

UNIVERSITATEA din PITEȘTI
FACULTATEA de MECANICĂ și TEHNOLOGIE
Școala doctorală INGINERIA
AUTOVEHICULELOR

Doctorand ing. Sorin MARCU

TEZĂ DE DOCTORAT

CERCETĂRI ASUPRA SUSPENSIILOR ACTIVE
STUDIU DE CAZ: AUTOTURISME

Comisia de evaluare a tezei:

Președinte: prof.univ.dr.ing **NICOLAE Viorel**, Universitatea din Pitești
Conducător științific: prof.univ.dr.ing **POPA Dinel**, Universitatea din Pitești
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing **BURNETE Nicolae**, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
prof.univ.dr.ing **DUMITRU Nicolae**, Universitatea din Craiova
prof.univ.dr.ing **TABACU Ion**, Universitatea din Pitești

Pitești
2023

CUPRINS

1. INTRODUCERE

1.1. Generalități despre suspensia automobilului.	3
1.1.1 <i>Compunere generală, condiții specifice și clasificarea suspensiilor</i>	3
1.1.2. <i>Caracteristica suspensiei</i>	3
1.2. Soluții constructive de suspensii.....	4
1.2.1. <i>Suspensii dependente</i>	4
1.2.2. <i>Suspensii semi-independente</i>	4
1.2.3 <i>Suspensii independente</i>	5
1.3. Caracteristici funcționale ale suspensiilor.....	7
1.3.1. <i>Suspensia pasivă</i>	7
1.3.2. <i>Suspensia semi-activă</i>	8
1.3.3. <i>Suspensia activă</i>	8
1.5. Descrierea tezei.....	8

2. MODELE DINAMICE CU 2 GRADE DE LIBERTATE PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR AUTOVEHICULELOR

2.1. Modele și criterii folosite în aprecierea confortului și a siguranței în circulație.....	11
2.2. Modele mecanice cu 2 grade de libertate pentru studiul vibrațiilor autovehiculelor.....	11
2.2.1. <i>Ecuatiile diferențiale ale vibrațiilor de săltare și a forței la roată</i>	11
2.2.2. <i>Ecuatiile diferențiale ale vibrațiilor cuplate săltare - tangaj și a forțelor la roți</i> ..	13
2.2.3. <i>Ecuatiile diferențiale ale vibrațiilor decuplate săltare - legănare și a forțelor la roți</i>	14
2.3. pulsații proprii.....	15
2.4. Răspunsul sistemelor la excitații armonice.....	15
2.5. Răspunsul sistemelor la excitații aleatoare.....	16

3. MODELE CU 4 GRADE DE LIBERTATE PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILE AUTOMOBILULUI

3.1. Model cu 4 grade de libertate pentru un automobil cu suspensii independente.....	17
3.1.4. <i>Ecuatiile de mișcare</i>	18
3.2. Model cu 4 grade de libertate pentru un automobil cu puntea spate rigidă.....	18
3.2.1. <i>Modelul pentru studiul vibrațiilor cu puntea spate rigidă</i>	18
3.2.4. <i>Ecuatiile de mișcare</i>	19

4. VIBRAȚIILE DE SĂLTARE-LEGĂNARE ȚINÂND CONT DE BARELE ANTIRULIU

4.1. Introducere.....	21
4.2. Schema cinematică a suspensiei și modelul folosit pentru studiul vibrațiilor de săltare-legănare.....	21
4.3. Modelul dinamic.....	22
4.4. Ecuatiile diferențiale.....	24

5. SISTEME DINAMICE

5.1. Introducere.....	27
5.2. Noțiuni teoretice.....	27
5.3. Controler LQR.....	27
5.4. Controler PID.....	30
5.4.1. <i>Descriere mod de funcționare</i>	30
5.4.2. <i>Metode de reglare</i>	32
5.4.4. <i>Metoda bazată pe răspuns în frecvență</i>	32

6. PROIECTAREA STANDULUI EXPERIMENTAL

6.1. Cerințe de proiectare.....	33
6.2. Proiectarea sistemului mecanic.....	33
6.3. Proiectarea sistemului de antrenare.....	34
6.4. Proiectarea sistemului de variație a turației.....	35
6.5. Proiectarea camelor din componența standului.....	35
6.5.1. <i>Cerințe de proiectare</i>	35
6.5.2. <i>Proiectarea legilor de deplasare</i>	36
6.5.2.1. <i>Legea de deplasare sinusoidală</i>	36
6.5.2.2. <i>Legea de deplasare liniară</i>	37

7. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE

7.1. Introducere.....	39
7.2. Lanțul de măsură.....	39
7.2.1. <i>Descrierea lanțului de măsură</i>	39
7.2.2. <i>Calibrarea lanțului de măsură</i>	45
7.3. Proiectarea unui sistem mecatronic pentru comanda amortizorului.....	46
7.3.1. <i>Prezentare generală a sistemului</i>	46
7.3.2. <i>Elementele din componența sistemului mecatronic</i>	46

8. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

8.1. Concluzii și contribuții originale.....	49
8.2. Direcții viitoare de cercetare.....	51

BIBLIOGRAFIE	53
---------------------------	----

Curriculum Vitae-CV

Curriculum Vitae-CV english

1. INTRODUCERE

1.1. GENERALITĂȚI DESPRE SUSPENSIA AUTOMOBILULUI

La deplasarea autovehiculului, variațiile regimului dinamic de deplasare precum și, în principal, neregularitățile drumului, produc oscilații ale roților care se transmit prin intermediul mecanismelor de ghidare ale roților masei suspendate a autovehiculului.

Suspensia reprezintă un sistem constructiv al autovehiculului prin care se realizează legătura elastică și cu amortizare între punțile autovehiculului și cadru sau caroserie, micșorând sarcinile dinamice și amortizând vibrațiile rezultate în urma acțiunii componentelor verticale ale forțelor de interacțiuni dintre roți și calea de rulare.

1.1.1. COMPUNERE GENERALĂ, CONDIȚII SPECIFICE ȘI CLASIFICAREA SUSPENSIILOR

Constructiv, suspensia este formată prin montarea în paralel, dispuse între masele suspendate (cadru sau caroserie) și nesuspendate (roți și punți), a elementelor elastice (arcurile suspensiei) și a elementelor de amortizare (amortizoarele suspensiei).

În procesul autopropulsării autovehiculului, din interacțiunea roților cu calea de rulare, asupra roților acționează, în funcție de regimul de deplasare al autoturismului, următoarele tipuri de forțe:

- normale, determinate de caracterul dinamic al greutății autoturismului,
- longitudinale în regimul tracțiunii, determinate de mărimea fluxului de putere transmis roților de la grupul motopropulsor,
- longitudinale în regimul rulării libere sau de frânare, determinate de mărimea momentului de frânare generat în mecanismele de frânare ale roților și capacitatea de aderență a roților,
- laterale, specifice traiectoriilor curbe și/sau acțiunii laterale a vântului.

Preluarea de la roți a forțelor mai sus amintite și transmiterea lor, după caz cadrului sau caroseriei, care formează așa numită *masă suspendată*, se realizează printr-o unitate funcțională a autovehiculului cunoscută drept *mecanismul de ghidare al roților*, mecanism care determină *cinematica mișcării relative* dintre roțile autovehiculului și cadrul sau caroseria acestuia.

1.1.2. CARACTERISTICA SUSPENSIEI

Elementul elastic al suspensiei se apreciază cu ajutorul *caracteristicii elastice a suspensiei*, care reprezintă dependența dintre forța verticală care acționează asupra roții și deformația elementului elastic al suspensiei.

Parametrii care caracterizează elementul elastic al suspensiei sunt: săgeata statică, săgețile dinamice, rigiditatea suspensiei (constanta elastică a suspensiei), coeficientul dinamic și forțele de frecare.

Săgeata statică, care reprezintă deformația produsă elementului elastic de greutatea statică a masei suspendate, care revine roții, este un parametru esențial pentru definirea elementului elastic al suspensiei deoarece determină frecvența oscilațiilor proprii ale suspensiei.

Săgețile dinamice, corespund deformărilor elastice pentru care mecanismul de ghidare al roților vine în contact, în planul de oscilație, cu limitatoarele elastice ale suspensiei. La intrarea în funcțiune a tampoanelor limitatoare, caracterizate de rigiditate mărită în raport cu rigiditatea elementelor elastice ale suspensiei, se modifică și curba caracteristică a suspensiei.

Coeficientul dinamic, este definit ca raportul dintre forța maximă, transmisă prin suspensie până la deformarea maximă a tampoanelor limitatoare și greutatea statică a masei suspendate care revine roții.

1.2. SOLUȚII CONSTRUCTIVE DE SUSPENSII

1.2.1. SUSPENSII DEPENDENTE

(suspensii pentru roți ghidate prin punte rigidă)

Specific suspensiilor dependente este că la oscilația unei roți în raport de cadru sau caroseria autovehiculului, poziția relativă dintre roțile punții rămâne nemodificată.

Roțile autovehiculului, montate prin intermediul butucilor pe fuzete, sunt ghidate față de caroserie printr-o structură rigidă, legată de caroserie prin intermediul unor bare de reacție rigide, de tipul manivelor de oscilație, pentru transmiterea forțelor longitudinale și laterale și prin elementele elastice și de amortizare ale suspensiei pentru transmiterea forțelor verticale.

În fig. 1.1 și fig. 1.2 sunt prezentate două modele de suspensie cu axă rigidă folosite de diferiți constructori de autovehicule .

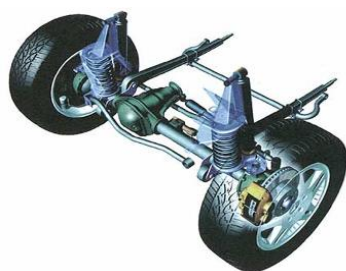


Fig. 1.1. Suspensie față cu axă rigidă folosită de Mercedes G Class[172].

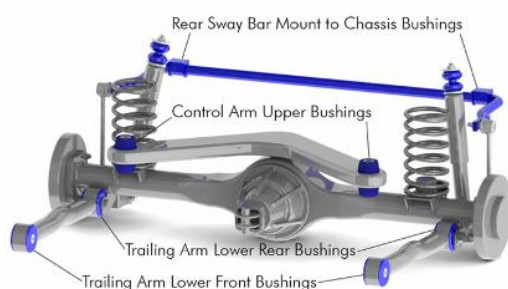


Fig. 1.2. Suspensie spate cu axă rigidă folosită de Jeep [173].

1.2.2. SUSPENSII SEMI-INDEPENDENTE

Suspensiile semi-independente reprezintă o categorie de suspensii dezvoltate din suspensiile dependente formate în principal dintr-o grindă rigidă – puntea propriu-zisă – fixată de cadru-caroserie asemănător suspensiilor cu punte rigidă, solidare la capete de regulă prin îmbinări canelate sau prin sudură, brațele de oscilație în plan longitudinal de capetele cărora, fixate corp comun, sunt fuzetele

roților. Prin această construcție, efectul de oscilație semi-independentă a roților este datorată unghiului de răsucire relativă al grinzii punții sub efectul dinamic al forțelor verticale variabile la roțile punții.

În figurile 1,3 ÷ 1.5 sunt prezentate trei modele de suspensie semi-independentă folosite de diferiți constructori de automobile.



Fig. 1.3. Suspensie spate semi-independentă folosită de Honda CR-Z [174].



Fig. 1.4. Suspensie spate semi-independentă folosită de Golf VII [175].



Fig. 1.5. Suspensie spate semi-independentă folosită de AUDI A1 Sportback[169].

1.2.3 SUSPENSII INDEPENDENTE

(suspensii pentru roți ghidate prin punți articulate)

Puntea articulată este puntea la care oscilația unei roți față de cadru sau caroserie se obține în afara modificării poziției relative a roții față de cadru sau caroserie și modificarea poziției relative

dintre roțile punții. Constructiv suspensiile independente, deși sunt realizate într-o diversitate mare de soluții, în funcție de planul în care oscilează roțile pot fi:

- suspensii cu oscilația verticală a roților,
- suspensii cu oscilația roților în plan transversal,
- suspensii cu oscilația roților în plan longitudinal.

Suspensia independentă cu patrulater deformabil cu brațe inegale asigură cinematica corectă a roților, fapt ce asigură autovehiculului stabilitate și maniabilitate corespunzătoare. Existența unui număr însemnat de cuple ale brațelor mecanismului de ghidare, cuple care prin uzare pot influența negativ stabilitatea roților de direcție și pot determina uzura prematură a roților, reprezintă aspecte care, corelate cu volumul relativ mare ocupat de suspensie în arhitectura generală a autovehiculului, sunt aspecte pentru care acest tip de suspensie este utilizată la un număr relativ redus de autoturisme actuale.

În fig. 1.7 ÷ 1.10 sunt prezentate patru modele de suspensie independentă cu patrulater deformabil cu brațe inegale (brațe duble) folosite de diferiți constructori de automobile.



Fig. 1.7. Suspensie față independentă cu brațe duble folosită de AUDI R8 COUPE[169].



Fig. 1.8. Suspensie față independentă cu brațe duble folosită de TOYOTA CROWN ATHLETE[176].



Fig. 1.9. Suspensie față independentă cu brațe duble folosită de BMW SERIA 5 [177].



Fig 1.10. Suspensie spate independentă cu brațe duble folosită de AUDI R8 [169].

1.3. CARACTERISTICI FUNCȚIONALE ALE SUSPENSIILOR

După cum se menționa în primul paragraf, după tipul caracteristicilor elastice și de amortizare, suspensiile pot fi (figura 1.15):

- *suspensii pasive*, suspensiile la care caracteristicile elastice și de amortizare sunt constante, indiferent de condițiile de utilizare ale autovehiculului,
- *suspensii semi-active*, suspensii cu caracteristică elastică fixă și caracteristică de amortizare reglabilă/autoreglabilă,
- *suspensii active*, suspensii la care caracteristica elastică este reglabilă, iar caracteristica de amortizare este fixă.

1.3.1. SUSPENSIA PASIVĂ

Un sistem pasiv de suspensie este acel sistem în care coeficienții componentelor din care este alcătuit rămân constanți. Modelul dinamic echivalent al unui sistem pasiv de suspensie este prezentată în fig. 1.16 fiind alcătuit prin montarea în paralel, între masa nesuspendată și masa suspendată, a unui arc și un amortizor, ambele cu caracteristici fixe, necontrolate din punct de vedere dinamic.

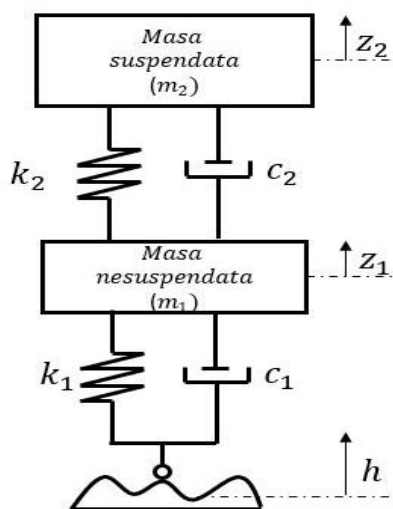


Fig. 1.16. Suspensia pasivă.
Model dinamic echivalent.

1.3.2. SUSPENSIA SEMI-ACTIVĂ

Un sistem semi-activ de suspensie este dezvoltat din sistemul pasiv la care caracteristica de amortizare se poate modifica, în mod controlat, în funcție de condițiile de utilizare ale autovehiculului.

În figura 1.17 se prezintă modelul dinamic echivalent al unui sistem semi-activ de suspensie la care printr-un aport controlat de energie amortizorul este capabil să-și ajusteze rapid caracteristica amortizorului la condițiile de utilizare ale autovehiculului.

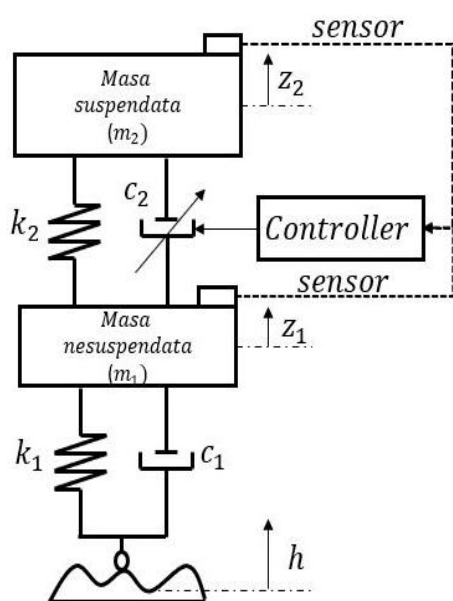


Fig. 1.17. Suspensia semi-activă.
Model dinamic echivalent.

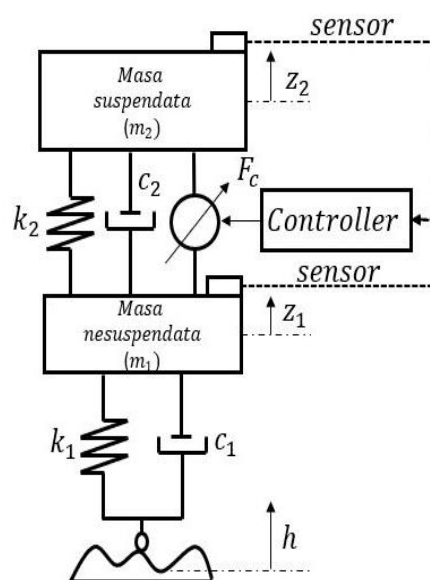


Fig. 1.23. Suspensia activă.
Model dinamic echivalent.

1.3.2. SUSPENSIA ACTIVĂ

Suspensia activă este dezvoltată din suspensia pasivă la care în plus față de componentele suspensiei pasive este întâlnit un actuator de forță, respectiv un dispozitiv care controlează caracteristicile elastice și de amortizare. În figura 1.23 se prezintă modelul dinamic echivalent al unui sistem activ de suspensie la care printr-un aport controlat de energie suspensia este capabilă să-și ajusteze rapid caracteristicile elastice și de amortizare la modul de suspensie specificat: normal, confortabil sau sportiv.

1.5. DESCRIEREA TEZEI

Teza prezentată este structurată în opt capitole, acestea fiind descrise, pe scurt, în cele ce urmează.

Capitolul 1 cuprinde în descrierea sa, stadiul actual al suspensiilor, din punct de vedere geometric, cât și dinamic. În acest capitol sunt prezentate modurile de funcționare pentru suspensiile dependente, independente și semi-independente. De asemenea, sunt prezentate și descrise tipurile de suspensii: suspensia McPherson, suspensia cu brațe duble și suspensia multilink. Sunt arătate diferite tehnici de atenuare a vibrațiilor, inclusiv sistemele de suspensie pasivă, semi-activă și activă.

În continuare, a fost realizată o clasificare a amortizoarelor folosite în sistemele de suspensii semi-active și active. Amortizoare hidraulice au proprietatea de a disipa energia din sistem prin reglarea debitului de ulei hidraulic între două sau mai multe camere ale amortizorului. Amortizoarele electro-reologice ficționează pe baza proprietăților de curgere variate ale fluidului electro-reologic și amortizoare magneto-reologice utilizează un fluid magneto-reologic a cărui vâscozitate se modifică atunci când este expus la diferite câmpuri magnetice.

În ultima parte a acestui capitol sunt descrise suspensiile active, utilizate în prezent de marii constructori de autovehicule.

În prima parte a *capitolului 2* sunt prezentate modele și criteriile folosite în aprecierea confortului și siguranța în circulație, de asemenea, este prezentată și funcția ce arată compromisul dintre confort și siguranță. În acest capitol sunt descrise, în amănunt și sunt stabilite ecuațiile diferențiale pentru vibrațiile autovehiculelor cu două grade de libertate pe diferite modele: vibrații de săltare, săltare-tangaj și săltare-legănare.

La finalul capitolului 2 s-a realizat câte o aplicație pentru fiecare model. În continuare folosind aplicația Simulink, s-a realizat o simulare pentru modelul cu două grade de libertate, folosind ca excitație două profile: profil treaptă unitate și profil armonic.

Capitolul 3 cuprinde studiul vibrațiilor pe modelul cu patru grade de libertate cu suspensie independentă și cu patru grade de libertate cu punte rigidă spate. În literatura de specialitate acest model este denumit și jumătate de autovehicul. Pentru modelul cu suspensie independentă sunt analizate vibrațiile de săltare-tangaj și săltare legănare, iar pentru cel cu punte rigidă spate, vibrațiile cuplate săltare-legănare. Cele două modele au fost supuse la excitații diferite, precum excitații tip armonic și excitații aleatoare. În funcție de viteza de deplasare și excitație, au fost determinate pulsațiile proprii, factorii de amplificare ai deplasărilor și forțelor în cazul excitațiilor armonice, valorile eficace ale deplasărilor și forțelor în cazul excitațiilor aleatoare.

Capitolul 4 prezintă studiul vibrațiilor de săltare-legănare, ținând cont de barele antiruliu. Pentru exemplificare s-a ales o suspensie tip Mc Pherson și un model cu 4 grade de libertate pentru analiza vibrațiilor de săltare legănare. Pentru stabilirea ecuațiilor diferențiale ale mișcării s-a plecat de la energia cinetică a mecanismului și s-au folosit ecuațiile lui Lagrange. De asemenea la finalul capitolului s-a realizat o aplicație numerică pe datele unui autoturism Dacia Logan.

Capitolul 5 cuprinde, în prima parte, noțiuni despre teoria sistemelor. Este analizat sistemul dinamic liniar continuu, pentru care este prezentată forma matematică și schema bloc, sunt descrise principalele caracteristici ale unui sistem dinamic: stabilitatea, controlabilitatea și observabilitatea. În a doua parte a acestui capitol se realizează descrierea controlerelor LQR și PID pentru care se arată modul de funcționare și utilitatea acestora în industria de autovehicule.

În ultima parte a capitolului se face o comparație, din punct de vedere dinamic, între trei sisteme: sistemul pasiv, sistemul activ controlat de un controler LQR și sistemul activ controlat de un controler PID. Rezultatele obținute arată influința pozitivă a unui controler asupra unui sistem dinamic.

Capitolul 6 cuprinde descrierea standului experimental proiectat pentru studierea comportamentului dinamic al sistemului mecanic. Componentele standului, rolul acestora, modul de asamblare pe stand, sunt descrise în detaliu.

Partea a doua a capitolului prezintă modul în care au fost proiectate cele două came, cama liniară și cea sinusoidală, came ce fac parte din componența standului pentru încercările experimentale.

În ultima parte a acestui capitol se prezintă execuția celor două came cu ajutorul programelor CNC, realizate cu ajutorul softului CATIA V5.

În *Capitolul 7* se prezintă determinările experimentale și modul în care acestea au fost realizate. În prima parte a capitolului este prezentată schema bloc a standului și este descris lanțul de măsură folosit care are în componența sa: senzor de forță, senzor de deplasare, preamplificatoare și softul de analiză a datelor.

A doua parte a capitolului se prezintă modul în care s-au determinat cele trei constante ale amortizorului, folosite în obținerea datelor experimentale, pe baza acestora fiind proiectat un sistem mecatronic folosit în comanda amortizorului.

În ultima parte a capitolului sunt comparate rezultatele teoretice cu cele obținute experimental și prezentate concluziile.

Capitolul 8 prezintă sintetic concluziilor acestui studiu, se menționează contribuțiilor originale și sunt prezentate direcțiile viitoare de cercetare.

2. MODELE DINAMICE CU 2 GRADE DE LIBERTATE PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR AUTOVEHICULELOR

2.1. MODELE ȘI CRITERII FOLOSITE ÎN APRECIEREA CONFORTULUI ȘI A SIGURANȚEI ÎN CIRCULAȚIE

În timpul deplasării unui autovehicul se produc și se transmit vibrații de la drum la pasageri. Aceste vibrații afectează corpul omenesc și reacțiunile normale la roți.

Vibrațiile se pot clasifica în vibrații de translație și vibrații de rotație.

Considerând un sistem de referință $Cxyz$ în centru de greutate al autovehiculului, în fig. 2.1 sunt reprezentate aceste vibrații, axa Cx fiind pe direcția de deplasare a autovehiculului.

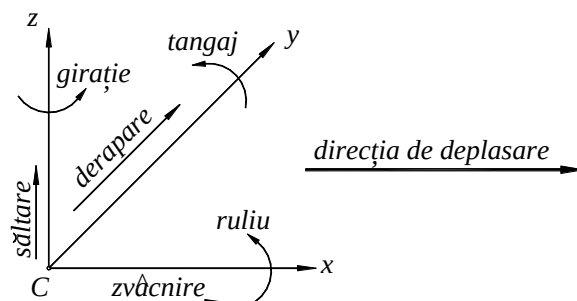


Fig. 2.1. Vibrațiile pe cele 3 axe ale autovehiculului.

Vibrațiile de translație sunt: de zvâcnire (pe direcția axei Cx), de derapare (pe direcția axei Cy) și de săltare (pe direcția axei Cz), iar vibrațiile de rotație sunt: de ruliu sau legănare (pe direcția axei Cx), de tangaj (pe direcția axei Cy) și de girație (pe direcția axei Cz).

2.2. MODELE MECANICE CU 2 GRADE DE LIBERTATE PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR AUTOVEHICULELOR

2.2.1. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE VIBRAȚIILOR DE SĂLTARE ȘI EXPRESIA FORȚEI LA ROATĂ

În fig. 2.2. a, este prezentat modelul mecanic al unei suspensii cu 2 grade de libertate, numit și model sfert de automobil.

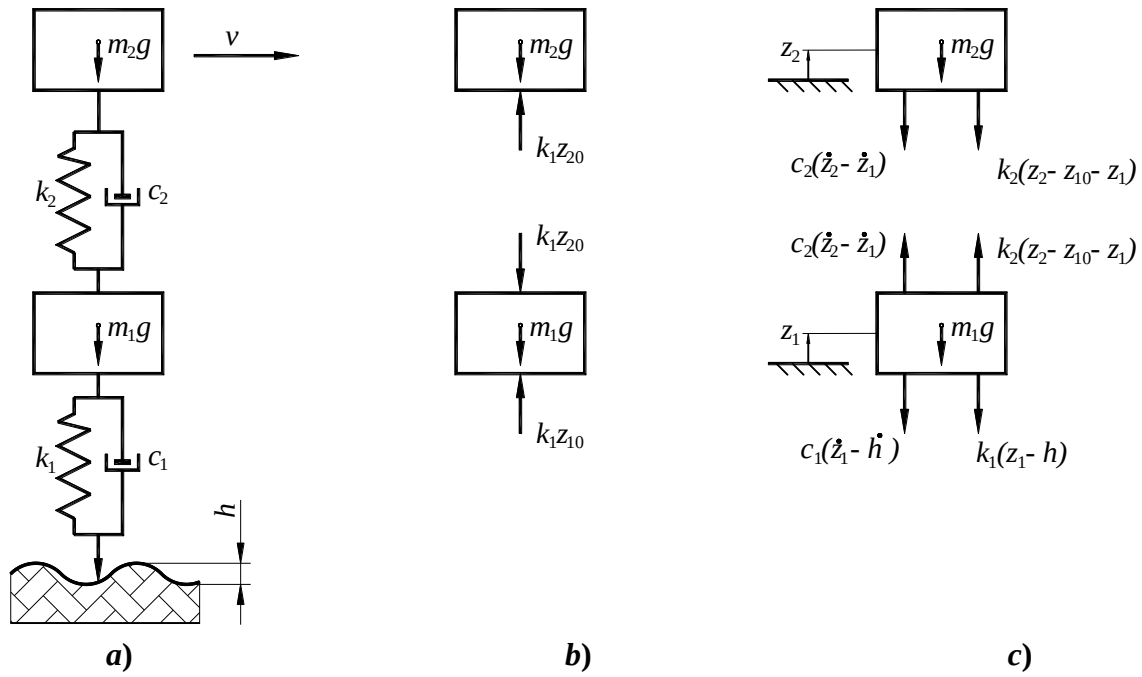


Fig. 2.2. Model mecanic pentru studiul vibrațiilor de săltare.

În fig. 2.2 s-au folosit notațiile:

- h - denivelările căii de rulare,
- m_1 - masa echivalentă a roți,
- m_2 - masa suspendată,
- k_1 - constanta elastică a pneurilor,
- c_1 - constantele de amortizare ale pneurilor,
- k_2 - constanta elastică a arcurilor,
- c_2 - constanta de amortizare a amortizoarelor,
- z_{10} - săgețile statice ale pneurilor,
- z_{20} - săgețile statice ale arcurilor,
- z_1 - deplasarea masei m_1 ,
- z_2 - deplasarea masei m_2 .

În fig. 2.2. b, s-au prezentat izolate masa nesuspendată și masa suspendată, iar în fig. 2.2. c, echilibrul dinamic al sistemului. Din ecuațiile de echilibru static se obțin săgețile statice:

$$z_{10} = \frac{(m_1 + m_2)g}{k_1}, \quad z_{20} = \frac{m_2g}{k_2}. \quad (2.8)$$

Din ecuațiile de echilibru dinamic se obțin ecuațiile diferențiale de mișcare:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + (c_1 + c_2) \dot{z}_1 + (k_1 + k_2) z_1 - c_2 \dot{z}_2 - k_2 z_2 &= k_1 h + c_1 \dot{h}, \\ m_2 \ddot{z}_2 - c_2 \dot{z}_1 - k_2 z_1 + c_2 \dot{z}_2 + k_2 z_2 &= 0. \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.2.2. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE VIBRAȚIILOR CUPLATE SĂLTARE - TANGAJ ȘI EXPRESIA FORȚELOR LA ROȚI

În fig. 2.3. a, este prezentat modelul pentru studiul vibrațiilor cuplate săltare - tangaj numit și model jumătate de mașină. S-au folosit notațiile:

- C - centrul de greutate al masei suspendate,
- m - masa suspendată,
- h_1, h_2 - denivelările căii de rulare,
- k_1, k_2 - constantele elastice ale arcurilor față respectiv spate,
- c_1, c_2 - constantele de amortizare ale amortizoarelor față respectiv spate,
- l_1 - distanța centrului de greutate C , față de axa roții față,
- l_2 - distanța centrului de greutate C , față de axa roții spate.

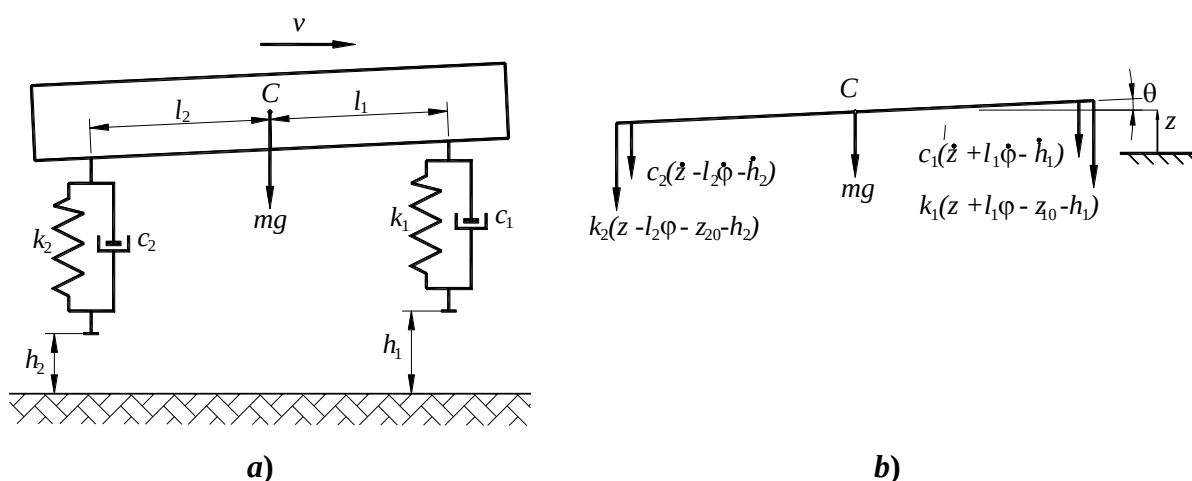


Fig. 2.3. Model mecanic pentru studiul vibrațiilor cuplate săltare - tangaj.

Din ecuațiile de echilibru static rezultă expresiile săgeților statice:

$$z_{10} = \frac{mgl_2}{k_1(l_1 + l_2)}, \quad z_{20} = \frac{mgl_1}{k_2(l_1 + l_2)}. \quad (2.14)$$

Pentru masa suspendată m s-au considerat deplasările:

- z_1 - deplasarea centrului de greutate față de poziția de echilibru
- θ - unghiul de înclinare față de poziția de echilibru.

Notând cu J_C momentul de inerție al masei suspendate, acesta fiind jumătate din momentul de inerție al automobilului calculat față de axa C_y (fig. 2.1), prin aplicarea teoremei impulsului și a teoremei momentului cinetic în raport cu centrul de greutate, se obțin ecuațiile diferențiale (fig. 2.3. b):

$$m\ddot{z} + (c_1 + c_2)\dot{z} + (k_1 + k_2)z + (c_1l_1 - c_2l_2)\dot{\theta} + (k_1l_1 - k_2l_2)\theta = k_1h_1 + k_2h_2 + c_1\dot{h}_1 + c_2\dot{h}_2, \quad (2.15)$$

$$J_C \ddot{\theta} + (c_1 l_1 - c_2 l_2) \dot{z} + (k_1 l_1 - k_2 l_2) z + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \ddot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \theta = \\ = (k_1 h_1 + c_1 \dot{h}_1) l_1 - (k_2 h_2 + c_2 \dot{h}_2) l_2$$

2.2.3. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE VIBRAȚIILOR DECUPLATE SĂLTARE - LEGĂNARE ȘI EXPRESIA FORTELOR LA ROȚI

În fig. 2.4. *a*, este prezentat modelul pentru studiul vibrațiilor decuplate săltare - legănare. S-au folosit notațiile:

- C - centrul de greutate al masei suspendate,
- m - masa suspendată,
- h_1, h_2 - denivelările căii de rulare,
- k - constanta elastică a arcurilor de pe aceeași punte,
- c - constanta de amortizare ale amortizoarelor,
- l - distanța centrului de greutate C față de roți.

Din ecuațiile de echilibru static rezultă expresiile săgeților statice:

$$z_{10} = \frac{mg}{2k}, \quad z_{20} = \frac{mg}{2k}. \quad (2.19)$$

Aceste săgeți statice au rezultat egale datorită simetriei.

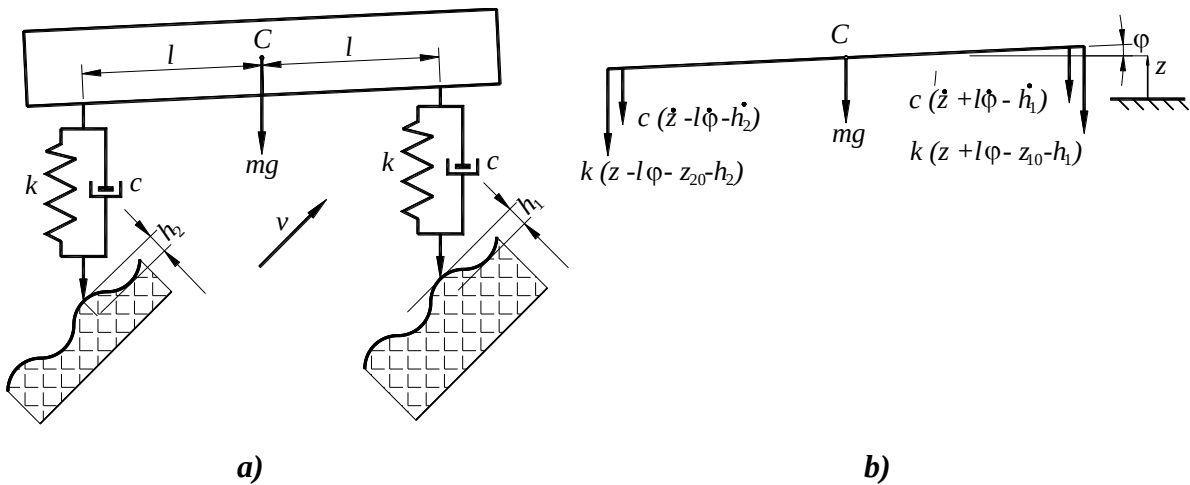


Fig. 2.4. Model mecanic pentru studiul vibrațiilor decuplate săltare - legănare.

Pentru masa suspendată m s-au considerat deplasările:

- z - deplasarea centrului de greutate față de poziția de echilibru
- φ - unghiul de înclinare față de poziția de echilibru.
- J_{Cx} - momentul de inerție al masei suspendate calculat față de axa Cx (fig. 2.1).

Prin aplicarea teoremelor generale de mișcare a rigidului (teorema impulsului și teorema momentului cinetic în raport cu centrul de greutate) se obține, ținând cont de modelul din fig. 2.4. *b*, sistemul de 2 ecuații diferențiale de ordinul 2:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{z} + 2c\dot{z} + 2kz &= k(h_1 + h_2) + c(\dot{h}_1 + \dot{h}_2), \\
 J_{Cx}\ddot{\phi} + 2cl^2\dot{\phi} + 2kl^2\phi &= kl(h_1 - h_2) + cl(\dot{h}_1 - \dot{h}_2).
 \end{aligned}
 \tag{2.20}$$

2.3. PULSAȚII PROPRII

Pulsațiile proprii se obțin din ecuațiile de mișcare în care se consideră nuli coeficienții de amortizare $c_i = 0$ și deplasările $h_i = 0$.

Pentru sistemul de ecuații diferențiale astfel obținut se consideră soluții de forma:

$$z_i = a_i \cos(pt - \varphi), \quad i = 1, 2. \tag{2.24}$$

Din ecuația caracteristică asociată sistemului se obțin pulsațiile proprii p_1, p_2 .

Spre exemplu, pentru modelul pentru studiul vibrațiilor de săltare, înlocuind în sistemul (2.9): $c_1 = c_2 = 0, h = 0$, se obține sistemul:

$$\begin{aligned}
 m_1\ddot{z}_1 + (k_1 + k_2)z_1 - k_2z_2 &= 0, \\
 m_2\ddot{z}_2 - k_2z_1 + k_2z_2 &= 0,
 \end{aligned}
 \tag{2.25}$$

cu soluțiile de forma:

$$\begin{aligned}
 z_1 &= a_1 \cos(pt - \varphi), \\
 z_2 &= a_2 \cos(pt - \varphi).
 \end{aligned}
 \tag{2.26}$$

Se obține după înlocuire sistemul:

$$\begin{aligned}
 -p^2m_1a_1 + (k_1 + k_2)a_1 - k_2a_2 &= 0, \\
 -p^2m_2a_2 - k_2a_1 + k_2a_2 &= 0,
 \end{aligned}
 \tag{2.27}$$

cu ecuația caracteristică:

$$p^4 - \frac{(k_1 + k_2)m_2 + k_2m_1}{m_1m_2}p^2 + \frac{k_1k_2}{m_1m_2} = 0, \tag{2.28}$$

din care se obțin pulsațiile proprii p_1, p_2 .

2.4 RĂSPUNSUL SISTEMELOR LA EXCITAȚII ARMONICE

Considerând denivelările armonice de forma:

$$h = h_o \sin \Omega x, \tag{2.33}$$

unde x este funcție de timp, se obține pentru excitații expresii de forma:

$$h(t) = h_0 \sin \omega t = h_0 \cos(\omega t - \frac{\pi}{2}), \quad (2.34)$$

unde pulsația ω are expresia:

$$\omega = \frac{2\pi v}{L}. \quad (2.35)$$

S-a notat cu L lungimea de undă, iar cu v viteza de deplasare a autovehiculului.

2.5. RĂSPUNSUL SISTEMELOR LA EXCITAȚII ALEATOARE

Densitatea spectrală de putere $S_h(\omega)$ caracterizează o funcție de excitație $h(t)$.

Matricea densității spectrale a răspunsului $[S_z(\omega)]$ are expresia [113]:

$$[S_z(\omega)] = [\tilde{\eta}^*(\omega)] [S_F(\omega)] [\tilde{\eta}(\omega)]^T \quad (2.53)$$

unde: $[\tilde{\eta}(\omega)]$ este matricea de transfer iar $[S_F(\omega)]$ este matricea densității spectrale a excitației.

Matricea $[S_F(\omega)]$ are expresia [113]:

$$[S_z(\omega)] = \begin{bmatrix} S_{F_1}(\omega) & S_{F_1 F_2}(\omega) \\ S_{F_2 F_1}(\omega) & S_{F_2}(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

În cazul vibrațiilor de săltare unde forțele de excitație sunt date de relațiile:

$$F_1 = k_1 h + c_1 \dot{h}, \quad F_2 = 0, \quad (2.55)$$

se obține:

$$[S_F(\omega)] = (k_1^2 + c_1^2 \omega^2) S_h(\omega) \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.56)$$

Matricea de transfer $[\tilde{\eta}(\omega)]$ în acest caz, ținând cont de relațiile (2.38) și de notațiile (2,39), este:

$$[\tilde{\eta}(\omega)] = \frac{1}{A + Bi} \begin{bmatrix} k_2 - m_2 \omega^2 + c_2 \omega i & k_2 + c_2 \omega i \\ k_2 + c_2 \omega i & k_1 + k_2 - m_1 \omega^2 + (c_1 + c_2) \omega i \end{bmatrix}. \quad (2.57)$$

Se obține astfel [113] densitatea spectrală de putere a deplasărilor $S_{z_1}(\omega)$, $S_{z_2}(\omega)$:

$$S_{z_1}(\omega) = \frac{\left[(k_2 - m_2 \omega^2)^2 + c_2^2 \omega^2 \right] (k_1^2 + c_1^2 \omega^2)}{A^2 + B^2} S_h(\omega), \quad (2.58)$$

$$S_{z_{12}}(\omega) = \frac{(k_1^2 + c_1^2 \omega^2) (k_2^2 + c_2^2 \omega^2)}{A^2 + B^2} S_h(\omega),$$

3. MODELE CU 4 GRADE DE LIBERTATE PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILE AUTOMOBILULUI

3.1. MODEL CU 4 GRADE DE LIBERTATE PENTRU UN AUTOMOBIL CU SUSPENSII INDEPENDENTE

3.1.1. MODELUL PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR AUTOMOBILULUI CU SUSPENSII INDEPENDENTE

Modelul este cel din fig. 3.1. Modelul se poate folosi pentru analiza vibrațiilor de săltare tangaj și a vibrațiilor de săltare legănare în cazul suspensiilor independente. În literatură este cunoscut și ca model *jumătate de autoturism*.

În fig. 3.1. *a*, autoturismul este în poziție de echilibru pe drum orizontal, iar în fig. 3.1. *b*, este în poziție de mișcare pe drum cu denivelări.

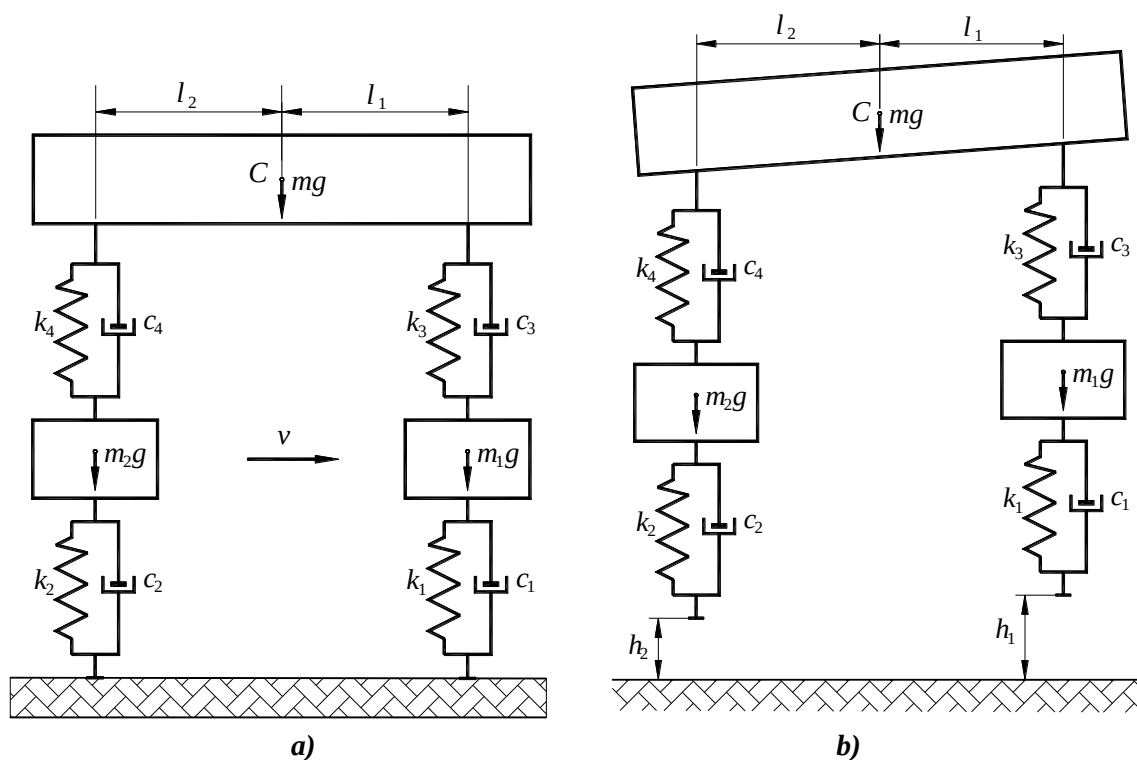


Fig. 3.1. Model cu patru grade de libertate pentru studiul vibrațiilor automobilului cu suspensii independente.

S-au folosit notațiile:

- C - centrul de greutate al masei suspendate
- m_1, m_2 - masa echivalentă a roților,
- m - masa suspendată,
- h_1, h_2 - denivelările căii de rulare,
- k_1, k_2 - constantele elastice ale pneurilor,

- c_1, c_2 - constantele de amortizare ale pneurilor,
- c_3, c_4 - constantele de amortizare ale amortizoarelor,
- k_3, k_4 - constantele elastice ale arcurilor,
- l_1, l_2 - distanțele centrului de greutate față de axa roților.

3.1.4. ECUAȚIILE DE MIȘCARE

Pentru obținerea ecuațiilor de mișcare se aplică teorema mișcării centrului de masă pentru toate elementele și teorema momentului cinetic pentru masa suspendată.

Notând cu J_C momentul de inerție al masei suspendate, se obțin ecuațiile:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 &= -k_1(z_1 - z_{10} - h_1) - c_1(\dot{z}_1 - \dot{h}_1) + k_3(z_3 + l_1\alpha - z_{30} - z_1) + c_3(\dot{z}_3 + l_1\dot{\alpha} - \dot{z}_1) - m_1 g, \\
 m_1 \ddot{z}_2 &= -k_2(z_2 - z_{20} - h_2) - c_2(\dot{z}_2 - \dot{h}_2) + k_4(z_3 - l_2\alpha - z_{20} - z_2) + c_4(\dot{z}_3 - l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_2) - m_2 g, \\
 m \ddot{z}_3 &= -k_3(z_3 + l_1\alpha - z_{30} - z_1) - c_3(\dot{z}_3 + l_1\dot{\alpha} - \dot{z}_1) - \\
 &\quad - k_4(z_3 - l_2\alpha - z_{20} - z_2) - c_4(\dot{z}_3 - l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_2) - mg, \\
 J_C \ddot{\alpha} &= -[k_3(z_3 + l_1\alpha - z_{30} - z_1) + c_3(\dot{z}_3 + l_1\dot{\alpha} - \dot{z}_1)]l_1 + \\
 &\quad + [k_4(z_3 - l_2\alpha - z_{20} - z_2) + c_4(\dot{z}_3 - l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_2)]l_2.
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

Efectuând calculele și ținând cont de ecuațiile de echilibru (3.1), (3.2) se obține sistemul de ecuații diferențiale:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 + (c_1 + c_3)\dot{z}_1 + (k_1 + k_3)z_1 - c_3\dot{z}_3 - k_3z_3 - c_3l_1\dot{\alpha} - k_3l_1\alpha &= k_1h_1 + c_1\dot{h}_1, \\
 m_1 \ddot{z}_2 + (c_2 + c_4)\dot{z}_2 + (k_2 + k_4)z_2 - c_4\dot{z}_3 - k_4z_3 + c_4l_2\dot{\alpha} + k_4l_2\alpha &= k_2h_2 + c_2\dot{h}_2, \\
 m \ddot{z}_3 - c_3\dot{z}_1 - k_3z_1 - c_4\dot{z}_2 - k_4z_2 + (c_3 + c_4)\dot{z}_3 + (k_3 + k_4)z_3 + \\
 + (c_3l_1 - c_4l_2)\dot{\alpha} + (k_3l_1 - k_4l_2)\alpha &= 0, \\
 J_C \ddot{\alpha} - c_3l_1\dot{z}_1 - k_3l_1z_1 + c_4l_2\dot{z}_2 + k_4l_2z_2 + (c_3l_1 - c_4l_2)\dot{z}_3 + (k_3l_1 - k_4l_2)z_3 + \\
 + (c_3l_1^2 + c_4l_2^2)\dot{\alpha} + (k_3l_1^2 + k_4l_2^2)\alpha &= 0.
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

3.2. MODEL CU 4 GRADE DE LIBERTATE PENTRU UN AUTOMOBIL CU PUNTEA SPATE RIGIDĂ

3.2.1. MODELUL PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR CU PUNTEA SPATE RIGIDĂ

Modelul este cel din fig. 3.4. Modelul se poate folosi pentru analiza vibrațiilor cuplate săltare legănare în cazul punții spate rigidă, pentru excitații la roți diferite stânga față de dreapta.

În fig. 3.4. *a*, autoturismul este în poziție de echilibru pe drum orizontal, iar în fig. 3.4. *b*, este în poziție de mișcare pe drum cu denivelări.

S-au folosit notațiile:

- C - centrul de greutate al masei suspendate,
- A - centrul de greutate al punții spate,
- m_1 - masa echivalentă a punții spate,
- m - masa suspendată,
- h_1, h_2 - denivelările căii de rulare,
- k_1, k_2 - constantele elastice ale pneurilor,
- c_1, c_2 - constantele de amortizare ale pneurilor,
- k_3, k_4 - constantele elastice ale arcurilor,
- c_3, c_4 - constantele de amortizare ale amortizoarelor,
- l_1 - distanța centrului de greutate A , al punții spate, față de axa roții,
- l_2 - distanța centrului de greutate C față de axa amortizorului.

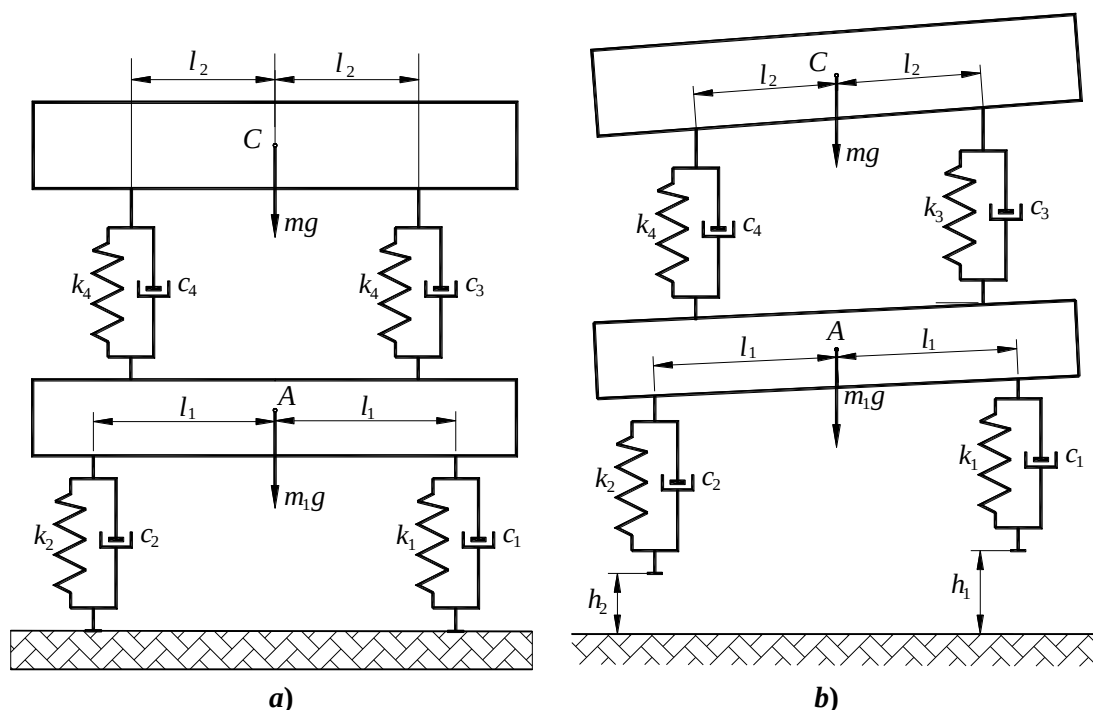


Fig. 3.4. Model cu patru grade de libertate pentru studiul vibrațiilor automobilului cu punte spate rigidă.

3.2.4. ECUAȚIILE DE MIȘCARE

Pentru obținerea ecuațiilor de mișcare se aplică teorema mișcării centrului de masă și teorema momentului cinetic pentru masa suspendată și nesuspendată.

Notând cu J_C momentul de inerție al masei suspendate și cu J_A momentul de inerție al masei nesuspendate se obțin ecuațiile:

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{z}_1 &= -k_1(z_1 + l_1\varphi - z_{10} - h_1) - c_1(\dot{z}_1 + l_1\dot{\varphi} - \dot{h}_1) - \\
&\quad - k_2(z_1 - l_1\varphi - z_{20} - h_2) - c_1(\dot{z}_1 - l_1\dot{\varphi} - \dot{h}_2) + \\
&\quad + k_3(z_2 + l_2\alpha - z_1 - l_2\varphi - z_{30}) + c_3(\dot{z}_2 + l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 - l_2\dot{\varphi}) + \\
&\quad + k_4(z_2 - l_2\alpha - z_1 + l_2\varphi - z_{40}) + c_4(\dot{z}_2 - l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 + l_2\dot{\varphi}) - m_1 g \\
J_A \ddot{\varphi} &= -k_1(z_1 + l_1\varphi - z_{10} - h_1)l_1 - c_1(\dot{z}_1 + l_1\dot{\varphi} - \dot{h}_1)l_1 + \\
&\quad + k_2(z_1 - l_1\varphi - z_{20} - h_2)l_1 + c_1(\dot{z}_1 - l_1\dot{\varphi} - \dot{h}_2)l_1 + \\
&\quad + k_3(z_2 + l_2\alpha - z_1 - l_2\varphi - z_{30})l_2 + c_3(\dot{z}_2 + l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 - l_2\dot{\varphi})l_2 - \\
&\quad - k_4(z_2 - l_2\alpha - z_1 + l_2\varphi - z_{40})l_2 - c_4(\dot{z}_2 - l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 + l_2\dot{\varphi})l_2 \\
m \ddot{z}_2 &= -k_3(z_2 + l_2\alpha - z_1 - l_2\varphi - z_{30}) - c_3(\dot{z}_2 + l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 - l_2\dot{\varphi}) - \\
&\quad - k_4(z_2 - l_2\alpha - z_1 + l_2\varphi - z_{40}) - c_4(\dot{z}_2 - l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 + l_2\dot{\varphi}) - mg \\
J_C \ddot{\alpha} &= -k_3(z_2 + l_2\alpha - z_1 - l_2\varphi - z_{30})l_2 - c_3(\dot{z}_2 + l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 - l_2\dot{\varphi})l_2 = \\
&= k_4(z_2 - l_2\alpha - z_1 + l_2\varphi - z_{40})l_2 + c_4(\dot{z}_2 - l_2\dot{\alpha} - \dot{z}_1 + l_2\dot{\varphi})l_2 .
\end{aligned} \tag{3.22}$$

Efectuând calculele și ținând cont de ecuațiile de echilibru (3.18), (3.19) se obține sistemul de ecuații diferențiale:

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{z}_1 + \dot{z}_1(c_1 + c_2 + c_3 + c_4) + \dot{z}_2(-c_3 + c_4) + \dot{\varphi}[l_1(c_1 - c_2) + l_2(c_3 - c_4)] + \dot{\varphi}l_2(-c_3 + c_4) + \\
+ z_1(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + z_2(-k_3 + k_4) + \varphi[l_1(k_1 - k_2) + l_2(k_3 - k_4)] + \varphi l_2(-k_3 + k_4) = , \\
= k_1 h_1 + c_1 \dot{h}_1 + k_1 h_1 + c_1 \dot{h}_1 \\
J_A \ddot{\varphi} + \dot{z}_1[l_1^2(c_1 - c_2) + l_2^2(c_3 - c_4)] + \dot{z}_2 l_2(-c_3 + c_4) + \\
+ \dot{\varphi}[l_1^2(c_1 + c_2) + l_2^2(c_3 + c_4)] + \dot{\alpha} l_2^2(-c_3 - c_4) + \\
+ z_1[l_1^2(k_1 - k_2) + l_2^2(k_3 - k_4)] + z_2 l_2(-k_3 + k_4) + , \\
+ \varphi[l_1^2(k_1 + k_2) + l_2^2(k_3 + k_4)] + \alpha l_2^2(-k_3 - k_4) = \\
= k_1 l_1 h_1 + c_1 l_1 \dot{h}_1 - k_2 l_2 h_2 - c_2 l_2 \dot{h}_2 \\
m \ddot{z}_2 + \dot{z}_1(-c_3 - c_4) + \dot{z}_2(c_3 + c_4) + \dot{\varphi}l_2(-c_3 + c_4) + \dot{\varphi}l_2(c_3 - c_4) + \\
+ z_1(-k_3 - k_4) + z_2(k_3 + k_4) + \varphi l_2(-k_3 + k_4) + \varphi l_2(k_3 - k_4) = 0 , \\
J_C \ddot{\alpha} + \dot{z}_1 l_2(-c_3 + c_4) + \dot{z}_2 l_2(c_3 - c_4) + \dot{\varphi}l_2^2(-c_3 - c_4) + \dot{\alpha} l_2^2(c_3 + c_4) + \\
+ z_1 l_2(-k_3 + k_4) + z_2 l_2(k_3 - k_4) + \varphi l_2^2(-k_3 - k_4) + \alpha l_2^2(k_3 + k_4) = 0 .
\end{aligned} \tag{3.23}$$

4. VIBRAȚIILE DE SĂLTARE-LEGĂNARE ȚINÂND CONT DE BARELE ANTIRULIU

4.1. INTRODUCERE

În cazul suspensiilor independente, o soluție des folosită datorită simplității, este suspensia cu arcuri elicoidale tip Mc. Pherson. Față de soluția cu mecanism paralelogram, brațul superior oscilant este înlocuit cu un amortizor hidraulic telescopic. În acest fel amortizorul are și rol de pivot. Acest tip de suspensie are avantajul de o modificare neînsemnată a ecartamentului și a înclinării roții în timpul deplasării în viraje.

4.2. SCHEMA CINEMATICĂ A SUSPENSIEI ȘI MODELUL FOLOSIT PENTRU STUDIUL VIBRAȚIILOR DE SĂLTARE-LEGĂNARE

În fig. 4.1 este prezentat modelul unei punți față motoare cu suspensie cu arcuri elicoidale, de tip Mc. Pherson în poziția de echilibru.

S-au folosit notațiile: 1 - masa suspendată, 2 - arc suspensie, 3 - amortizor, 4 - jantă, 5 - portfuzetă, 6 - axe planetare, 7 - braț inferior, 8 - bara stabilizatoare antiruliu.

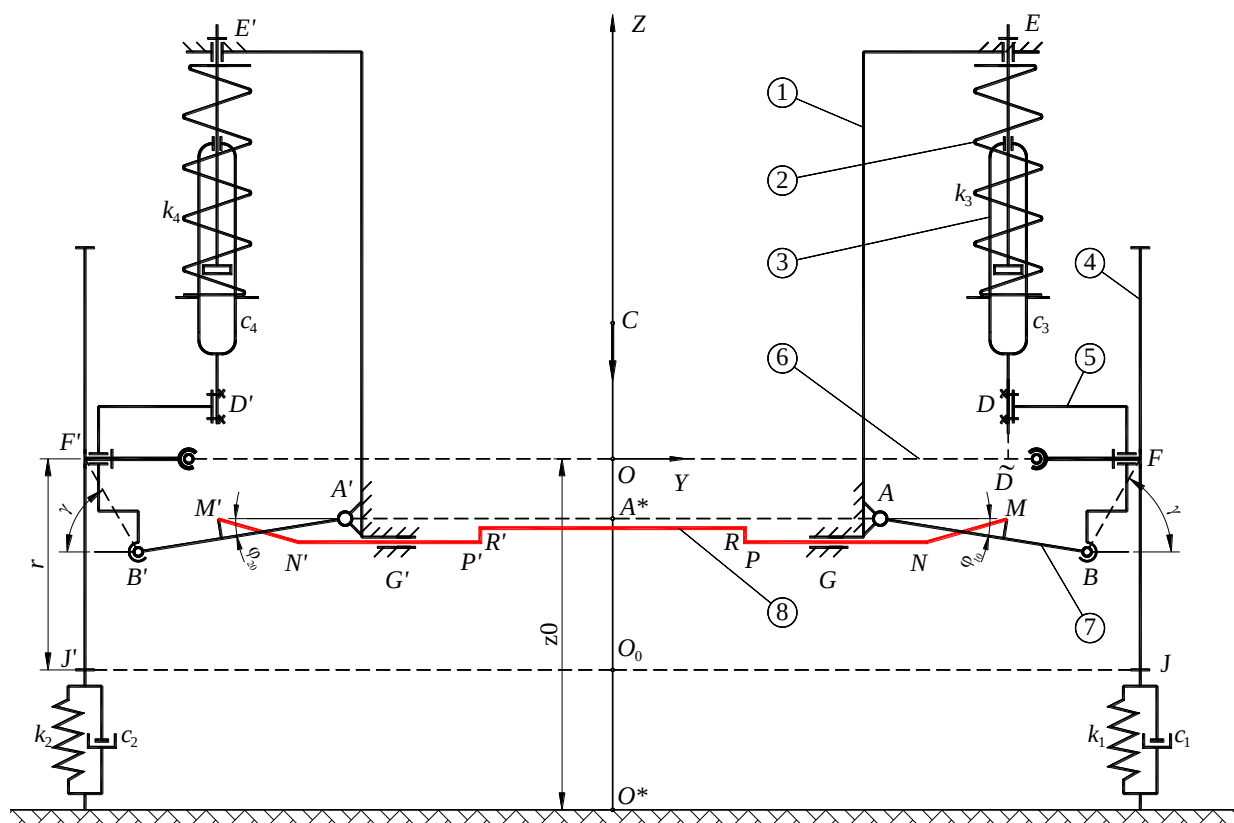


Fig. 4.1. Modelul suspensiei în poziția de echilibru.

Pentru simplificarea calculelor se consideră proiecția mecanismului de suspensie în planul ZOY . Modelul adoptat este un model cu 4 grade de libertate. S-au folosit notațiile:

- C - centrul de greutate al autovehiculului,
- punctul de intersecție dintre axa OZ și axa ce unește centrele roților,
- O_0 - punctul de intersecție dintre axa OZ și planul tangent la interiorul jantei,
- O^* - punctul de intersecție dintre axa de simetrie OZ și sol,
- A, A' - articulațiile brațelor la caroserie,
- A^* - punctul de intersecție dintre axa de simetrie OZ și axa AA' ,
- B, B' - articulațiile brațelor la portfuzete,
- F, F' - centrele roților,
- D, D' - prinderea amortizoarelor și arcurilor pe portfuzete,
- $\tilde{D}$ - proiecția punctului D pe axa OF ,
- M, M' - punctele de prindere a barei antirului pe brațele suspensiei
- $MNPRR'P'N'M'$ - bara antirului,
- G, G' - punctele de articulație a barei antirului pe caroserie,
- γ - unghi constructiv specific portfuzetei.

Se folosesc următoarele notații pentru parametrii geometrici constanți:

$$z_0 = OO^*, l_0 = OC, l_1 = OA^*, l_2 = A^*A = A^*A', l_3 = AB = A'B', l_4 = BF = B'F',$$

$$r = FJ = F'J', l_5 = D\tilde{D} = D'D', l_6 = AM = AM'.$$

4.3. MODELUL DINAMIC

Pentru modelul dinamic se folosește reprezentarea din fig. 4.2, unde s-a notat cu:

- z - deplasarea caroseriei față de poziția de echilibru,
- α - unghiul de ruli,
- φ_1, φ_2 - unghiurile de rotație ale brațelor $AB, A'B'$ față de caroserie,
- z_1, z_2 - deplasările punctelor J, J' ,
- h_1, h_2 - denivelările căii de rulare,
- k_1, k_2 - constantele elastice ale pneurilor,
- c_1, c_2 - constantele de amortizare ale pneurilor,
- k_3, k_4 - constantele elastice ale arcurilor,
- c_3, c_4 - constantele de amortizare ale amortizoarelor suspensiei,
- k_5 - constanta elastică a barei antirului.

Pentru a obține expresia unghiului φ_1 se folosește proiecția pe axa OZ a ecuației vectoriale:

$$\overline{O^*O'} + \overline{O'A^*} + \overline{A^*A} + \overline{AB} + \overline{BF} + \overline{FJ} = \overline{O^*J}, \quad (4.1)$$

Pentru simplificarea expresiilor se ține seama că deplasările α, z și φ_1 sunt mici.

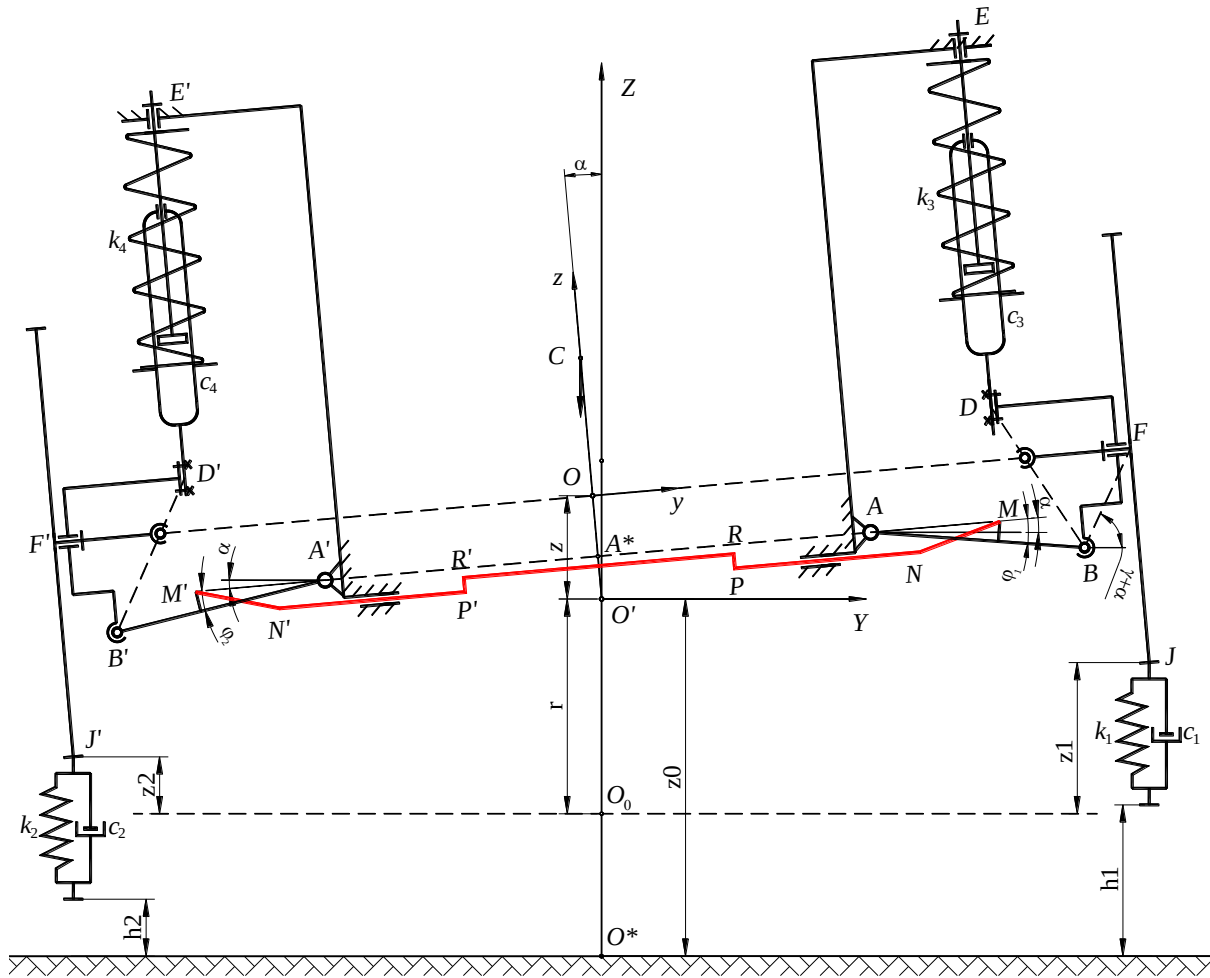


Fig. 4.2. Modelul suspensiei într-o poziție oarecare

Se obține astfel expresia:

$$z_0 + (z - l_1) + l_2 \alpha - l_3 (\varphi_1 - \alpha) + l_4 \sin(\gamma + \alpha) - r = z_0 - r + z_1, \quad (4.2)$$

din care rezultă:

$$\varphi_1 = \frac{z - z_1 + l_7 \alpha + l_8}{l_3}, \quad (4.3)$$

unde:

$$l_7 = l_2 + l_3 + l_4 \cos \gamma; \quad l_8 = -l_1 + l_4 \sin \gamma. \quad (4.4)$$

Pentru a obține expresia unghiului φ_2 se folosește proiecția pe axa OZ a ecuației vectoriale:

$$\overline{O^*O'} + \overline{O'A^*} + \overline{A^*A'} + \overline{A'B'} + \overline{B'F'} + \overline{F'J'} = \overline{O^*J'}, \quad (4.5)$$

În ipoteza că deplasările α , z și φ_2 sunt mici, se obține expresia:

$$z_0 + (z - l_1) - l_2 \alpha - l_3 (\varphi_2 + \alpha) + l_4 \sin(\gamma - \alpha) - r = z_0 - r + z_2, \quad (4.6)$$

din care rezultă:

$$\varphi_2 = \frac{z - z_2 - l_7 \alpha + l_8}{l_3}, \quad (4.7)$$

4.4. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE

Se folosesc în continuare notațiile:

- m_0 - masa suspendată a autoturismului,
- J_C - momentul de inerție al masei suspendate în raport cu axa longitudinală ce trece prin punctul C ,
- J_B - momentul de inerție al brațului suspensiei față de axa de rotație,
- m_1 - masa echivalentă pentru o roată, portfuzetă și 2 două treimi din axa planetară,
- m_2 - două treimi din masa brațului suspensiei,
- s_{01}, s_{02} - deformațiile statice ale pneurilor,
- s_{03}, s_{04} - deformațiile statice ale arcurilor.

Pentru stabilirea ecuațiilor diferențiale de mișcare se folosesc ecuațiile lui Lagrange. Va trebui mai întâi să realizăm o analiză cinematică.

Se alege O_0XYZ sistem de referință.

Coordonatele punctelor: C , F , F' , D și D' sunt date de expresiile:

$$Y_C = -l_0 \sin \alpha, \quad Z_C = r + z + l_0 \cos \alpha \quad (4.8)$$

$$Y_F = OF \cos \alpha, \quad Z_F = z_1 + r \cos \alpha \quad (4.9)$$

$$Y_{F'} = -OF' \cos \alpha, \quad Z_{F'} = z_2 + r \cos \alpha \quad (4.10)$$

$$Y_D = OD^* \cos \alpha + DD^* \sin \alpha, \quad Z_D = r + z + OD^* \sin \alpha + D^* D \cos \alpha \quad (4.11)$$

$$Y_{D'} = -OD^* \cos \alpha + DD^* \sin \alpha, \quad Z_{D'} = r + z - OD^* \sin \alpha + D^* D \cos \alpha \quad (4.12)$$

Vom scrie expresia energiei cinetice sub forma:

$$E_C = \frac{1}{2} m_0 v_C^2 + \frac{1}{2} J_C \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_1 (v_F^2 + v_{F'}^2) + \frac{1}{2} m_2 (v_G^2 + v_{G'}^2) + J_B \dot{\alpha}^2 \quad (4.13)$$

Pentru obținerea vitezelor se derivează în raport cu timpul relațiile (4.8) - (4.12). Neglijând termenii neliniari se obțin expresiile:

$$v_C^2 = \dot{z}^2 + l_0^2 \dot{\alpha}^2; \quad v_F^2 = \dot{z}_1^2; \quad v_{F'}^2 = \dot{z}_2^2, \quad v_G^2 = (\dot{z}_1 - l_6 \dot{\alpha})^2, \quad v_{G'}^2 = (\dot{z}_2 - l_6 \dot{\alpha})^2 \quad (4.14)$$

care înlocuite în expresia energiei cinetice, conduce la expresia:

$$E_C = \frac{1}{2} m_0 (\dot{z}^2 + l_0^2 \dot{\alpha}^2) + \frac{1}{2} (J_C + 2J_B) \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{z}_1^2 + \dot{z}_2^2) + \frac{1}{2} m_2 [(\dot{z}_1 - l_6 \dot{\alpha})^2 + (\dot{z}_2 + l_6 \dot{\alpha})^2]. \quad (4.15)$$

Energia potențială are expresia:

$$\begin{aligned}
V = & m_0 g(r + z + l_0 \cos \alpha) + (m_1 + m_2)(z_1 + 2r \cos \alpha + z_2)g + \\
& + \frac{1}{2} \left[k_1 (z_1 - h_1 - s_{01})^2 + k_2 (z_2 - h_2 - s_{02})^2 \right] + \\
& + \frac{1}{2} \left[k_3 (z - z_1 + l_7 \alpha + l_8 - s_{03})^2 + k_4 (z - z_2 - l_7 \alpha + l_8 - s_{04})^2 \right] + \\
& + \frac{1}{2} k_5 \left(\frac{l_6}{l_3} \right)^2 (z_2 - z_1 + 2l_7 \alpha)^2.
\end{aligned} \tag{4.16}$$

Pentru obținerea sistemului de ecuații diferențiale aplicăm ecuațiile lui Lagrange:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_C}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial E_C}{\partial q_k} + \frac{\partial V}{\partial q_k} = 0 \\ k=1, 4 \end{cases} \tag{4.19}$$

Coordonatele generalizate q_k sunt:

$$q_1 = z_1, \quad q_2 = z_2; \quad q_3 = z, \quad q_4 = \alpha. \tag{4.20}$$

Derivatele energiei cinetice din relația (4.15) au expresiile:

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_C}{\partial \dot{z}_1} \right) &= -\ddot{a} m_2 l_6 + \ddot{z}_1 (m_1 + m_2); \quad \frac{\partial E_C}{\partial z_1} = 0, \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_C}{\partial \dot{z}_2} \right) &= \ddot{a} m_2 l_6 + \ddot{z}_2 (m_1 + m_2); \quad \frac{\partial E_C}{\partial z_2} = 0, \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_C}{\partial \dot{z}} \right) &= m_0 \ddot{z}; \quad \frac{\partial E_C}{\partial z} = 0,
\end{aligned} \tag{4.21}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_C}{\partial \dot{\alpha}} \right) = \ddot{\alpha} (m_0 l_0^2 + J_C + 2J_B) - \ddot{z}_1 m_2 l_6 + \ddot{z}_2 m_2 l_6; \quad \frac{\partial E_C}{\partial \alpha} = 0.$$

Derivatele parțiale ale energiei potențiale (4.16) au expresiile:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial V}{\partial z_1} &= z_1 \left(k_1 + k_3 + k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) + z_2 \left(-k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) - k_3 z + \alpha \left(-k_3 - 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) l_7 + \\
&+ (m_1 + m_2)g - k_1 (h_1 + s_{01}) - k_3 (l_8 - s_{03}) \\
\frac{\partial V}{\partial z_2} &= z_1 \left(-k_3 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) + z_2 \left(k_2 + k_4 + k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) - k_4 z + \alpha \left(k_4 + 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) l_7 + \\
&+ (m_1 + m_2)g - k_2 (h_2 + s_{02}) - k_4 (l_8 - s_{04}) \\
\frac{\partial V}{\partial z} &= -z_1 k_3 - z_2 k_4 + z(k_3 + k_4) + \alpha(k_3 - k_4)l_7 + m_0 g + l_8(k_3 + k_4) - k_3 s_{03} - k_4 s_{04}, \\
\frac{\partial V}{\partial \alpha} &= z_1 \left(-k_3 - 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) l_7 + z_2 \left(k_4 + 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) l_7 + z(k_3 - k_4)l_7 + \\
&+ \alpha \left\{ -[m_0 l_0 + 2r(m_1 + m_2)]g + \left(k_3 + k_4 + 4k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} \right) l_7^2 \right\} + \\
&+ l_7 [k_3 (l_8 - s_{03}) + k_4 (-l_8 + s_{04})]
\end{aligned} \tag{4.22}$$

Ținând cont de relațiile anterioare, se obține expresia matricei de inerție:

$$[M] = \begin{bmatrix} (m_1 + m_2) & 0 & 0 & -m_2 l_6 \\ 0 & (m_1 + m_2) & 0 & m_2 l_6 \\ 0 & 0 & m_0 & 0 \\ -m_2 l_6 & m_2 l_6 & 0 & (m_0 l_0^2 + J_C + 2J_B) \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

și expresia matricei de rigiditate:

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_3 + k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} & -k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} & -k_3 & -\left(k_3 + 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2}\right) l_7 \\ -k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} & k_2 + k_4 + k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2} & -k_4 & \left(k_4 + 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2}\right) l_7 \\ -k_3 & -k_4 & k_3 + k_4 & (k_3 - k_4) l_7 \\ -\left(k_3 + 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2}\right) l_7 & \left(k_4 + 2k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2}\right) l_7 & (k_3 - k_4) l_7 & k_{44} \end{bmatrix}, \quad (4.25)$$

unde termenul k_{44} are expresia:

$$k_{44} = -g[m_0 l_0 + 2r(m_1 + m_2)] + \left(k_3 + k_4 + 4k_5 \frac{l_6^2}{l_3^2}\right) l_7^2. \quad (4.26)$$

Pentru a obține matricea de amortizare, se înlocuiesc în matricea de rigiditate constantele k_5 și g cu zero iar $k_1 \rightarrow c_1$, $k_2 \rightarrow c_2$, $k_3 \rightarrow c_3$ și $k_4 \rightarrow c_4$. Se obține astfel:

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_3 & 0 & -c_3 & -c_3 l_7 \\ 0 & c_2 + c_4 & -c_4 & c_4 l_7 \\ -c_3 & -c_4 & c_3 + c_4 & (c_3 - c_4) l_7 \\ -c_3 l_7 & c_4 l_7 & (c_3 - c_4) l_7 & (c_3 + c_4) l_7^2 \end{bmatrix}, \quad (4.27)$$

Vectorul excitație $\{F\}$ se deduce din ecuațiile (4.19):

$$\{F\} = \begin{pmatrix} k_1 h_1 + c_1 \dot{h}_1 & k_1 h_2 + c_1 \dot{h}_2 & 0 & 0 \end{pmatrix}^T \quad (4.28)$$

Conform cu relațiile (4.20), vectorul deplasare $\{Z\}$ are expresia:

$$\{Z\} = \begin{pmatrix} z_1 & z_2 & z & \alpha \end{pmatrix}^T. \quad (4.29)$$

Sistemul de ecuații diferențiale ale mișcării, ținând cont de notațiile: (4.24), (4.25), (4.27), (4.28) și (4.29), scris sub formă matriceală, este:

$$[M]\{\ddot{Z}\} + [C]\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = \{F\} \quad (4.30)$$

Ecuația (4.30) obținută este ecuația diferențială matriceală a vibrațiilor de săltare - ruliu.

5. SISTEME DINAMICE

5.1. INTRODUCERE

Calculul comenzii unei suspensii active presupune folosirea noțiunilor de teoria sistemelor dinamice. De aceea, în acest capitol, se vor prezenta noțiunile teoretice și se vor realiza aplicații pe un sistem cu două grade de libertate.

Sistemul dinamic este un ansamblu de elemente ce comunică între ele. Mărimile fizice ce ajută la transmiterea informației în sistemele tehnice se numesc semnale.

Variabilele unui sistem sunt: *mărimi de intrare, mărimi de stare și mărimi de ieșire*.

Prima variabilă, mărimea de intrare, are rolul de a modifica starea sistemului. A doua variabilă, mărimea de stare, are rolul de a descrie starea sistemului și a treia variabilă, mărimea de ieșire, are rolul de a transmite informația sistemului către exterior.

În acest capitol am folosit două tipuri de controlere LQR (Linear Quadratic Regulator) și PID (Proportional Integral Derivative) acestea fiind utilizate în controlul sistemelor dinamice liniare. Scopul utilizării acestor controlere este de a obține o lege de control optimă asupra sistemului dinamic astfel încât oscilațiile masei suspendate să fie minime prin controlul forței de amortizare.

5.2. NOȚIUNI TEORETICE

Teoria actuală a sistemelor operează cu sisteme de tip I-S-E (intrare → stare → ieșire), iar transferul informației se face prin intermediul stării [112]:

intrare $u(t)$ → stare a → ieșire $y(t)$.

Un sistem dinamic se caracterizează prin faptul că ieșirea $y(t)$ depinde de întreaga evoluție internă a sistemului sub influența intrării $u(t)$ (fig. 5.1).

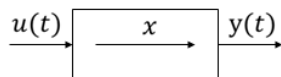


Fig. 5.1. Reprezentarea unui sistem dinamic.

Un sistem continuu liniar are următoarea formă:

$$\begin{cases} \dot{\{x\}} = [A]\{x\} + [B]\{u\} \\ \{y\} = [C]\{x\} + [D]\{u\} \end{cases} \quad (5.1)$$

prima ecuație este ecuația stării, iar cea de a doua este ecuația vectorului de ieșire.

S-au folosit notațiile:

- $[A] = (a_{ij})_{\substack{1 \leq i \leq n \\ 1 \leq j \leq n}}$ este matricea parametrilor de stare
- $\{x\} = (x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n)$ este vectorul de stare
- $[B] = (b_{ij})_{\substack{1 \leq i \leq n \\ 1 \leq j \leq m}}$ este matricea parametrilor de intrare
- $\{u\} = (u_1 \ u_2 \ \dots \ u_m)$ este vectorul de intrare
- $\{y\} = (y_1 \ y_2 \ \dots \ y_p)$ este vectorul de ieșire
- $[C] = (c_{ij})_{\substack{1 \leq i \leq p \\ 1 \leq j \leq n}}$ este matricea parametrilor de ieșire

- $[D] = (d_{ij})_{\substack{1 \leq i \leq n \\ 1 \leq j \leq k}}$ este matricea parametrilor de transmisie [112]

Structura unui sistem definit de cele două ecuații, ecuația stării și ecuația de ieșire, poate fi reprezentat sub următoarea formă [102].

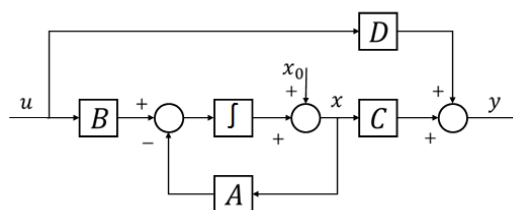


Fig. 5.2. Schema bloc a unui sistem dinamic.

Stabilitatea este o caracteristică importantă a sistemelor dinamice, fiind una din condițiile de existență și funcționalitate. Un sistem dinamic este instabil dacă nu poate realiza scopul pentru care a fost conceput (cel de sistem dinamic stabil).

Un sistem este definit ca fiind stabil dacă:

- după aplicarea unui impuls la intrarea sistemului, mărimea de ieșire revine la valoarea originală,
- orice mărime de intrare finită generează o mărime de ieșire finită [167].

În domeniul stabilității sistemelor se utilizează două noțiuni: noțiunea de stabilitate internă (referitoare la starea sistemului) și noțiunea de stabilitate externă (referitoare la ieșirea sistemului).

Un sistem este intern strict stabil dacă, starea sistemului evoluează în regim liber către origine:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \{x\} = 0 \quad (5.2)$$

Un sistem continuu este intern strict stabil dacă și numai dacă toate rădăcinile polinomului caracteristic $p(\alpha) = \det(\alpha I - A)$ au partea reală negativă, adică sunt situate în semiplanul complex negativ.

Funcția de transfer $G(s)$ a unui sistem liniar continuu este transformata Laplace $Y(s)$ a funcției de ieșire $y(t)$ și $U(s)$ este transformata Laplace a funcției de intrare $u(t)$.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)}. \quad (5.3)$$

Un sistem liniar continuu extern este strict stabil dacă și numai dacă toți poli funcției de transfer $G(s)$ a sistemului au partea reală negativă, adică sunt situați în semiplanul complex negativ.

5.3. CONTROLER LQR

Regulatorul Linear Quadratic (LQR) este o variantă de reglare în care ecuația de stare a modelului este liniară, indicele de performanță este pătratic și condițiile inițiale sunt cunoscute [112]. LQR este o problemă de control optim pentru sistemele liniare.

Pentru un sistem dinamic de forma:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ x(0) = x_0 \end{cases}, \quad (5.6)$$

unde:

- A este matricea de stare,
- B este matricea de intrare,
- $x(t)$ este vectorul de stare,
- $u(t)$ este vectorul de control,

trebuie găsit un controler $u(t)$ cu scopul să minimizeze indicele de performanță:

$$J_{LQR} = \int_0^{\infty} x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t) dt. \quad (5.7)$$

Primul termen din partea dreaptă a relației (5.7) reprezintă eroarea, iar al doilea termen reprezintă consumul de energie.

Schema bloc a unui controler LQR este cea din fig. 5.3, unde matricea K are rolul de a minimiza indicele de performanță, care descrie funcția de cost a sistemului. Astfel, pentru a găsi o lege de control optimă pentru sistemul dinamic, semnalul de referință va trebuie să fie $r(t) = 0$.

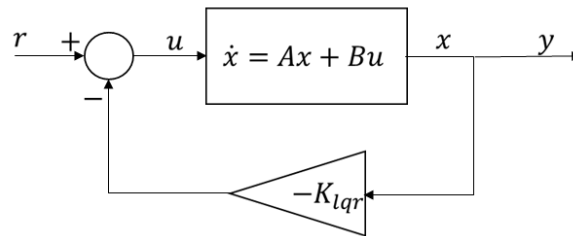


Fig. 5.3. Schema bloc a unui controler LQR.

Matricele Q și R determină importanța relativă a erorii și a consumului de energie. Acestea sunt simetrice și pozitiv definite sau semidefinite și sunt cunoscute ca matrice pondere.

În funcție de valorile matricelor Q și R , sistemul în buclă închisă va oferi un răspuns. De obicei valorile mari ale lui Q înseamnă că, pentru a obține un indice de performanță J_{LQR} minim, starea $x(t)$ trebuie să aibă valoare mică.

Pe de altă parte valorile mari ale matricei R înseamnă că intrarea de control $u(t)$ trebuie să fie mică pentru a avea un J_{LQR} minim.

Se arată prin calcul variațional că dacă soluția este de forma:

$$u(t) = Kx(t) \quad (5.8)$$

atunci sistemul cu buclă închisă va avea forma:

$$\dot{x}(t) = (A + BK)x(t) \quad (5.9)$$

Matricea de reacție în acest caz este:

$$K = -R^{-1}B^T P \quad (5.10)$$

În relația (5.10) matricea P este soluția ecuației algebrice Riccati:

$$PA + A^T P - PBR^{-1}BP + Q = 0 \quad (5.11)$$

5.4. CONTROLLER PID

Metoda de control PID (Proportional Integral Derivative) a fost pentru prima oară propusă în anii 1940, aceasta dezvoltându-se continuu până în prezent [166].

PID este cel mai des controller folosit în controlul proceselor industriale, fiind folosit în peste 95% din cazuri.

Controlul PID este combinat cu funcții secvențiale, logice și blocuri funcționale pentru construcția sistemelor automatizate [112].

Datorită evoluției tehnologiei controller PID a fost implementat cu ajutorul tuburilor electronice, tranzistoarelor cât și circuitelor integrate.

Însă odată cu apariția microprocesorului acest lucru a oferit posibilitatea de creare a unor funcții noi cum ar fi reglarea automată sau adaptarea continuă [112].

Performanța optimă a unui controller poate fi atinsă numai dacă parametrii acestuia sunt aleși corect. În fig. 5.4 este reprezentată schema bloc pentru un sistem de control cu feedback.

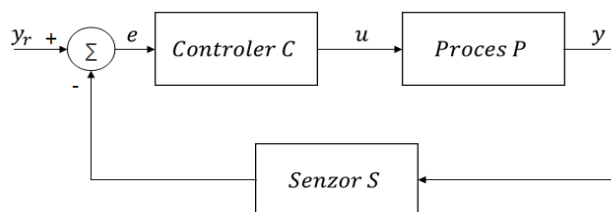


Fig. 5.4. Schema bloc pentru un sistem de control cu feedback.

În fig. s-au folosit notațiile:

- P - procesul,
- S - senzorul,
- C - controlerul,
- y_r, e, u și y - referințele.

5.4.1. DESCRIERE MOD DE FUNCȚIONARE

În buclele de control, rolul unui controller este de a influența sistemul de control prin semnal, astfel încât valoarea variabilei controlate să fie egală cu valoarea referinței [102].

Controllerul PID are în componența lui trei elemente P, I și D care sunt însumate pentru calculul semnalului de control.

Controllerul este caracterizat de ecuația:

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\alpha) d\alpha + k_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (5.12)$$

unde:

- k_p - parametrul de reglare, **P**roportional
- k_i - parametrul de reglare, **I**ntegrat
- k_d - parametrul de reglare, **D**erivat

iar e - eroarea = punctul de referință (variabila de proces).

Schema bloc a unui controller PID este prezentată în fig. 5.5.

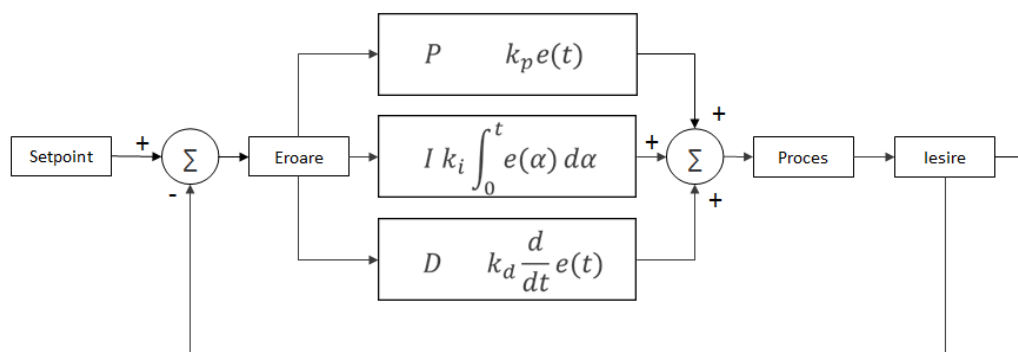


Fig.5.5. Schema bloc a unui controler PID.

În primă fază controllerul evaluează variabilele ce trebuie controlate, apoi feedback-ul este comparat cu punctul de referință.

Parametrul de reglare proporțional decide reacția pe baza erorii curente, parametrul de reglare integrat determină reacția în funcție de totalul erorilor recente. Rolul principal este de a elimina eroarea în regim de echilibru, iar parametrul de reglare derivat determină reacția folosind viteza cu care erorile s-au schimbat [168].

Termenul proporțional evaluează magnitudinea erorilor. Răspunsul proporțional este modificat prin înmulțirea erorii cu o constantă.

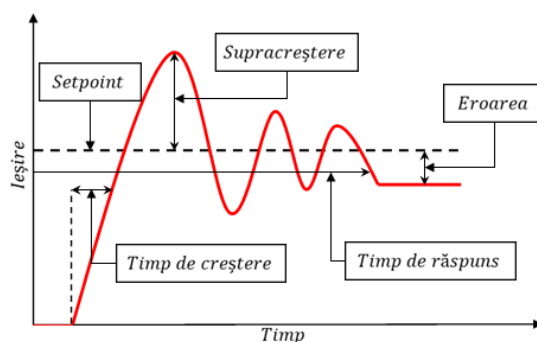
Modul în care constantele k_p , k_i , k_d influențează performanța asupra procesului este sintetizată în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1.

Influența parametrilor k_p , k_i , k_d asupra procesului.

Parametrul	Timp de creștere	Supracreștere	Timp de răspuns	Eroarea
k_p	diminuare	creștere	influență redusă	diminuare
k_i	diminuare	creștere	creștere	elimină
k_d	influență redusă	diminuare	diminuare	influență redusă

Grafic, influența acestor parametrii asupra performanțelor procesului, este dată în fig. 5.6.

Fig. 5.6. Influența parametrilor k_p , k_i , k_d asupra procesului.

Controlerul PID. Controlerul PID este o combinație dintre controlerul proporțional, controlerul integrat și controlerul derivat pentru a obține o performanță optimă asupra

sistemului. Acest controler are o dinamică de control optimă, un răspuns rapid, dar și o stabilitate mare.

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\alpha) d\alpha + k_d \frac{d}{dt} e(t). \quad (5.16)$$

Putem să tragem următoarea concluzie: termenul de reglare k_p are rolul de modificarea ieșirii, termenul de reglare k_i are rolul de diminuarea erorii de stare staționară și termenul de reglare derivat are rolul de scăderea timpului de creștere.

5.4.2. METODE DE REGLARE

Pentru a obține o performanță optimă a procesului, determinarea parametrilor de reglare PID este, evident, o parte crucială în cazul sistemelor de control în buclă închisă.

Pentru reglarea acestor parametri s-au dezvoltat diferite metode. Indiferent de metoda utilizată este necesar să se urmărească elementele cheie ale controlerului: perturbațiile de sarcină, sensibilitatea senzorului și semnalele de referință.

Metode utilizate pentru reglarea unui controler PID sunt: Ziegler-Nichols, Cohen-Coon și Software tools.

Cele mai cunoscute metode sunt cele dezvoltate de Ziegler și Nichols [167]. Cele două metode propuse de Ziegler și Nichols ajută la reglarea controlerelor P, PI și PID.

Acestea au fost prezentate în 1942, dar sunt utilizate și astăzi ca bază de pornire pentru reglarea controlerelor.

5.4.4. METODA BAZATĂ PE RĂSPUNS ÎN FRECVENȚĂ.

Această metodă propune calcularea parametrilor pe baza caracterizării dinamice și caracteristicilor sistemului de reglare.

Descriere procesului se face cu ajutorul a doi parametri K_u și T_u . Cei doi parametri se determină cu ajutorul unui punct de pe curba Nyquist (este o reprezentare în coordonate polare a funcției de transfer, în funcție de variația frecvenței unghiulare), acesta aflându-se la intersecția curbei cu axa reală negativă. Această metodă se aplică în cazul sistemelor stabile.

Parametrii pentru cele 3 controlerelor obținuți prin metoda răspunsului în frecvență sunt prezentați în tabelul 3 unde $k_i = k_p / T_i$ și $k_d = k_p / T_d$.

Tabelul 5.3.

Parametrii controlerelor la răspunsul în frecvență.

Controler	k_p	T_i	T_d
P	$0.5K_u$	-	-
PI	$0.4K_u$	$0.8T_u$	-
PID	$0.6K_u$	$0.5T_u$	$0.125T_u$

6. PROIECTAREA STANDULUI EXPERIMENTAL

6.1. CERINȚE DE PROIECTARE

Pentru verificarea rezultatelor cercetării științifice, cu referire la efectuarea determinărilor experimentate privitoare la testarea suspensiilor, s-a conceput și realizat o infrastructură experimentală de cercetare, sub forma unui stand unitar, pornind de la următoarele cerințe:

- caracteristicile elastice ale suspensiei,
- condițiile necesare pentru testarea amortizoarelor,
- modul de control al suspensiei.

Studiind standurile pentru încercarea suspensiilor pentru autovehicule prezentate în literatura de specialitate, un stand trebuie să conțină, într-o configurație minimală, următoarele elemente:

- masa suspendată,
- traductoare de deplasare pentru masa suspendată și cea nesuspendată,
- traductor pentru măsurarea forței de comprimare a amortizorului,
- sistem de încărcare a masei suspendate,
- sistem de ghidare pentru masa suspendată,
- sistem pentru realizarea unui semnal de simulare a căii de rulare,
- interfețe analog digitale.

6.2. PROIECTAREA SISTEMUL MECANIC

Standul experimental a fost proiectat în softul de proiectare CATIA V5, având ca schemă de principiu (figura 6.1.) o structură verticală de ghidare – similară mecanismului de ghidare

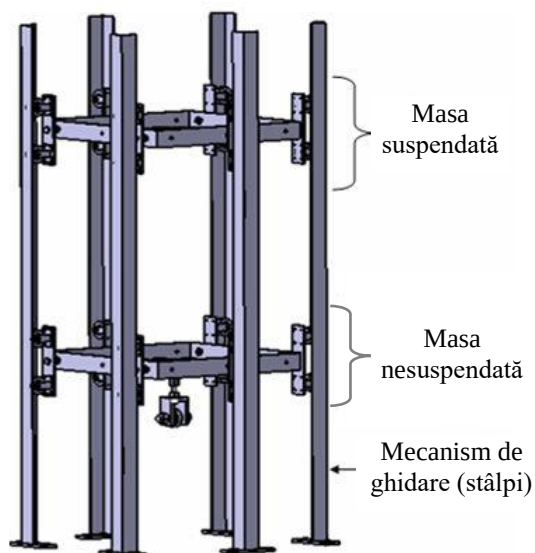


Fig. 6.1. Schema de principiu a standului experimental

al autoturismului - formată din șase stâlpi pe care culisează, suspendată elastic și cu amortizare, o masă, similară masei suspendate a autoturismului. și respectiv masa nesuspendată

Standul are în componență șase stâlpi metalici 714x714x1508 mm realizați din cornier 50x50x4mm, fixați la partea inferioară prin sudată pe o talpă cu dimensiunile 150x50x8mm pentru a putea fi fixați în podea (figura 6.2).

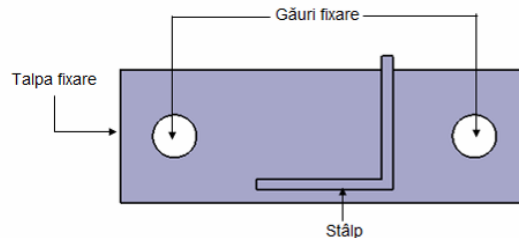


Fig. 6.2. Vedere de sus a stâlpului.

Talpa pentru fixare este prevăzută cu două găuri de trecere pentru șuruburi M16. Fixarea stâlpilor în podea s-a realizat cu ajutorul ancorelor metalice din fig. 6.3.

Cele două mase, suspendată și nesuspendată, s-au materializat prin două cărucioare (fig. 6.4), realizate printr-o construcție sudată din cornier 50x50x4mm și platbandă 50x4mm, cu gabarit de 500x500mm.



Fig. 6.3. Ancoră metalică.
suspendată/nesuspendată.

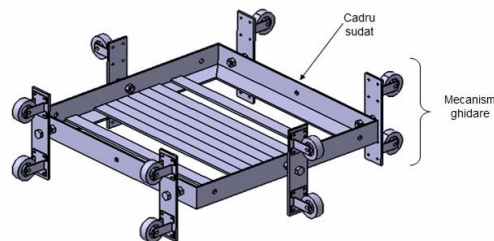


Fig. 6.4. Cărucior masă

Cărucioarele culisează pe verticală (pe cei șase stâlpi) cu ajutorul mecanismului de ghidare cu role prezentat în fig. 6.5, format din două role, o platbandă cu dimensiunea 150x50x4mm și un șurub M10 prevăzut cu piulițe de reglaj.

Role au un diametru de $\varnothing 40\text{mm}$ și sunt fixate pe platbanda cu ajutorul a patru șuruburi M5 fiecare. Șurubul de M10 are rolul de fixare al mecanismului de cărucior, dar și rol de reglare a distanței dintre cărucior și stâlp prin intermediul celor două piulițe

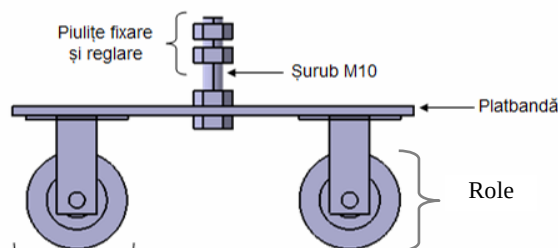


Fig. 6.5. Mecanism de ghidare cu

6.3. PROIECTAREA SISTEMUL DE ANTRENARE

Conform calculelor efectuate a rezultat puterea motorului electric necesar antrenării sistemului mecanic. Acesta este un motor electric trifazat cu puterea de 3 kW prevăzut cu un reductor melcat cu raportul de demultiplicare a turației 1:25.

Motorul electric se alimentează din rețeaua trifazată a laboratorului.

Cablurile electrice de legătură sunt cabluri de cupru multifilar cu patru fire, fiecare fir având diametrul de 3,5mm.

Din datele de catalog pentru motorul electric se rețin următoarele:

- tip: 1000LB,
- putere: 3kW,
- turația de sincronism: 1500 rot/min la o frecvență de 50Hz,
- turația în sarcină: 1407 rot/min.

Datele de catalog pentru reductorul melcat sunt:

- tip: BOX090,
- reducere raport (i): 1:25,
- viteză de intrare: 1500 rot/min,
- viteză de ieșire: 60 rot/min.

Motorul se fixează cu ajutorul a patru șuruburi M14 pe flanșa reductorului.

Reductorul este așezat și fixat cu ajutorul a patru șuruburi de M14 pe patru cadre metalice în formă de Z, realizate prin ansamblu sudat din platbandă de 50x8mm.

Fiecare cadru este fixat în podea cu ajutorul ancorelor metalice prevăzute cu șurub M16.

Dimensiunile de gabarit ale ansamblului motor reductor sunt prezentate în fig. 6.6.

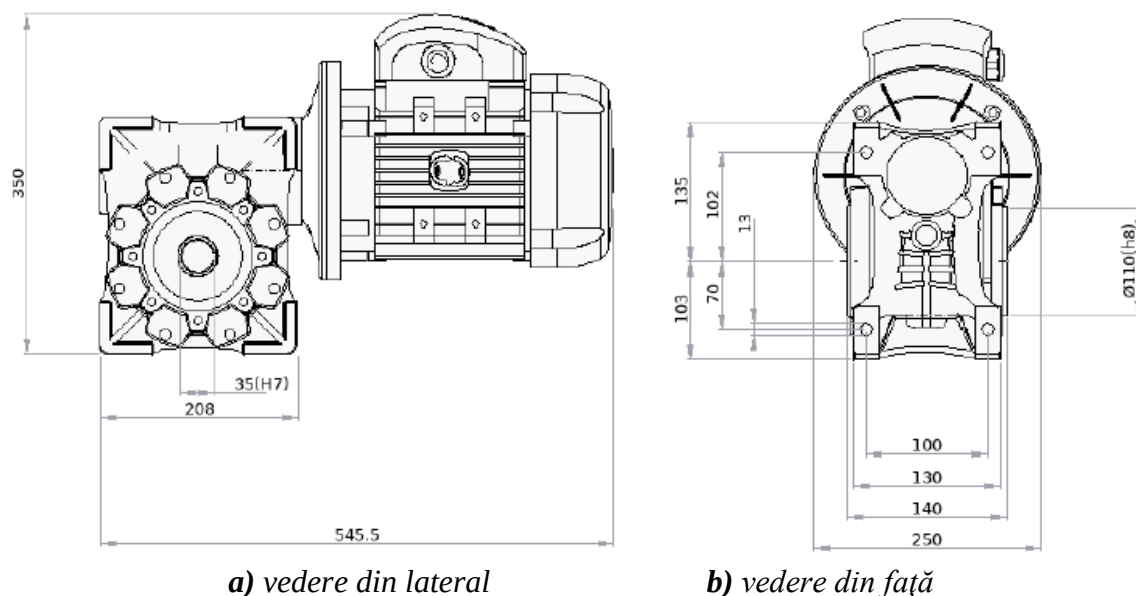


Fig. 6.6. Dimensiunile de catalog ale ansamblului motor electric – reductor melcat.

Arborele care preia fluxul de putere de la reductor și îl transmite sistemului mecanic prin intermediul celor două came, este îmbinat cu reductorul cu ajutorul unei pene având dimensiunea 40x10x7,5mm. Susținerea și ghidarea arborelui se face cu ajutorul a două lagăre cu rulmenți radiali-axiali. Diametrul arborelui este de 35mm.

6.4. PROIECTAREA SISTEMUL DE VARIAȚIE A TURAȚIEI MOTORULUI ELECTRIC

Simularea regimului de viteză variabil al autoturismului, este realizată prin variația turației motorului electric, cu ajutorul unui modul de comandă, (fig. 6.7), tip SV008IG5A-1, modul permite modificarea turației motorului electric prin variația frecvenței.

Pentru o funcționare corectă se introduc în modulul de comandă datele pentru: tensiunea de alimentare a motorului electric, turație maximă și putere maximă a acestuia.

Turația se modifică prin intermediul unui potențiomtru sau prin intermediul calculatorului cu ajutorul unui program dedicat.

Modulul de comandă, siguranța electrică, comutatorul pentru schimbarea sensului de rotație și potențiomtru pentru modificarea turației motorului electric sunt fixate pe o placă din polycarbonat cu dimensiunea 500x250x4mm.



Fig. 6.7. Modul de comandă SV008IG5A-1.

6.5. PROIECTAREA CAMELOR DIN COMPONENTA STANDULUI.

6.5.1. CERINȚE DE PROIECTARE

În continuare se vor proiecta camele a două mecanisme cu camă de rotație și tachtet de translație. Ambele mecanisme vor fi antrenate de același sistem mecanic: motor electric -

reductor, ansamblul fiind prevăzut cu un modul electronic de control al turației motorului electric. În acest fel, pe același stand, se pot face mai multe tipuri de experimente doar prin schimbarea camei.

Pentru un experiment se montează cama respectivă și tachetul cu rolă.

Se pot proiecta came pentru orice lege de deplasare a tachetului, acesta transmițând mai apoi mișcarea ansamblului mecanic.

Primul mecanism cu camă este folosit pentru deplasarea masei suspendate, iar al doilea mecanism cu camă este pentru deplasarea amortizorului în vederea ridicării experimentale a caracteristicii amortizorului funcție de valoarea constantei de amortizare.

Pentru că în aplicațiile numerice forța de excitație este o forță armonică, s-a optat pentru o lege sinusoidală de deplasare a ansamblului mecanic. Astfel, se rezolvă o problemă de sinteză de camă de rotație și tachet de translație.

Pentru un gabarit redus al camei s-a optat pentru un tachet de translație cu rolă.

Pentru ridicarea experimentală a caracteristicii amortizorului s-a optat tot pentru un mecanism cu camă de rotație și tachet de translație cu rolă.

Dacă legea de deplasare a amortizorului este liniară se alege o lege de deplasare liniară a tachetului mecanismului cu camă de rotație și tachet cu rolă.

Într-o problemă de sinteză de camă se cunosc: legea de deplasare a tachetului, forma și tipul tachetului și raza cercului de bază.

De aceea se vor proiecta, într-o primă fază, cele două legi de deplasare.

6.5.2. PROIECTAREA LEGILOR DE DEPLASARE

6.5.2.1. Legea de deplasare sinusoidală

Legea de deplasare a tachetului $s = s(\varphi)$ va fi o lege sinusoidală și se obține pornind de la expresia accelerației reduse:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = b_i \sin c_i(\varphi - \varphi_i), \quad i = 1..4. \quad (6.1)$$

unde: b_i , c_i sunt constante ce se determină din condițiile de capăt, φ este unghiul curent, iar φ_i este unghiul ce definește o fază a mișcării (fig. 6.8).

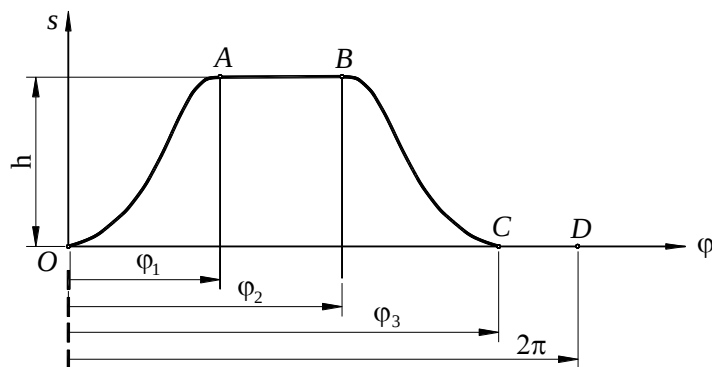


Fig. 6.8. Fazele de mișcare ale tachetului.

Se cunosc valorile pentru: h , φ_1 , φ_2 , φ_3 și se determină, pentru fiecare fază a mișcării, expresiile: accelerației reduse, vitezei reduse, a deplasării și mai apoi expresiile constantelor de integrare.

Pentru faza de urcare OA expresia accelerației reduse este:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = b_1 \sin c_1 \varphi . \quad (6.2)$$

Prin integrare rezultă expresia vitezei reduse:

$$\frac{ds}{d\varphi} = -\frac{b_1}{c_1} \cos c_1 \varphi + d_1 , \quad (6.3)$$

și a deplasării:

$$s = -\frac{b_1}{c_1^2} \sin c_1 \varphi + d_1 \varphi + e_1 . \quad (6.4)$$

Punând condițiile:

➤ în O :

$$s = 0 , \quad \frac{ds}{d\varphi} = 0 , \quad \frac{d^2s}{d\varphi^2} = 0 . \quad (6.5)$$

➤ și în A :

$$s = h , \quad \frac{ds}{d\varphi} = 0 , \quad \frac{d^2s}{d\varphi^2} = 0 . \quad (6.6)$$

se obțin valorile constantelor, care înlocuite în relațiile (6.2), (6.3) și (6.4), conduc la expresiile:

$$\begin{aligned} \frac{d^2s}{d\varphi^2} &= h \frac{2\pi}{\varphi_1^2} \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_1} , \\ \frac{ds}{d\varphi} &= \frac{h}{\varphi_1} \left(1 - \cos \frac{2\pi\varphi}{\varphi_1} \right) , \text{ pentru } \varphi \in [0, \varphi_1) \\ s &= \frac{h}{2\pi} \left(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_1} - \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_1} \right) . \end{aligned} \quad (6.7)$$

Pentru faza AB de staționare la înălțime maximă, se obțin expresiile:

$$\begin{aligned} \frac{d^2s}{d\varphi^2} &= 0 , \\ \frac{ds}{d\varphi} &= 0 , \text{ pentru } \varphi \in [\varphi_1, \varphi_2) \\ s &= h . \end{aligned} \quad (6.8)$$

Pentru faza BC de coborâre, expresia accelerației reduse este:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = b_2 \sin c_2 (\varphi - \varphi_3) . \quad (6.9)$$

6.5.2.2. Legea de deplasare liniară

Legea liniară de deplasare a tachetului $s = s(\varphi)$ este reprezentată în fig. 6.9. Alegem această lege de deplasare pentru a se obține o viteză liniară constantă de deplasare a amortizorului.

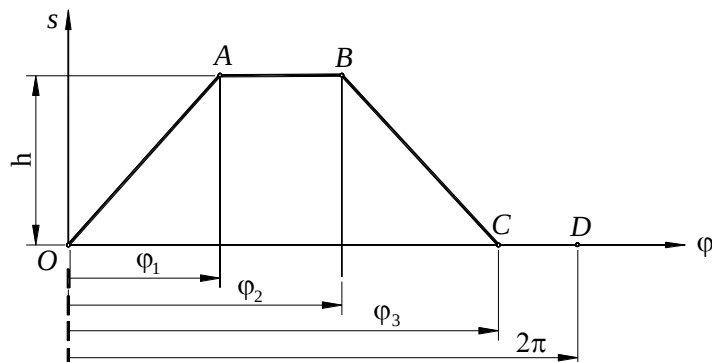


Fig. 6.9. Legea de mișcare liniară a tachetului.

Această lege de mișcare se folosește doar în cazul vitezelor unghiulare mici. Pe cursa de ridicare și coborâre viteza fiind constantă, accelerația va avea salturi, teoretic, către infinit.

Ca și în cazul anterior se cunosc valorile pentru: h , φ_1 , φ_2 , φ_3 și se determină, pentru fiecare fază a mișcării, expresiile constantelor de integrare și mai apoi expresiile vitezelor reduse.

Pentru faza de urcare OA expresia deplasării este de forma:

$$s = b_1 \varphi. \quad (6.14)$$

Punând condiția ca în A deplasare să fie $s = h$ se obține valoarea constantei b_1 :

$$b_1 = \frac{h}{\varphi_1}. \quad (6.15)$$

Expresiile deplasării s și a vitezei reduse, pe cursa de ridicare sunt:

$$s = \frac{h}{\varphi_1} \varphi, \quad \frac{ds}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_1}, \text{ pentru } \varphi \in [0, \varphi_1). \quad (6.16)$$

Pentru faza AB de staționare la înălțime maximă, se obțin expresiile:

$$s = h, \quad \frac{ds}{d\varphi} = 0, \text{ pentru } \varphi \in [\varphi_1, \varphi_2). \quad (6.17)$$

Pentru faza BC de coborâre, expresia deplasării este de forma:

$$s = b_2 \varphi + c_2. \quad (6.18)$$

În mod asemănător, punând condițiile de capăt, se obțin valorile constatatelor b_2 și c_2 , și, în final expresiile:

$$s = -\frac{h(\varphi - \varphi_3)}{\varphi_3 - \varphi_2}, \quad \frac{ds}{d\varphi} = \frac{-h}{\varphi_3 - \varphi_2}, \text{ pentru } \varphi \in [\varphi_2, \varphi_3). \quad (6.19)$$

Pentru faza CD de staționare pe cercul de bază se obțin expresiile:

$$s = 0, \quad \frac{d^2s}{d\varphi^2} = 0, \text{ pentru } \varphi \in [\varphi_3, 2\pi]. \quad (6.20)$$

- *A* - arc,
- *PA* - pernă aer,
- *C* - compresor,
- *M* - manometru,
- *RA* - robinet admisie aer,
- *RD* - robinet descărcare aer,
- *CA* - conductă flexibilă aer,
- *PA1, PA2* - preamplificatoare semnal,
- *SAP* - sistem de achiziție date,
- *PC* - calculator cu soft de prelucrarea datelor.

Așa cum se prezintă în fig. 7.1, motorul electric *ME* acționează reductorul *R*, iar acesta prin intermediul unui ax transmite fluxul de putere către cama de excitație *CE*.

Turația motorul este stabilită de variatorul de turație *VAR*. Amortizorul are în componența sa arcul *A*, un dispozitiv de modificare al constantei de amortizare și pernă de aer *PA* ce face legătura între masa suspendată *MS* și camă. De asemenea legătura dintre amortizor și camă se realizează și prin intermediul unui rulment radial axial.

Presiunea din amortizor este asigurată de aerul produs de compresorul *C*, iar legătură se face prin intermediul conductei flexibile *CA*. Valoarea presiunii din instalație este verificată cu manometrul *M*. Rolul robinetelor *RA* și *RD* este de a încărca și descărca instalația cu aer.

Traductorul *TF* măsoară forța dintre amortizor și masa suspendată, iar traductorul *TD* măsoară deplasarea masei suspendate. Preamplificatoarele *PA1* și *PA2* transmit datele obținute de la traductoare către sistemul de achiziție date.

În continuare vom prezenta datele tehnice ale sistemului de măsură.

Traductorul de forță din fig. 7.2 este utilizat pentru măsurarea forței ce apare în sistem (forța de dintre amortizor și masa suspendată) și este montat pe stand cu ajutorul a două plăci metalice ca în fig. 7.3.

Acest traductor face parte din seria de traductoare de forță rezistive cu mărci tensometrice cuplate în punte Wheatstone și este folosit pentru măsurarea forțelor statice și dinamice, având clasa de precizie 0.2 %. Traductorul poate fi utilizat la compresiune și la tracțiune.



Fig. 7.2. Traductor de forță U3.
stand.



Fig. 7.3. Traductor de forță U3 montat pe stand.

Conexiunile traductorului de forță sunt prezentate în fig. 7.4.

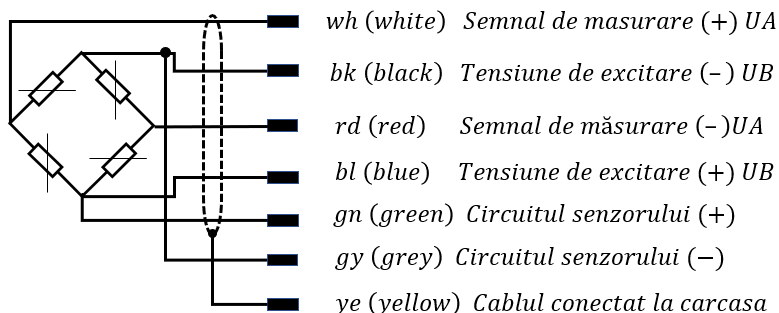


Fig. 7.4. Schema de atribuire a pinilor pentru traductor de forță U3. Principalele datele tehnice sunt prezentate în tabelul 7.1.

Tabelul 7.1.

Datele tehnice ale traductorului de forță.

Tip			U3
Forța nominală	F_{nom}	kN	100
Clasa de precizie			0.2
Sensibilitate nominală	C_{nom}	mV/V	2
Deviația de liniaritate la forță de compresiune	d_{lin}	%	<0.2
Deviația de liniaritate la forță de tracțiune	d_{lin}	%	<0.2
Efectul excentricității la 1 mm	d_E	%	< ± 0.1
Efectul forțelor transversale	d_Q	%	< ± 0.2
Rezistența de intrare	R_e	Ω	>345
Rezistența de ieșire	R_a	Ω	300-400
Tensiunea de excitație de referință	U_{ref}	V	5
Domeniul de funcționare al excitației	$B_{U.GT}$	V	0.5 bis 12
Temperatura de referință	t_{ref}	$^{\circ}C$	+23
Frecvența de rezonanță fundamentală	f_G	kHz	7.25
Greutate		kg	app. 2.5
Grad de protecție conform DIN EN60529			IP65
Lungime cablu, conexiune cu șase fire		m	3

Preamplificatorul pentru traductorul de forță este ADAM3016. Acesta este echipat cu un modul de alimentare a punții Wheatstone, un convertor DC-DC și 3 rezistențe semireglabile (ZERO, SPAN, EXCI) pentru a calibra domeniul de intrare/ieșire și tensiunea de excitație.

Schema bloc pentru preamplificatorul ADAM3016 este prezentată în fig. 7.5.

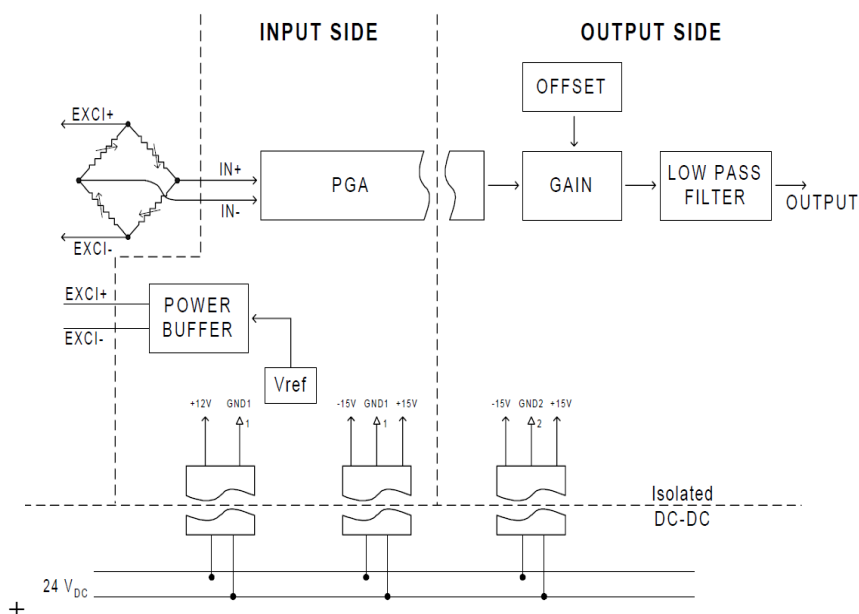


Fig. 7.5. Schema bloc a preamplificatorului ADAM301.

În fig. 7.6. este prezentat modul preamplificatorului tip ADAM3016 și conexiunile efectuate în vederea montării pe stand.

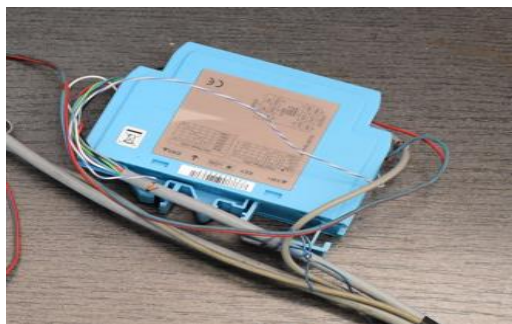


Fig. 7.6. Preamplificator ADAM3016 montat pe stand.

Datele tehnice ale preamplificatorului tip ADAM3016 sunt:

Specificații de tensiune

- Intrarea electrică: $\pm 10\text{mV}$, $\pm 20\text{mV}$, $\pm 30\text{mV}$, $\pm 40\text{mV}$, $\pm 50\text{mV}$,
- Tensiunea de excitare: $1\sim 10\text{ V}_{\text{DC}}$ (60 mA max) .

Ieșire

Tensiune de ieșire:

- Bipolar: $\pm 5\text{V}$, $\pm 10\text{V}$
- Unipolar: $0\sim 10\text{ V}$
- Impedanța: $< 50\Omega$

Curentul de ieșire:

- Curent: $0\sim 20\text{mA}$
- Rezistența de sarcină: $0 \sim 500\Omega$.

Pentru măsurarea deplasării masei suspendate s-a folosit un senzor de deplasare inductiv model WA200. S-a optat pentru acest senzor deoarece este compact, are rezistență termică bună, durată de viață lungă datorită rezistenței la accelerare.

În fig. 7.7 este prezentat senzorul WA200, iar în fig. 7.8 modul de prindere al acestuia pe stand.

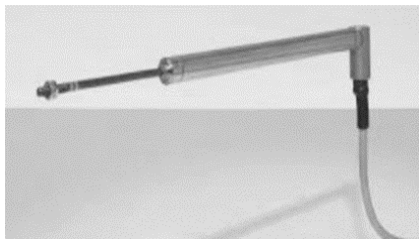


Fig. 7.7. Senzor WA200 pe stand.



Fig. 7.8. Senzor WA200 montat

Datele tehnice sunt prezentate in tabelul 7.2.

Tabelul 7.2.

Datele tehnice ale senzorului WA200.

Tip		WA200
Deplasarea nominală	mm	0...200
Sensibilitate nominală	mV/V	80
Toleranță la sensibilitate	%	± 1
Toleranță punct zero	mV/V	± 8
Abaterea de liniaritate	%	$\leq \pm 0.2$ la $\leq \pm 0.1$
Interval de temperatură nominală	$^{\circ}\text{C}$	-20...+80
Rezistență de intrare	Ω	$350 \pm 10\%$
Rezistența de ieșire	Ω	$680 \pm 10\%$
Tensiunea nominală de alimentare	V	2.5
Accelerație maximă admisă	m/s^2	2500
Presiune admisibilă maximă	bar	350

Preamplificator pentru traductorul de deplasare s-a folosit preamplificatorul WA-Electronics din fig. 7.9. În fig. 7.10 se prezintă modul în care este montat preamplificatorul pe stand.



Fig. 7.9. Preamplificator WA-Electronics . pe stand.



Fig. 7.10 . WA-Electronics montat

În fig. 7.11 este prezentată schema bloc de atribuire a pinilor preamplificatorul WA-Electronics.

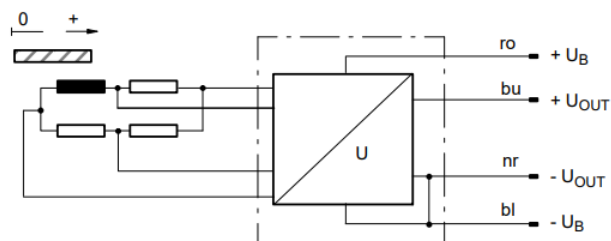


Fig. 7.11. Schema bloc de atribuire a pinilor pentru preamplificator WA-Electronic.

Datele tehnice ale preamplificator WA-Electronic sunt prezentate în tabelul 7.3.

Tabelul 7.3.

Datele tehnice ale preamplificator WA-Electronic.

Tip		WA200
Deplasarea nominală	mm	0...200
Intervalul nominal de ieșire	V	9.5(0.5...10)
Toleranța mărimii de ieșire	%	± 0.5
Abaterea de liniaritate	%	± 0.2
Interval de temperatură nominală	$^{\circ}\text{C}$	-20...+60
Interval de temperatură de funcționare	$^{\circ}\text{C}$	-20...+70
Tensiunea de alimentare	V	15...30
Rezistența de ieșire	$k\Omega$	≥ 10
Consum curent	mA	45
Puterea maxima absorbita	W	1.5
Lungimea cablului dintre senzor și modul electronic	m	3...20
Lungimea cablului între modulul electronic și evaluatorul	m	3...50

În fig. 7.12. se prezintă o vedere generală a standului, iar în fig. 7.13 o imagine a lanțului de măsură .



Fig. 7.12. Standul experimental.

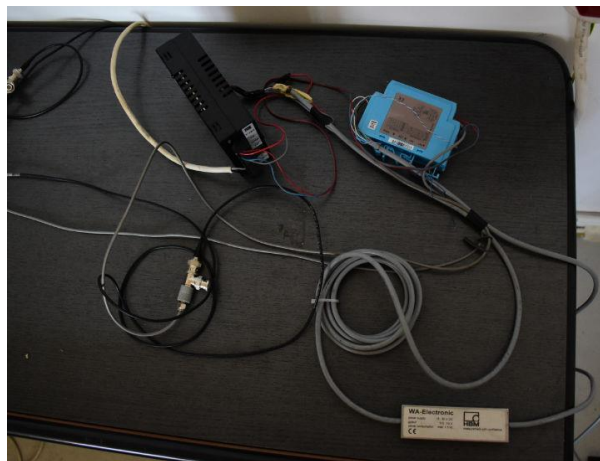


Fig. 7.13. Lanțul de măsură.

7.2.2. CALIBRAREA LANȚULUI DE MĂSURĂ

Tipurile de calibrare utilizate pentru determinările experimentale sunt de două feluri:

- calibrare externă când sistemul se încarcă cu mărime cunoscută
 - și
 - calibrare internă când se cunosc caracteristicile interne ale traductorului.
- În fig. 7.14 este prezentată schema bloc a lanțului de măsură realizat.

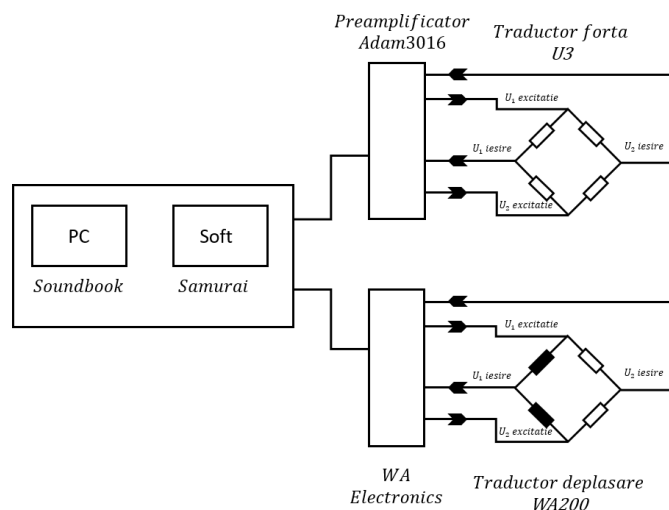


Fig. 7.14. Schema bloc a lanțului de măsură.

Prelucrarea datelor se face cu sistemul pentru achiziție și prelucrarea datelor din dotarea laboratorului de vibrații din cadrul centrului de cercetare *Ingineria Autovehiculelor*,

Soundbook și softul Samurai, soft specializat în achiziția și prelucrarea semnalelor digitale și analogice.

Pentru calibrarea traductorului de forță, standul s-a încărcat progresiv cu greutatea până la greutatea de 202.2 kg și după realizarea unei medii s-a introdus în softul Samurai factorul de corecție al forței.

Calibrarea traductorului de deplasare s-a realizat cu ajutorul unei rigle gradate și a unui șubler.

7.3. PROIECTAREA UNUI SISTEM MECATRONIC PENTRU COMANDA AMORTIZORULUI

7.3.1. PREZENTARE GENERALĂ A SISTEMULUI

Pentru comanda amortizorului s-a proiectat un sistem mecatronic cu posibilitatea de a schimba valoarea constantei de amortizare a amortizorului cu scopul de a îmbunătăți confortul pasagerilor și stabilitatea autovehiculului în funcție de datele primite de la senzori.

În fig. 7.24 este prezentat sistemul. Acesta este alcătuit dintr-o placă de procesare Arduino Uno, o placă pentru comanda motorului Adafruit Shield, un motor de tip pas cu pas, alimentator de curent continuu pentru alimentarea plăcii de procesare, laptop și cablu USB.



Fig. 7.24. Sistem mecatronic pentru comanda amortizorului.

7.3.2. ELEMENTELE DIN COMPONENTA SISTEMULUI MECATRONIC

Placa de dezvoltare este o placă Arduino open-source realizată pe baza microcontrolerului ATmega328P ce include un soft și un hardware flexibil, simplu și ușor de folosit.

Răspunzând la senzori și intrări, Arduino este capabil să interacționeze cu o gamă largă de ieșiri cum ar fi LED-uri, motoare și afișaje.

Una dintre cele mai populare plăci Arduino este Arduino UNO. Aceasta are paisprezece pini de intrare/ieșire digitali, dintre care șase pot fi utilizați ca ieșiri PWM, șase intrări analogice, un rezonator ceramic de 16MHz, o conexiune USB, o mufă de alimentare, un antet ICSP și un buton de resetare.

Arduino UNO poate fi alimentat prin conexiunea USB sau cu o sursă de alimentare externă. Sursa de alimentare este selectată automat. Alimentarea externă (non-USB) poate proveni de la un adaptor AC-DC sau de la o baterie.

Fiecare dintre cei paisprezece pini digitali, poate fi folosit ca intrare sau ieșire folosind funcțiile `pinMode()`, `digitalWrite()` și `digitalRead()`, acestea funcționează la o tensiune de 5V.

Placa de procesare Arduino UNO poate fi programată cu un software Arduino care este similar cu limbajul de programare C++.

În fig. 7.25 este prezentata placa de procesare Arduino Uno.



Fig. 7.25. Placa de procesare Arduino Uno.

Specificațiile plăcii de procesare Arduino UNO sunt specificate în tabelul 7.7.

Tabelul 7.7.
Specificațiile plăcii de procesare Arduino UNO.

Microcontroler	ATmega328
Tensiune de lucru	5V
Tensiune de intrare (recomandat)	7-12V
Tensiune de intrare(limită)	6-20V
Pini digitali	14(6 PWM output)
Pini analogici	6
Intensitate de ieșire	40mA
Intensitate de ieșire	50mA
Flash Memory	32 kb (ATmega328P) 0,5kb pentru bootloader
SRAM	2kb (ATmega328P)
EEPROM	1kb (ATmega328P)
Clock speed	16Mhz

Pentru controlul motorului pas cu pas s-a folosit o placă Adafruit Shield la care se pot conecta 4 motoare de curent continuu cu schimbare de sens sau 2 motoare de tip pas cu pas unipolar sau bipolar.

Această placă dispune de doi conectori pentru o tensiune de 5V, patru punți de tip H, realizate cu integrate de tip L293D capabile să furnizeze un curent de 0,6A pe punte (maxim 1,2A) fiecare punte putând fi alimentată cu tensiune între 4,5V și 25V. Există posibilitatea conectării motoarelor cu fire cuprinse între 10-22AWG, un buton de resetare în partea superioară a plăcii și două blocuri terminale pentru tensiunii externe acestea putând fi utilizate pentru alimentarea motoarelor.

În fig. 7.26 este prezentată placa pentru controlul motorului Adafruit Shield.

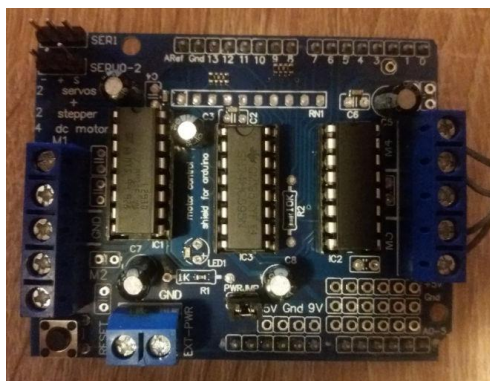


Fig. 7.26. Placa Adafruit Shield.

Motorul folosit este de tip pas cu pas produs de firma Mitsumi model M42SP4, dimensiunile acestuia fiind prezentate în fig. 7.27.

Motorul este conectat la placa Adafruit Shield prin intermediu a patru fire, fiind alimentat cu o tensiune de curent continuu de 24V. Numărul de faze este patru, iar unghiul de rotație este de $3.75^\circ/\text{pas}$. Acesta se va monta în partea superioară a amortizorului, unde amortizorul este prevăzut cu un mecanism ce are proprietatea de a schimba valoarea constantei de amortizare.

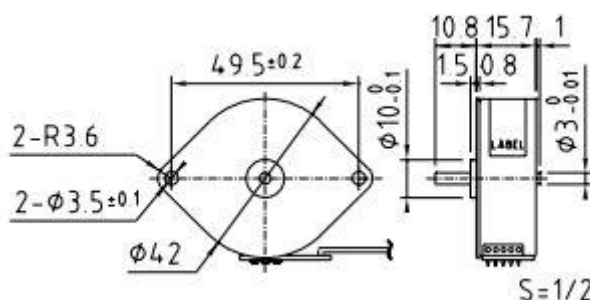


Fig. 7.27. Dimensiunile din catalog ale motorului electric.

Codul sursă este conceput să modifice valoarea constantei de amortizare al amortizorului pentru a avea trei tipuri de suspensie: o suspensie cu un constanta de amortizare tare, o suspensie cu un constanta de amortizare medie și o suspensie cu un constanta de amortizare slabă.

Prima parte a codului sursa este a adaugă librăria AFMotor.h compatibila cu placa pentru comanda motorului și setarea motorului pe portul doi al plăcii Adafruit Shield specificând numărul de pași pentru o rotație completă, 96.

Funcția setup() setează portserialul plăcii Arduino Uno să lucreze la viteză de 9600 biți/sec și viteza de rotație a motorului, aceasta fiind setată implicit la un procent de 25% din viteza totală a motorului, cu posibilitatea de a o putea modifica în funcție de nevoie.

În funcția loop() sunt definite condițiile prin care sunt alese valorile constantei de amortizare în funcție de datele primite de la senzori

8. CONCLUZII

8.1. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Teza de doctorat *Cercetări asupra suspensiilor active - studiu de caz: automobile* a avut ca obiectiv identificarea și validarea dinamică a unui sistem de suspensie activă.

Pentru atingerea obiectivelor propuse a fost realizat un studiu care a constatat printr-o serie de cercetări teoretice, studii numerice, dar și cercetări experimentale având următoarea structură:

Cercetările teoretice au constatat în:

- realizarea unei clasificări a suspensiilor autovehiculelor din punct de vedere construcție;
- identificarea tipurilor de suspensii folosite în prezent pe autovehicule;
- identificarea și clasificarea amortizoarelor folosite în sistemele de suspensii semi-active și active;
- descrierea controlului suspensiilor semi-active;
- clasificarea suspensiilor active în funcție de elementul activ folosit;
- studiu vibrațiilor automobilului pe model cu 2 grade de libertate folosite în aprecierea confortului și stabilitatea autovehiculului în circulație;
- determinarea ecuațiilor diferențiale de mișcare ale vibrațiilor de săltare pe modelul sfert de automobil;
- determinarea ecuațiilor diferențiale de mișcare ale vibrațiilor de cuplate săltare tangaj pe modelul jumătate de automobil;
- determinarea ecuațiilor diferențiale de mișcare ale vibrațiilor săltare-legănare pe modelul jumătate de automobil;
- studiul vibrațiilor privind răspunsul sistemelor la excitații armonice și aleatoare;
- realizarea modelelor de simulare în Simulink pentru studiul vibrațiilor de săltare, săltare tangaj și săltare legănare;
- studiul vibrațiilor automobilului pe model cu 4 grade de libertate pe modelul jumătate de automobil cu suspensii independente și cu punte rigidă spate;
- studiul vibrațiilor automobilului de săltare legănare ținând cont de barele antiruli;
- proiectarea unui controler PID și LQR pentru sistemul de suspensie activ și compararea acestuia cu sistem pasiv utilizând softul Simulink;
- realizarea unor programe în Matlab pentru simularea numerică a suspensiilor;

Cercetările experimentale au constatat în:

- proiectarea și realizarea unui stand pentru studiul dinamic al unui sistem de suspensie activă;
- proiectarea și realizarea schemei electrice pentru antrenarea motorului electric;
- proiectarea și realizarea unei came sinusoidale ce simulează neregularitățile drumului;
- programarea modulului de comandă pentru motorul trifazat;

- realizarea lanțului de măsură utilizat în determinările experimentale;
- stabilirea metodologiei de încercare în vederea simulării pe stand a comportamentului dinamic al sistemului de suspensie activ;
- realizarea unui model în Simulink pentru simularea funcționării standului;
- prelucrarea datelor experimentale cu ajutorul soft-ului Matlab;
- realizarea unui sistem mecatronic cu ajutorul plăcii de dezvoltare Arduino uno pentru comanda amortizorului.

Contribuții originale:

În cadrul cercetărilor teoretice, prin simulare și determinările experimentale ce au fost desfășurate pe parcursul tezei de doctorat au fost aduse o serie de contribuții personale:

- clasificarea tipurilor de suspensii în funcție de mecanismului de ghidare al roților, tipul elementului elastic și tipul caracteristicilor elastice și de amortizare;
- studiul vibrațiilor automobilului pe modele cu două grade de libertate pentru sistemul de suspensie pasiv;
- realizarea de programe în MatLab pentru studiul vibrațiilor pe modele cu 2 grade de libertate pentru a determina: pulsațiile proprii, factorii de amplificare ai deplasărilor și forțelor în cazul excitațiilor armonice, valorile eficace ale deplasărilor și forțelor în cazul excitațiilor aleatoare;
- realizarea de scheme bloc în Simulink pentru studiul vibrațiilor de săltare, cuplare săltare-tangaj și decuplare săltare-legănare pe modele cu 2 grade de libertate;
- realizarea de programe în MatLab pentru studiul vibrațiilor pe modele cu 4 grade de libertate;
- realizarea punți față motoare cu suspensie cu arcuri elicoidale, de tip Mc. Pherson în AutoCAD
- studiul comparativ al sistemului de suspensie activ, folosind controlerele PID și LQR, cu sistemul de suspensie pasiv pe un model cu două grade de libertate utilizând softul de simulare Simulink;
- stabilirea cerințelor de proiectare, alegerea puterii motorului și a reductorului pentru realizarea constructivă a unui stand experimental;
- determinarea profilului sinusoidal al camei și realizarea acesteia cu programe CNC concepute de autor în soft-ul Catia V5;
- determinarea profilului liniar al camei și realizarea acesteia cu programe CNC concepute de autor în soft-ul Catia V5;
- modelarea cu solide în AutoCAD pentru obținerea proprietăților geometrice ale camelor;
- proiectarea unui stand în soft-ul de proiectare Catia V5 pentru studiul dinamicii unui sistem de suspensie activ;
- proiectarea unui sistem de excitație pentru stand ce simulează neregularitățile drumului, acesta fiind alcătuit dintr-un motor trifazat cu puterea de 3 kW, reductor melcat și o camă cu profil sinusoidal;

- realizarea și asamblarea standului de încercări în laboratorului de Vibrații și zgomot din cadrul Universității din Pitești;
- stabilirea mărimilor ce vor fi determinate experimental și metodologia încercării;
- programarea modului electronic de comandă a motorului electric trifazat ce asigură variația turației motorului;
- calibrarea traductorului de forță utilizat pentru măsurarea forței;
- realizarea unui lanț de măsură format din: traductor de forță U3 $\Rightarrow$ amplificator ADAM3016 $\Rightarrow$ sistem de achiziție integrat Sound Book $\Rightarrow$ soft de analiză Samurai, lanț de măsură ce permite obținerea de date pentru forță, memorarea acestora și scrierea valorilor în fișiere text;
- realizarea unui lanț de măsură format din: traductor de deplasare WA200 $\Rightarrow$ amplificator WA-Electronics $\Rightarrow$ sistem de achiziție integrat Sound Book $\Rightarrow$ soft de analiză Samurai; acest lanț de măsură permite obținerea de date pentru forță, memorarea acestora și scrierea valorilor în fișiere text;
- realizarea unui program în MatLab pentru prelucrarea datelor obținute din determinările experimentale și compararea acestora cu datele teoretice obținute din modelul Simulink;
- realizarea diagramelor în MatLab pentru deplasarea masei suspendate;
- realizarea a 18 determinări experimentale ce constau în încărcarea standului cu două mase $m_1 = 140\text{ kg}$ respectiv $m_2 = 202\text{ kg}$; s-au utilizat trei valori pentru constantele de amortizare ale amortizorului (valori ce au fost obținute din determinările experimentale) și trei valori pentru frecvențe de lucru ($f = 0,1\text{ Hz}$, $f = 0,2\text{ Hz}$ și $f = 0,3\text{ Hz}$);
- interpretarea rezultatelor obținute în urma determinărilor experimentale și compararea acestora cu modelul teoretic;
- stabilirea pentru fiecare determinare experimentală a concluziilor;
- realizarea unui sistem mecatronic pentru comanda amortizorului pe baza celor trei coeficienți de amortizare determinați experimental;
- realizarea unui program în mediul Arduino pentru programarea plăcii Arduino UNO;
- validarea modelului matematic în urma determinărilor experimentale.

8.2. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

Pentru realizarea acestei lucrări de doctorat, autorul și-a adus contribuția la identificarea unor metode și mijloace pentru validarea unui model teoretic pentru care s-a proiectat și realizat un stand experimental care să demonstreze eficiența unui sistem de suspensie activă.

Autorul își propune continuarea acestor cercetări, stabilind următoarele direcții care sunt considerate a fi de perspectivă.

Pentru standul de încercări realizat în cadrul laboratorului de vibrații din cadrul centrului de cercetare *Ingineria Autovehiculelor* se propun în continuare cercetări experimentale privind:

- teste pe diferite tipuri de drum (asfalt, drum neasfaltat, drum cu denivelări) pentru a evalua capacitatea suspensie de a se adapta la diferite condiții de drum;
- teste cu sarcini repartizate diferit pentru a evalua cum se comportă suspensia în condiții de încărcare diferită;
- teste de durabilitate și fiabilitate pentru a evalua cât de mult poate funcționa suspensia fără întreținere sau defecțiuni;
- teste de control al vehiculului la frânare bruscă sau viraje la viteze mari;
- teste folosind amortizoare hidraulice sau electrice;
- realizarea unor modele în simulink pentru sistemele de suspensie *full car*;
- înlocuirea camei sinusoidale cu un actuator hidraulic să producă diferite tipuri de semnale de excitații;
- dezvoltarea de modele matematice, care să cuprindă în ecuațiile matematice și forțele de frecare care apar în sistemul de suspensie pentru a studia impactul asupra masei suspendate;
- crearea unui sistem mecatronic pentru controlul presiunii din amortizor.

BIBLIOGRAFIE

- [1] A. Giua, C. Seatzu, and G. Usai. Semiactive Suspension Design with an Optimal Gain Switching Target. *Vehicle System Dynamics*, 2011.
- [2] A. Yamamoto, H. Sugai, R. Kanda, And S. Buma. Preview Ride Comfort Control For Electric Active Suspension (Eactive3). Technical Report, Sae, Detroit, Mi, United States, 2014.
- [3] Abhijit Gupta, J.A. Jendrzeczyk, T.M. Mulcahy Et J.R. Hull : Design Of Electromagnetic Shock Absorbers. *International Journal Of Mechanics And Materials In Design*, 2006.
- [4] Adaptive Air Suspension In The Audi A8 , Home Study Program 292.
- [5] Analysis And Applications. 2nd Ed. London : Springer-Verlag, 2011.
- [6] Andronic, F., Mihai, I., Suciu, C., Beniuga, M., "Frequency Analysis Of A Semi-Active Suspension With Magneto-Rheological Dampers". *Atom-N, Isi Conference Proceedings*, Constanta, Ro, Spie Volume, P: 1-8, (2014).
- [7] Anil Shirahatt, P.S.S Prasad, Pravin Panzade, M.M. Kulkarni" Optimal Design Of Passenger Car Suspension For Ride And Road Holding" *Vehicles Research Vehicles Research And Development Establishment*, Ahmednagar, Pune, India.
- [8] Arunachalam, K., Jawahar, P. M., And Tamilporai, P., 2003, Active Suspension System With Preview Control-A Review, *Sae Technical Paper*.
- [9] Aubouet, S. (2010). Semi-Active SOBEN Suspensions Mod-Eling And Control. Thesis, Institut National Polytechnique De Grenoble - INPG.
- [10] Augustaitis, V.K., Gičan, V. K., Šešok, V., Iljin, N., "Computer-Aided Generation Of Equations And Structural Diagrams For Simulation Of Linear Stationary Mechanical Dynamic Systems". *Mechanika*, 17.3, P: 255-263, (2011).
- [11] *Automotive Suspension & Steering Systems* 4th Edition, 2007.
- [12] Ayman A. Aly, *Car Suspension Control Systems: Basic Principles*, *International Journal Of Control, Automation, And Systems*, VOL.1 2012.
- [13] B. Cho, D. Lee, D. Lee, and K. Boo. Design of a current driver controller for MR CDC dampers. In *Control, Automation and Systems*, 2007. ICCAS '07. International Conference on, October 2007.
- [14] B. Ebrahimi, H. Bolandhemmat, M. B. Khamesee, and F. Golnaraghi. A hybrid electromagnetic.
- [15] B. Heibing, M. Ersoy, *Chassis Handbook, Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*, 2011.
- [16] B. Heißing andm. Ersoy. *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. Vieweg+Teubner Verlag, 2010.
- [17] B. L. J. Gysen, J. J. H. Paulides, J. L. G. Janssen, And E. A. Lomonova. Active. Electromagnetic Suspension System For Improved Vehicle Dynamics. *Vehicular Technology, Ieee Transactions On*, Mar. 2010.

- [18] B.P. Mann Et N.D. Sims : Energy Harvesting From The Nonlinear Oscillations Of Magnetic Levitation. Journal Of Sound And Vibration, 2009.
- [19] Babak E. Development Of Hybrid Electromagnetic Dampers For Vehicle Suspension Systems [D]. Canada: University Of Waterloo, Waterloo, Ontario, 2009.
- [20] Balamurugan, L., And Jancirani, J., 2012, "An Investigation On Semi-Active Suspension Damper And Control Strategies For Vehicle Ride Comfort And Road Holding," Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Syst. Control Eng.
- [21] Bank H. T., Lewis B. M., Tran H. T. "Nonlinear Feedback Controllers And Compensators- A State Dependent Riccati Equation Approach", Comput. Optim. Appl., 2007.
- [22] Bart L. J. Gysen , Johannes J. H. Paulides, E.A. Lomonova , Jeroen L. G. Janssen, Active Electromagnetic Suspension System For Improved Vehicle Dynamics, Ieee Transactions On Vehicular Technology, Vol. 59, No. 3, March 2010.
- [23] Bauer W. "Hydropneumatic Suspension Systems", Springer, Heidelberg, 2011.
- [24] Bing Wei And Xinglong Gong 2010 Study On The Properties Of Magnetorheological Gel Based On Polyurethane.
- [25] Biral F., Grott M., Oboe R., Cis. A. And Vincenti E., (2009), Semi-active suspension systems for heavy-duty vehicles: multibody model development, identification and control algorithm evaluation, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress & Exposition – IMECE 2009, November 13- 19, Lake Buena Vista - Florida (USA), edit by ASME.
- [26] Blood, R. P., Ploger, J. D., And Johnson, P. W., 2010, "Whole Body Vibration Exposures In Forklift Operators: Comparison Of A Mechanical And Air Suspension Seat," Ergonomics, 53(11).
- [27] Blundell M., Harty D., The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics Second Edition - Elsevier, 2014.
- [28] BMW. Der neue BMW 7er - Entwicklung und Technik. ATZ/MTZ- Typenbuch. Vieweg+Teubner Verlag, April 2009.
- [29] Bose Suspension System. [Http://www.bose.de/DE/de/index.jsp](http://www.bose.de/DE/de/index.jsp), Status: 02/2011.
- [30] Bourmistrova, A., Storey , I And Subic, A. Multiobjective Optimisation Of Active And Semi-Active Suspension Systems With Application Of Evolutionary Algorithm, In Modsim05 16th Congress Of The Modelling And Simulation Society Of Australia And New Zealand. 2005. Melbourne.
- [31] C. A. Ramirez, ctive Variable Geometry Suspension For Car, Thesis , 2015.
- [32] C. Cheng, S. Evangelou, C. Arana, And D. Dini. Active Variable Geometry Suspension Robust Control For Improved Vehicle Ride Comfort And Road Holding. In American Control Conference (Acc), Pages 3440–3446, July 2015.
- [33] C. GˆOhrle, A. Wagner, A. Schindler, And O. Sawodny. Active Suspension Controller Using Mpc Based On A Full-Car Model With Preview Information. In American Control Conference (Acc), Jun. 2012.

- [34] Christoph Gohrle, Andreas Schindler, Andreas Wagner And Oliver Sawodny Model Predictive Control Of Semi-Active And Active Suspension Systems With Available Road Preview, In 2013 European Control Conference.
- [35] Clemen L.; Margolis D. Modeling And Control Of A Quarter Car Electrodynamic Air-Suspension. International Conference On Bond Graph Modeling, Monterey, CA. 2014.
- [36] Cole D. J., (2001), Fundamental Issues in Suspension Design for Heavy Road Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 35, Numbers 4-5.
- [37] Cristiano Spelta, Fabio Previdi, Sergio M. Savaresi, Paolo Bolzern, Maurizio Cutini, Carlo Bisaglis, Simone A. Bertinotti Performance Analysis Of Semi-Active Suspensions With Control Of Variable Damping And Stiffness, Vehicle System Dynamics 2010.
- [38] D. Fischer and R. Isermann. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. Control Engineering Practice, 2004.
- [39] D. Sammier, O. Sename, and L. Dugard. Skyhook and H_∞ control of semi-active suspensions: some practical aspects. Vehicle System Dynamics, 2003.
- [40] D.A. Crolla. Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. Elsevier, 2009.
- [41] Demir, O., Keskin, I., And Cetin, S., 2012, "Modeling And Control Of A Nonlinear Half-Vehicle Suspension System: A Hybrid Fuzzy Logic Approach," Nonlinear Dyn., 67(3),
- [42] Dixon, J. C. (2008) The Shock Absorber Handbook.
- [43] Drăghici, I., ș.a. – Suspensii și amortizoare, Editura Tehnică, 1970, București.
- [44] Du H., Zhang N., Wang L. "Switched Control Of Vehicle Suspension Based On Motion-Mode Detection", Vehicle System Dynamics, International Journal Of Vehicle Mechanics And Mobility, 2014.
- [45] Du, H., Li, W., And Zhang, N., 2012, "Integrated Seat And Suspension Control For A Quarter Car With Driver Model," Ieee Trans. Veh. Technol., 61(9).
- [46] E. F. Camacho and C. Bordons. Model Predictive Control. Springer-Verlag London, 2005.
- [47] E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers, G. Ghita, and M. Giuclea. Semi-active Suspension Control. Springer-Verlag London Limited, 2008.
- [48] Eamcharoenying, P., 2015, "Hybrid Numerical-Experimental Testing Of Active And Semi-Active Suspensions," Ph.D., University Of Bath.
- [49] Elmadany, M. M., 2012, "Control And Evaluation Of Slow-Active Suspensions With Preview For A Full Car," Math. Probl. Eng., 2012.
- [50] Emanuele Guglielmino, Tudor Sireteanu, Charles W. Stammers, Gheorghe Ghita Marius Giuclea , Semi-Active Suspension Control , 2008.
- [51] Eshkabilov, S.: Modeling And Simulation Of Non-Linear And Hysteresis Behavior Of Magneto-Rheological Damper In The Example Of Quarter-Car Model.

- [52] FH. Besinger. Force control of a semi-active damper. *Vehicle System Dynamics*, 1995.
- [53] Frățilă, Gh. *Calculul și construcția automobilelor*, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
- [54] G. Genta, L. Morello, *The Automotive Chassis Volume 1: Components Design*, 2009.
- [55] G. Koch. *Adaptive Control of Mechatronic Vehicle Suspension Systems*. Phd thesis, Technische Universität München, 2011.
- [56] Genta G., Morello L., *The Automotive Chassis Vol. 2: System Design* - Springer, 2012.
- [57] Gervasi G. Variable Stiffness Mechanical Leaf Spring Suspension And A Method For Adjusting Such Stiffness. EP1541392-B1 Patent, 2010.
- [58] Gh. Poțincu, V. Hara, I. Tabacu, *Automobile*, 1980.
- [59] Ghasemalizadeh, O., Taheri, S., Singh, A., And Goryca, J., 2014, "Semi-Active Suspension Control Using Modern Methodology: Comprehensive Comparison Study," Arxiv Prepr. Arxiv14113305.
- [60] Gosselin-Brisson S, Bouazara M, Richard M. Design Of An Active Anti-Roll Bar For Off-Road Vehicles. *Shock And Vibration*. 2009.
- [61] Guido P. A. Koch, *Adaptive Control Of Mechatronic Vehicle Suspension Systems*, 2011.
- [62] Guiggiani M., *The Science of Vehicle Dynamics Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars* - Springer, 2014.
- [63] H. E. Tseng And D. Hrovat. State Of The Art Survey: Active And Semi-Active Suspension Control. *Vehicle System Dynamics*, 2015.
- [64] Hamid Reza Karimi, *A Semiactive Vibration Control Design For Suspension Systems With Mr Dampers*.
- [65] Hanafi, D. 2010. "Pid Controller Design For Semi-Active Suspension Based On Model.
- [66] Hassan Elahi, Asif Israr, M. Zubair Khan, And Shamraiz Ahmad, Robust Vehicle Suspension System By Converting Active & Passive Control Of A Vehicle To Semi-Active Control System Analytically, *Journal Of Automation And Control Engineering* Vol. 4, No. 4, August 2016.
- [67] Hassan Elahi, Asif Israr, M. Zubair Khan, And Shamraiz Ahmad, Robust Vehicle Suspension System By Converting Active & Passive Control Of A Vehicle To Semi-Active Control System Analytically, *Journal Of Automation And Control Engineering* Vol. 4, No. 4, August 2016.
- [68] Hudha, K., Ahmad, F., Kadir, Z.Abd., Jamaluddin, H., [Pid Controller With Roll Moment Rejection Or Pneumatically Actuated Active Roll Control (Arc) Suspension System - Ch.: Pid Control, Implementation And Tuning]. Ed. Tamer Mansour. Rijeka, Croatia: Intech, Pp: 41, (2011).

- [69] I. Martins, J. Esteves, G.D. Marques Et F. Pina Da Silva : Permanent-Magnets Linear Actuators Applicability In Automobile Active Suspensions. Vehicular Technology, IEEE Transactions, 2006.
- [70] I. MARTINS, J. ESTEVES, G.D. MARQUES Et F. Pina Da SILVA : Permanent-Magnets Linear Actuators Applicability In Automobile Active Suspensions. Vehicular Technology, IEEE Transactions On, 2006.
- [71] Iccea, 2010 Second International Conference, Vol. 2, 2010.
- [72] Ismail Mf, Sam Y, Sudin S, Peng K, Aripin Mk. Modeling And Control Of A Nonlinear Active Suspension Using Multi-Body Dynamics System Software. Jurnal Teknologi. 2014
- [73] J. C. Dixon, Suspension Geometry and Computation, 2009.
- [74] J.Y. Wong. Theory of ground vehicles. John Wiley & Sons, Inc., New York, 2008.
- [75] Janusz Kowal, Jacek Snamina, Tomasz Wzorek, "Calculations For The Project Of The Laboratory Stand For Testing Vehicle Suspensions" Published In Mechanics And Control 2011.
- [76] Jazar R. N., Vehicle Dynamics Theory and Application 2nd Edition - Springer Science and Business Media New York, 2014.
- [77] Jazar R. N., Vehicle Dynamics: Theory and Applications - Springer Science, Business Media, LLC, 2008.
- [78] K. A. Grunauer Brachetti. Design and Implementation of State and Mass Estimators For Semi-Active Suspension System. Project Thesis, 2011, Supervisor: E. Pellegrini.
- [79] K. Hitesh Tare, C. S. Dharankar, Determination Of Damping Coefficient Of Automotive Hydraulic Damper Using Sinusoidal Testing, 2016.
- [80] Kaldas, M. M. S., Çalışkan, K., Henze, R., And Küçükay, F., 2013, "Rule Optimized Fuzzy Logic Controller For Full Vehicle Semi-Active Suspension," Sae Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., 6(1).
- [81] Kamalakannan, K., Elayaperumalb A., Mangalaramananc, S., Arunachalamd K., "Performance Analysis And Behaviour Characteristics Of Cvd (Semi Active) In Quarter Car Model". Jordan Journal Of Mechanical And Industrial Engineering, Vol. 5.3, P: 261-265, (2011).
- [82] Karkoub, M. A. And Zribi, M. (2006), Active/Semi-Active Suspension Control Using Magnetorheological Actuators, International Journal Of Systems Science.
- [83] Kirk, D. E., 2012, Optimal Control Theory: An Introduction, Courier Corporation.
- [84] Koch, G., 2011, "Adaptive Control Of Mechatronic Vehicle Suspension Systems," Phd, Tech. Univ. M'Unchen, M'Unchen.
- [85] Koo J.-K., Ahmadian M., Setareh M. And Murray T., (2004), In search of suitable control methods for semi active tuned vibration absorbers, Journal of Vibration and Control, Vol. 10, No. 2.

- [86] Kou F. R. Design And Energy Regenerative Study On Semi-Active Suspension With Electro-Hydrostatic Actuator. Transactions Of The Chinese Society For Agricultural Machinery. 2016
- [87] Kou F. R.; Fan Y. Q.; Zhang C. W.; Du J. F.; Wang Z. Time Delay Compensation Control Of Semi-Active Suspension With Vehicle Electro-Hydrostatic Actuator. China Mechanical Engineering. 2016.
- [88] Kum-Gil, S., Min-Sang, S., Seung-Bok, C.: Performance Evaluation Of Electronic Control Suspension Featuring Vehicle Er Dampers. Meccanica (2013) 48:121–134.
- [89] Lagaros, N. D., 2012, Design Optimization Of Active And Passive Structural Control Systems, Igi Global.
- [90] Landau, I. D., R. Lozano, M. M'saad, And A. Karimi. Adaptive Control – Algorithms.
- [91] Ledezma-Ramirez DF, Ferguson NS And Brennan MJ. An Experimental Switchable Stiffness Device For Shock Isolation. J Sound Vib, 2012.
- [92] Li H., Jing X., Karimi H. R. “Output-Feedback-Based H_∞ Control For Vehicle Suspensions With Control Delay”, IEEE Transactions On Industrial Electronics, 2014.
- [93] Li, H., Yu, J., Hilton, C., And Liu, H., 2013, “Adaptive Sliding-Mode Control For Nonlinear Active Suspension Vehicle Systems Using T–S Fuzzy Approach,” Ieee Trans. Ind. Electron., 60(8).
- [94] Liqiang J., Yue L. “Study On Self-Tuning Control Strategy Of Suspension Systems For Improving Vehicle Ride Performance”, International Journal Of Control And Automation, 2014.
- [95] Liu, H., Nonami, K. And Hagiwara, T. (2005), Semi-Active Fuzzy Sliding Mode Control Of Full Vehicle And Suspensions, Journal Of Vibration And Control.
- [96] Liu, Y., Waters, T. P., And Brennan, M. J., 2005, “A Comparison Of Semi-Active Damping Control Strategies For Vibration Isolation Of Harmonic Disturbances,” J. Sound Vib., 280(1).
- [97] **Marcu, S.**, Popa, D., Stănescu N-D., Pandrea, N., Model for the study of active suspensions, The 11-th Edition of International Congress of Automotive and Transport Engineering, Pitești, November 8 - 10, 2017. WOS: 000419817200032.
- [98] **Marcu, S.**, Popa, D., Stănescu, N-D., Pandrea, N., Numerical Results Obtained on Models of Dynamical Systems Used in the Study of Active Suspensions, International Congress of Automotive and Transport Engineering AMMA2018 2018: Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), Editors Nicolae Burnete, Bogdan Ovidiu Vargapp. 106-112 DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_13 Publisher Name: Springer, ChamPrint ISBN: 978-3-319-94408-1 Online ISBN: 978-3-319-94409-8 (Springer ISI).
- [99] **Marcu, S.**, Popa, D., Stănescu, N.-D., Pandrea, N., Modeling And Control Of Active Suspension With Matlab, Ingineria Automobilului, Issue: 55, Pages: 5-7, Published: JUL 2020, WOS:000549564000002 (ISI, fără factor de impact).

- [100] **Marcu, S.**, Popa, D., Stănescu, N.-D., Design of the optimal control for the active suspension, AUTOMOTIVE series, year XXVI, no. 31, doi.org/10.26825/bup.ar.2021.001.
- [101] M. Münster, U. Mair, H.-J. Gilsdorf, A. Thom, C. Müller, M. Hippe, and J. Hoffmann. Electromechanical Active Body Control. ATZ autotechnology, 2009.
- [102] M. Meywerk, Vehicle Dynamics, 2015.
- [103] M. Voicu, Teoria Sistemelor, Editura Academiei Române, București, 2008.
- [104] M.S.P Leegwater, An Active Suspension System Capable Of Economically Leveling A Car During Cornering, 2007.
- [105] Maciejewski, I., 2012, "Control System Design Of Active Seat Suspensions," J. Sound Vib., 331(6).
- [106] Meng, X., Tao, X., Wang, W., Zhang, C., Cheng, B., Wang, B., Zhou, C., Jin, X., Zeng, C., And Cavanaugh, J., 2015, Effects Of Sinusoidal Whole Body Vibration Frequency On Drivers' Muscle Responses, Sae Technical Paper.
- [107] Montazeri-Gh M., Kaviani-pour O. "Investigation Of The Active Electromagnetic Suspension System Considering Hybrid Control Strategy", Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part C: Journal Of Mechanical Engineering Science, 2014.
- [108] N. Sims and R. Stanway. Semi-active vehicle suspension using smart fluid dampers: a Modelling and control study. Int. Journal of Vehicle Design, 2003.
- [109] N.G. STEPHEN : On Energy Harvesting From Ambient Vibration. Journal Of Sound And Vibration, 2006.
- [110] Nguyen, L., Hong, K.-S., And Park, S., 2010, "Road-Frequency Adaptive Control For Semi-Active Suspension Systems," Int. J. Control Autom. Syst., 8(5).
- [111] O.M.Anubi, D.R.Patel, And C.Crane, A New Variable Stiffness Suspension System: Passive Case, Mechanical Sciences 4(2013).
- [112] P.-C. Chen And A.-C. Huang. Adaptive Sliding Control Of Active Suspension Systems With Uncertain Hydraulic Actuator Dynamics. Vehicle System Dynamics, 44(5).
- [113] Pandrea, N., Popa D., Parlac S, Modele Pentru Studiul Vibratiilor Automobilelor, Ed. Tiparg, Pitesti, 2001.
- [114] Pandrea, N., Popa, D., Stănescu N.-D., Classical and modern approaches in the theory of mechanisms. Jon Wiley & Sons, Chichester, UK, 2017.
- [115] Pekgökgöz, R. K., Gürel, M. A., Bilgehan, M., And Kısa, M., 2010, "Active Suspension Of Cars Using Fuzzy Logic Controller Optimized By Genetic Algorithm," Int. J. Eng. Appl. Sci., 2(4).
- [116] Piersol, G.A., Paez, L.T., [Harris'shock And Vibration Handbook]. Sixth Edition, New York & Chicago: Mcgraw-Hill, Pp. 1199, (2010).
- [117] Popa D., Tudor, I., Stănescu, N.-D., Popa, C.-M., **Marcu, S.**, Study of the Stability of a Planetary Mechanism Used in the Construction of a Hybrid Transmission, 27th

- International Congress on Sound and Vibration, 11-16 July 2021, Praga, 2-s2.0-85117519661,. Conference Proceedings, ISBN 978-837880799-5.
- [118] Popa C-M., Popa D., **Marcu S.**, Simulation of automotive cam processing, The IManEE 2022, Web of Science indexed Journal ACTA TECHNICA NAPOCENSIS, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, ISSN 1221 – 5872, nov. 2022.
- [119] Popa D., Popa C-M., **Marcu S.**, Generating curved teeth in CAD software, The IManEE 2022, Web of Science indexed Journal ACTA TECHNICA NAPOCENSIS, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, ISSN 1221 – 5872, nov. 2022.
- [120] R. K. Dixit and G. D. Buckner. Sliding mode observation and control for semiactive vehicle suspensions. Vehicle System Dynamics, February 2005.
- [121] Rajamani R., Vehicle Dynamics and Control Second Edition - Mechanical Engineering Series, 2011.
- [122] Rajesh Rajamani , Vehicle Dynamics And Control ,2012.
- [123] Ram Mohan, T., Venkata G., Sreenivasa, K., Purushottam A., "Analysis Of Passive And Semi Active Controlled Suspension Systems For Ride Comfort In An Omnibus Passing Over A Speed Bump". International Journal Of Research And Reviews In Applied Sciences, Vol. 5.1, P: 1-17, (2011).
- [124] Riahi, A., Balochian, S., "Control Design Of A Semi Active Suspension Using Optimal Pid, And Sliding Mode Theory". Acta Electronica 53.2, P: 144-147, (2012).
- [125] S RANI : Bose Breakthrough : Electromagnetic Auto Suspension. Siliconeer, (Issue 1): Volume VI, 2005.
- [126] S. M. Savaresi and C. Spelta. A single-sensor control strategy for semi-active suspensions. In Proc. Of IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2009.
- [127] S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Senname, and L. Dugard. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles. Elsevier Ltd., 2010.
- [128] Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Senname, O., And Dugard, L., 2010, Semi-Active Suspension Control Design For Vehicles, Elsevier.
- [129] Savaresi, S.M., Poussot-Vassal, C., S.A., [Semi-Active Suspension Control Design For Vehicles], London: Elsevier, Pp: 279, (2010).
- [130] Sayel M. Fayyad, "Construing Control System For Active Suspension System", Contemporary Engineering Sciences , Vol.5, 2012.
- [131] Sayel, M.: Constructing Control System For Active Suspension System. Contemporary Engineering Sciences, Vol. 5, 2012, No. 4, 189 – 200.
- [132] Sharad S Jadhav, Dr.S.S.Kulkarni, Prof. Amod .P.Shrotri , Suspension System With Broad Classification And Various Models: A Review , International Journal Of Advances Tehnology In Engineering And Science.
- [133] Sharifi, M., Shahriari, B., Bagheri, A., "Optimization Of Sliding Mode Control For A Vehicle Suspension System Via Multi-Objective Genetic Algorithm With

- Uncertainty". Journal Of Basic And Applied Scientific Research, Vol. 2.(7), P: 6724-6729, (2012).
- [134] Shi J-W., Li X-W., Zhang J-W. "Feedback Linearization And Sliding Mode Control For Active Hydropneumatic Suspension Of A Special-Purpose Vehicle", 2009.
- [135] Shital M. Pawar, A.A. Panchwadkar Estimation Of State Variables Of Active Suspension System Using Kalman Filter International Journal Of Current Engineering And Technology E-Issn 2277 – 4106, P-Issn 2347 – 5161.
- [136] Shital P. Chavan, Sanjay H. Sawant Analysis Of Quarter Car Passive Suspension System With Non Linear Suspension Parameters Ijsrd Vol. 2, Issue 05, 2014 | Issn (Online): 2321-0613.
- [137] Shock absorber for active vehicle suspension systems. Vehicle System Dynamics, 2011.
- [138] Suspension System With Mr Damper , Yokohama 223-8522, Japan.
- [139] Symans MD, Constantinou MC, Taylor DP, Et Al. Semiactive Fluid Viscous Dampers For Seismic Response Control. Project Report Of National Center For Earthquake Engineering Research. North Tonawanda: Taylor Devices, Inc.; East Aurora, NY: Moog Inc., 2008.
- [140] T. Rammohan Rao, G. Vekata Rao, K. Rao, A. Purushottam, "Analysis Of Passive And Semiactive Controlled Suspension Systems For Ride Comfort In An Omnibus Passing Over A Speed Bump", 2010.
- [141] Takayoshi Fujita, Takanori Fukao, Tomohiro Kinoshita, Noriaki Itagaki, Semi-Active Suspension Improving Both Ride Comfort And Handling Feel , 7th Ifac Symposium On Advances In Automotive Control The International Federation Of Automatic Control September 4-7, 2013. Tokyo, Japan.
- [142] Tan P, Zhou F And Yan W. A Semi-Active Variable Stiffness And Damping System For Vibration Control Of Civil Engineering Structures. Guangzhou, China: Earthquake Engineering Research And Test Center, Guangzhou University, 2010.
- [143] Tenneco Integrated Kinetic H2 CES System. [Http://www.tenneco.com/](http://www.tenneco.com/), Status: 02/2011.
- [144] Thamsuwan, O., Blood, R. P., Lewis, C., Rynell, P. W., And Johnson, P. W., 2012, "Whole Body Vibration Exposure And Seat Effective Amplitude Transmissibility Of Air Suspension Seat In Different Bus Designs," Proceedings Of The Human Factors And Ergonomics Society Annual Meeting, Sage Publications.
- [145] Thomas Von BÜREN Et Gerhard Tröster : Design And Optimization Of A Linear Vibration-Driven Electromagnetic Micro-Power Generator. Sensors And Actuators A : Physical, 2007.
- [146] Trupti P. Phalke, Anirban. C. Mitra Design And Analysis Of Vehicle Suspension System I nternational Engineering Research Journal Page No 165-172.
- [147] Tseng H. E.; Hrovat D. State Of The Art Survey: Active And Semi-Active Suspension Control. Vehicle System Dynamics. 2015.

- [148] Turnip, A., Park, S., Hong, K. S., "Sensitivity Control Of A Mr-Damper Semi- Active Suspension". International Journal Of Precision Engineering And Manufacturing, P: 209-218, (2010).
- [149] Tyssenkrupp Bilstein Suspension. Damper adjustment, 12, 2011.
- [150] Untaru M., Poțincu Gh., Tabacu I., Stoicescu A, Pereș Gh., Dinamica autovehiulelor pe roți - Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
- [151] Untaru, M., ș.a. Calculul și construcția autovehiculelor, Editura didactică și pedagogică , București, 1982.
- [152] Vivek Kumar Maurya, Narinder Singh Bhangal Optimal Control Of Vehicle Active Suspension System Journal Of Automation And Control Engineering Vol. 6, No.1, June 2018.
- [153] W. Sun, H. Gao, And O. Kaynak. Adaptive Backstepping Control For Active Suspension Systems With Hard Constraints. Ieee/Asme Trans. Mechatronics, 2013.
- [154] Wajdi S. Aboud, Sallehuddin Mohamed Haris, Yuzita Yaacob, Advances In The Control Of Mechatronic Suspension Systems, Aboud Et Al. / J Zhejiang Univ-Sci C (Comput & Electron) 2014 15(10):848-860.
- [155] Weiterentwicklung von Fahrwerksystemen. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), June 2012.
- [156] Wolf R Kruger Ondrej Vaculin, Martin Spieck, Semi Active Suspension Systems For Road And Off Road Vehicles ,Mecca 4/2004.
- [157] Wu L. N.; Shi M. M.; Wang R. C. Parameter Optimization Of Hybrid Suspension With Linear Motor Based On PSO. Journal Of Chongqing University Of Technology(Natural Science). 2016.
- [158] X. D. Xue, K. W. E. Cheng, Z. Zhang, J. K. Lin, D. H. Wang, Y. J. Bao, M. K. Wong, And N. Cheung , Study Of Art Of Automotive Active Suspensions , July 2011.
- [159] X. Shao. Modeling And Model Analysis Of A Full-Car Fitted With An Anti-Pitch Anti-Roll Hydraulically Interconnected Suspension. Technical Report, Sae, Detroit, Mi, United States, 2014.
- [160] Xiudong Tang Et Lei Zuo : Simulation And Experiment Validation Of Simultaneous Vibration Control And Energy Harvesting From Buildings Using Tuned Mass Dampers. In American Control Conference (ACC), 2011.
- [161] Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue Et T. Kondo : Electro-Mechanical Suspension System Considering, Energy Consumption And Vehicle Manoeuvre. Vehicle System Dynamics, 46(Sup1), 2008.
- [162] Yanqing Liu Hiroshi Matsuhisa 2008 Semi-Active Vibration Isolation System With Variable Stiffness And Damping Control.
- [163] Yao, H. J., Fu, J., Yu, M., And Peng, Y. X., 2013, "Semi-Active Control Of Seat Suspension With Mr Damper," Journal Of Physics: Conference Series, Iop Publishing.

- [164] Ying MA, Zhaoxiang Deng And Dan XIE, "Control Of The Active Suspension For In-Wheel Motor", Journal Of Advanced Mechanical Desig Systems, And Manufacturing Vol. 7, 2013.
- [165] Youngjoo Cho, Byung Suk Song, Kyongsu Yi , A Road-Adaptive Control Law For Semi-Active Suspensions , Ksme International Journal, Vol 13, No. 10, Pp. 667 - 676, 1999.
- [166] Yumna Shahid, Yumna Shahid Comparative Analysis Of Different Model-Based Controllers Using Active Vehicle Suspension System Algorithms 2020.
- [167] Zhongzhe Chi, Yuping He And Greg F Naterer, „Design Optimization Of Vehicle Suspension With Quarter Car Model.” Faculty Of Engineering And Applied Science, 2008
- From Intelligent System Identification.” In Computer Engineering And Applications G. F. Franklin, J. D. Powel, and A. Emami-Naeini. Feedback Control of Dynamic Systems Pearson Prentice Hall, 6th edition, 2010.
- [168] <https://pdfcoffee.com/qdownload/introducere-in-teoria-sistemelor-pdf-free.html>.
- [169] http://www.mec.upt.ro/dolga/Cap_9.pdf.
- [170] http://www.mec.upt.ro/dolga/Cap_8.pdf.
- [171] <https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis>.
- [172] https://www.mercedes-benz.ro/passengercars/models/suv/q-class/overview.html?qclid=EAiaIQobChMI0obXs46N_QIVso9oCR0qCAOwEAAYASAAEgKNVPD_BwE.
- [173] <https://www.jeep.com/>.
- [174] <https://hondanews.eu/eu/lv/cars/media/pressreleases/1343/honda-cr-z>
- [175] https://www.autoevolution.com/cars/volkswagen-golf-vii-5-doors-2017.html#aeng_volkswagen-golf-vii-5-doors-2017-10-tsi-5mt-85-hp
- [176] <https://www.super-hobby.ro/products/Toyota-GRS214-AWS210-Crown-Athlete.html>
- [177] <https://evmarket.ro/masini-hibride/bmw-seria-5-facelift-doua-versiuni-plug-in-hybrid-6378/>
- [178] <https://www.euroncap.com/en/results/renault/kangoo/43189>
- [179] <https://www.mazda.ro/modele/2022-mazda3-sedan/>
- [180] <https://elite-cars-leasing.ro/products/mercedes-benz-c-class-300-coupe-amg-line>
- [181] <https://infoservice.com.gr/auto/amortiserdamptronic-sky-apo-tin-thyssenkrupp-bilstein/>
- [182] <https://www.autocarpro.in/feature/design-development-applications-magneride-suspension-6686>
- [183] https://www.wikiwand.com/en/Active_Stabilizer_Suspension_System