea aplicațiilor software pentru prelucrarea accelerațiilor măsurate;
 - analiza rezultatelor experimentale;
 - sintetizarea concluziilor privind acordul dintre rezultatele teoretice și cele experimentale pe baza unor criterii care iau în considerare: frecvențele proprii ale principalelor modurilor de vibrație verticală la mijlocul cutiei; modurile de vibrație dominante la mijlocul cutiei identificate pe spectrele de accelerație.

9.3. Direcții viitoare de cercetare

Rezultatele prezentate în această teză reliefează aspecte importante privind modelarea sistemului vehicul - cale de rulare în simularea regimului de vibrații verticale al cutiilor flexibile ale vehiculelor feroviare de călători, respectiv posibilitățile de reducere a vibrațiilor de încovoiere verticală prin montarea barelor anti-încovoiere pe lonjeroanele șasiului cutiei. Având în vedere rezultatele obținute, există perspective privind dezvoltarea temei de cercetare tratată în această lucrare pe noi direcții orientate către:

- Dezvoltarea conceptului de bare anti-încovoiere pe care se bazează metoda de reducere a vibrațiilor de încovoiere ale cutiei vehiculelor feroviare și trecerea acestuia la un nivel de maturitate tehnologică (TRL) superior. Conceptul de bare anti-încovoiere a fost formulat ca rezultat al cercetării teoretice, corespunzător TRL2, iar apoi a fost verificat pe baza rezultatelor obținute experimental în condiții de laborator, trecând astfel la nivelul de maturitate tehnologică TRL3.
- Dezvoltarea de noi concepte și integrarea acestora în metode pentru reducerea vibrațiilor de încovoiere ale cutiei și îmbunătățirea confortului vibratoriu bazate, de exemplu, pe optimizarea amortizării suspensiei secundare sau creșterea rigidității structurale a cutiei.
- Dezvoltarea studiilor privind influența modelării sistemului vehicul – cale de rulare în simularea regimului de vibrații al cutiilor flexibile ale vehiculelor de călători.

Bibliografie selectivă

1. Bokaeian V., Rezvani M.A., Arcos R., *The coupled effects of bending and torsional flexural modes of a high-speed train car body on its vertical ride quality*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K Journal of Multi-body Dynamics, 2019, Vol. 233, Issue 4, 979-993.
2. Chen Z., Zhu G., *Dynamic evaluation on ride comfort of metro vehicle considering structural flexibility*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2021, Vol. 21, 162.
3. Corradi R., Mazzola L., Ripamonti F., *Optimisation of secondary suspension dampers to improve the ride comfort of high-speed rail vehicles*, The 23rd International Congress on Sound and Vibration ICSV23, Athens (Greece), 10-14 July 2016.
4. Diana G., Cheli F., Collina A., Corradi R., Melzi S., *The development of a numerical model for railway vehicles comfort assessment through comparison with experimental measurements*, Vehicle System Dynamics, 2002, Vol. 38, No. 3, 165-183.
5. Dumitriu M., *Izolarea și amortizarea vibrațiilor la vehiculele feroviare*, Editura Matrix Rom, București, 2021.
6. Dumitriu M., *Confortul vibratoriu la vehiculele feroviare*, Editura Matrix Rom, București, 2019.
7. Dumitriu M., Sebeșan I., *Calitatea mersului la vehiculele feroviare*, Editura Matrix Rom, București, 2016.
8. Dumitriu M., Sorohan Ș., **Apostol I.I.**, *Finite element models for the analysis of the effectiveness of the vertical vibration reduction method of the railway vehicle carbody with anti-bending system - Applications for an experimental scale model*, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, 2024, Vol. 67, Issue 2S, 613-620.
9. Dumitriu M., **Apostol I.I.**, *The effect of the traction rod on the vertical vibration behavior of the railway vehicle carbody*, Vehicles, 2023, Vol. 5, Issue 4, 1482-1504.
10. Dumitriu M., Mazilu T., **Apostol I.I.**, *Scale models to verify the effectiveness of the methods to reducing the vertical bending vibration of the railway vehicles carbody: Applications and design elements*, Applied Sciences, 2023, Vol. 13, Issue 4, 2368.
11. Dumitriu, M., **Apostol, I.I.**, Stănică, D.I., *Influence of the suspension model in the simulation of the vertical vibration behavior of the railway vehicle car body*, Vibration, 2023, Vol. 6, Issue 3, 512-535.
12. Dumitriu M., Stănică D.I., *Vertical bending vibration analysis of the car body of railway vehicle*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2019, Vol. 564, 012104.
13. Dumitriu M., *Study on improving the ride comfort in railway vehicles using anti-bending dampers*, Applied Mechanics and Materials, 2018, Vol. 880, 207-212.
14. Dumitriu M., *A new passive approach to reducing the carbody vertical bending vibration of railway vehicles*, Vehicle System Dynamics, 2017, Vol. 55, No. 11, 1787-1806.
15. Dumitriu M., Cruceanu C., *Influences of carbody vertical flexibility on ride comfort of railway vehicles*, Archive of Mechanical Engineering, 2017, Vol. LXIV, Issue 2, 119-238.
16. Dumitriu M., *Analysis of the dynamic response in the railway vehicles to the track vertical irregularities. Part II: The numerical analysis*, Journal of Engineering Science and Technology Review, 2015, Vol. 8, Issue 4, 32-39.
17. Dumitriu M., *On the critical points of vertical vibration in a railway vehicle*, Archive of Mechanical Engineering, 2014, Vol. LXI, Issue 4, 115-140.
18. Foo E., Goodall, R.M., *Active suspension control of flexible bodied railway vehicles using electro-hydraulic and electromagnetic actuators*, Control Engineering Practice, 2000, Vol. 8, No. 5, 507-518.

19. Gong D., Wang K., Duan Y., Zhou J., *Car body floor vibration of high-speed railway vehicles and its reduction*, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2020, Vol. 39, 925-938.
20. Gong D., Zhou J., Sun W., Sun Y., Xia Z., *Method of multi-mode vibration control for the carbody of high-speed electric multiple unit trains*, Journal of Sound and Vibration, 2017, Vol. 409, 94-111.
21. Gong D., Zhou J., Sun W., *Passive control of railway vehicle car body flexural vibration by means of under frame dampers*, Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, Vol. 31, Issue 2, 555-564.
22. Gong D., Zhou J.S., Sun W.J., *On the resonant vibration of a flexible railway car body and its suppression with a dynamic vibration absorber*, Journal of Vibration and Control, 2013, Vol. 19, Issue 5, 649-657.
23. Gong D., Gu Y.J., Song Y.J., Zhou J., *Study on geometry filtering phenomenon and flexible car body resonant vibration of articulated trains*, Advanced Materials Research, 2013, Vol. 787, 542-547.
24. Hansson J., Takano M., Takigami T., Tomioka T., Suzuki Y., *Vibration suppression of railway car body with piezoelectric elements (A study by using a scale model)*, JSME International Journal, Series C, 2004, Vol. 47, No. 2, 451-456.
25. Huang C., Zeng J., Luo G., Shi H., *Numerical and experimental studies on the car body flexible vibration reduction due to the effect of car body-mounted equipment*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2016, Vol. 232, Issue 1, 103-120.
26. Hui C., Weihua Z., Bingrong M., *Vertical vibration analysis of the flexible carbody of high speed train*, International Journal of Vehicle Structures & Systems, 2015, Vol. 7, No. 2, 55-60.
27. Iwnicki S., *Handbook of railway vehicle dynamics*, Taylor & Francis Group, LLC, 2006.
28. Jing L., Wang K., Zhai W., *Impact vibration behavior of railway vehicles: A state-of-the-art overview*, Acta Mechanica Sinica, 2021, Vol. 37, 1193-1221.
29. Johnsson A., Berbyuk V., Enelund M., *Pareto optimisation of railway bogie suspension damping to enhance safety and comfort*, Vehicle System Dynamics, 2012. Vol. 50, No. 9, 1379-1407. **46**
30. Kamada T., Hiraizumi T., Nagai M., *Active vibration suppression of lightweight railway vehicle body by combined use of piezoelectric actuators and linear actuators*, Vehicle System Dynamics, 2010, Vol. 48, 73-87.
31. Kamada T., Kiuchi R., Nagai M., *Suppression of railway vehicle vibration by shunt damping using stack type piezoelectric transducers*, Vehicle System Dynamics, 2008, Vol. 46, Supplement, 561-570.
32. Knothe K., Stichel S., *Rail vehicle dynamics*, Springer International Publishing AG, 2017.
33. Kozek M., Benatzky C., Schirrer A., Stribersky A., *Vibration damping of a flexible car body structure using piezo-stack actuators*, Proceedings of the 17th World Congress The International Federation of Automatic Control, 2008, 8284-8292.
34. Liu Y., Gong D., Zhou J., *Research on resonance mechanism of articulated train car body based on modal vibration extraction method*, Journal of Vibration and Control, 2024, doi:10.1177/10775463241256017.
35. Mazilu T., *Vibrații roată-șină*, Editura Matrix Rom, București, 2008.
36. Mazilu T., Dumitriu M., Sorohan Ș., Gheți M.I., **Apostol I.I.**, *Testing the effectiveness of the anti-bending bar system to reduce the vertical bending vibrations of the railway vehicle carbody using an experimental scale demonstrator*, Applied Science, 2024, Vol. 14, Issue 11, 4687.
37. Melero M., Nieto A.J., Morales A.L., Palomares E., Chicharro J.M., Ramiro C., Pintado P., *Experimental analysis of constrained layer damping structures for vibration isolation in lightweight railway vehicles*, Applied Sciences, 2022, Vol. 12, 8220.

38. Morales A.L., Chicharro J. M., Palomares E., Ramiro C., Nieto A.J., Pintado, P., *Experimental analysis of the influence of the passengers on flexural vibrations of railway vehicle car bodies*, Vehicle System Dynamics, 2021, Vol. 60, Issue 8, 2825-2844.
39. Miao B.R., Luo Y.X., Peng Q.M., Qiu Y.Z., Chen H., Yang Z.K., *Multidisciplinary design optimization of lightweight carbody for fatigue assessment*, Materials & Design, 2020, Vol. 194, 108910.
40. Miao B.R., Zhang W., Zhang J., Jin D., *Evaluation of railway vehicle car body fatigue life and durability using multi-disciplinary analysis method*, International Journal Vehicle Structures & Systems, 2009, Vol. 1, Issue 4, 85-92.
41. Nakagawa C., Suzuki H., *Effects of train vibrations on passenger PC use*, QR of RTRI, 2005, Vol. 46, Issue 3, 200-205.
42. Schandl G., Lugner P., Benatzky C., Kozek M., Stribersk M., *Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body*, Vehicle System Dynamics, 2007, Vol. 45, No. 9, 835-847.
43. Schirrer A., Kozek M., *Co-simulation as effective method for flexible structure vibration control design validation and optimization*, 16th Mediterranean Conference on Control and Automation Congress Centre, Ajaccio, France, June 25-27, 2008, 481-486.
44. Schirrer A., Kozek M., Schöftner J., *MIMO vibration control for a flexible rail car body: Design and experimental validation, vibration analysis and control – new trends and development*, Chapter 15, 2011.
45. Sebeșan I., *Dinamica vehiculelor feroviare*, Editura Matrix Rom, București, 2011.
46. Sebeșan I., Mazilu T., *Vibrațiile vehiculelor feroviare*, Editura Matrix Rom, București, 2010.
47. Shi H.L., Wu P., *Flexible vibration analysis for car body of high-speed EMU*, Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, Vol. 30, No. 1, 55-66.
48. Singh S.K., Vishwakarma A., Singh S.R., Racherla V., *Effect of suspension parameters on dynamics of a metro coach: A parametric study*, Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, Vol. 37, Issue 6, 2741-2753.
49. Singh S.K., Danawe H.G., Racherla V., Singh S.R., Prasad A., *Ride index for metro coaches: Experimental evaluation and vehicle dynamics results*, ASME 2019 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 11–14, 2019, Paper No: IMECE2019-11128, V004T05A075.
50. Stănică D.I., Dumitriu M., Leu M., *The geometric filtering effect on ride comfort of the railway vehicles*, UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 2021, Vol. 83, Issue 3, 137-154.
51. Stănică D.I., Dumitriu M., *Critical points numerical analysis of ride comfort of the flexible railway carbody*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2019, Vol. 682, 012004.
52. Sugahara Y., Kojima T., *Suppression of vertical vibration in railway vehicle car bodies through control of damping force in primary suspension: Presentation of results from running tests with meter-gauge car on a secondary line*, Computers in Railways XVI, 2018, Vol 181, 329-337.
53. Sugahara Y., Watanabe N., Takigami T., Koganei R., *Vertical vibration suppression system for railway vehicles based on primary suspension damping control – system development and vehicle running test results*, QR of RTRI, 2011, Vol .52, No. 1, 13-19.
54. Sugahara Y., Watanabe N., Takigami T., Koganei R., *Development of primary suspension damping control system for suppressing vertical bending vibration of railway vehicle car body*, 9th World Congress on Railway Research, 2011.
55. Sugahara Y., *Suppression of vertical bending vibration in railway car bodies by primary suspension damping control (Results of running tests using Shinkansen vehicles)*, Proceedings of the 21th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD'09), Stockholm, Sweden, Aug. 17-21, 2009, Paper No. 13.

56. Sugahara Y., Kazato A., Koganei R., Sampei M., Nakaura S., *Suppression of vertical bending and rigid-body-mode vibration in railway vehicle car body by primary and secondary suspension control: Results of simulations and running tests using Shinkansen vehicle*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, Vol. 223, No. 6, 517-531.
57. Sun Y., Gong D., Zhou J., Sun W., Xia Z., *Low frequency vibration control of railway vehicles based on a high static low dynamic stiffness dynamic vibration absorber*. Science China Technological Sciences, 2019, Vol. 62, 60-69.
58. Takigami T., Tomioka T., *Bending vibration suppression of railway vehicle carbody with piezoelectric elements (Experimental results of excitation tests with a commuter car)*, Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, 2008, Vol. 1, No. 1, 111-121.
59. Takigami T., Tomioka T., Hanson J., *Vibration suppression of railway vehicle carbody with piezoelectric elements (A study by using a scale model of Shinkansen)*, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2007, Vol.1, No. 5, 649-660.
60. Takigami T., Tomioka T., *Investigation to suppress bending vibration of railway vehicle carbodies using piezoelectric elements*, QR of RTRI, 2005, Vol. 46, No. 4, 225-230.
61. Takigami T., *Investigation into suppressing the bending vibration of railway vehicle carbody with piezoelectric elements*, Railway Technology Avalanche, 2005, No. 9.
62. Takigami T., Tomioka T., *Vibration suppression of scale model of railway carbody with piezoelectric element (A study focused on designing shunt circuits)*, 12th SPIE International Symposium Smart Structures and Materials, 2005, Vol. 5760, San Diego, California, 1254-1262.
63. Tomioka T., Takigami T., Suzuki Y., *Numerical analysis of three-dimensional flexural vibration of railway vehicle car body*, Vehicle System Dynamics, 2006, Vol. 44, Supplement, 272-285.
64. Wen Y., Sun Q., Zou Y., You H., *Study on the vibration suppression of a flexible carbody for urban railway vehicles with a magnetorheological elastomer-based dynamic vibration absorber*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2020, Vol. 234, 749-764.
65. Wu Z., Zhang N., Yao J., Poliakov V., *Analysis of train car-body comfort zonal distribution by random vibration method*, Applied Science Sciences, 2022, Vol. 12, Issue 15, 7442.
66. Wu P., Zeng J., Dai H., *Dynamic response analysis of railway passenger car with flexible carbody model based on semi-active suspensions*, Vehicle System Dynamics, 2004, Vol. 41 (Suppl.), 774-783.
67. Xu H., Xiao X., Liu X., Jin X., *Study on the influence of car-body flexibility on passengers' ride comfort*, Vehicle System Dynamics, 2024, Vol. 62, Issue 8, 1952-1989.
68. Yang G., Wang C., Xiang F., Xiao S., *Effect of train carbody's parameters on vertical bending stiffness performance*, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, Vol. 29, No. 6, 1120-1126.
69. Younesian D., Nankali A., *Spectral optimization of the suspension system of high-speed trains*, International Journal Vehicle Structures & Systems, 2009, Vol. 1, Issue 4, 98-103.
70. Zhang D., Tao Z.Y. Zhou K., Zhou F.R., Peng Q.Y, Tang Y.Y., *Improving the energy efficiency and riding comfort of high-speed trains across slopes by the optimized suspension control*, Energy, 2024, Vol. 307, 132660.
71. Zheng X, *Active vibration control of flexible bodied railway vehicles via smart structures*, Doctoral Thesis, 2011, Loughborough University.
72. Zhou J., Goodall R., Ren L., Zhang H., *Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, Vol. 223, 461-471.
73. Zhou J., Wenjing S., *Analysis on geometric filtering phenomenon and flexible car body resonant vibration of railway vehicles*, Journal of Tongji University, 2009, Vol. 37, Issue 12, 1653-1657.
74. <http://www.mrcf.pub.ro/prezentare-proiect-724ped-2022/>