



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE

OIPOSDRU



### **Investește în oameni!**

FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Axa prioritară 1 „Educație și formare profesională în sprijinul creșterii economice și dezvoltării societății bazate pe cunoaștere”

Domeniul major de intervenție 1.5. „Programe doctorale și post-doctorale în sprijinul cercetării”

Titlul proiectului: Burse doctorale și postdoctorale pentru cercetare de excelență

Numărul de identificare al contractului: POSDRU/159/1.5/S/134378

Beneficiar: Universitatea Transilvania din Brașov

# **Universitatea *Transilvania* din Brașov**

## **Școala Doctorală Interdisciplinară**

### **Departament: *Design de Prods, Mecatronică și Mediu***

**Ing. Vlad – Ioan ȚOȚU**

## **Analiza și optimizarea sistemelor de suspensie pentru automobile de competiție**

## **Analysis and optimization of the suspension mechanisms for race cars**

**BRAȘOV, 2014**



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI

Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013Instrumente Structurale  
2007-2013MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE

OIPOSDRU



## CUPRINS

|                                                                                                                   | Teză | Rezumat |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|---------|
| <b>INTRODUCERE</b>                                                                                                |      |         |
| <b>1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL SISTEMELOR DE SUSPENSIE AUTO</b>                                | 3    | 3       |
| 1.1. Aspecte generale privind sistemele de suspensie destinate automobilelor                                      | 3    | 3       |
| 1.2. Sistematizarea mecanismelor de ghidare a roții auto                                                          | 8    | 4       |
| 1.3. Soluții de mecanisme pentru ghidarea roților auto                                                            | 12   | -       |
| 1.4. Mecanisme de ghidare a roților automobilelor de competiție                                                   | 21   | 5       |
| 1.5. Modele utilizate pentru studiul sistemului de suspensie                                                      | 24   | -       |
| 1.6. Metode reprezentative utilizate în analiza și optimizarea cinematico-dinamică a sistemelor de suspensie auto | 28   | 6       |
| 1.7. Concluzii și obiectivele tezei                                                                               | 30   | 8       |
| <b>2. PROIECTAREA CONCEPTUALĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE AL MONOPOSTULUI</b>                                       | 31   | 9       |
| 2.1. Cerințe specifice monoposturilor tip Formula Student                                                         | 31   | 9       |
| 2.2. Sisteme de suspensie utilizabile în cazul monoposturilor                                                     | 34   | -       |
| 2.3. Identificarea de soluții conceptuale pentru suspensia monopostului                                           | 39   | 10      |
| 2.4. Analiza multicriterială a soluțiilor identificate                                                            | 42   | -       |
| 2.5. Sinteza soluției conceptuale propuse                                                                         | 45   | 12      |
| 2.6. Concluzii și contribuții originale                                                                           | 49   | 14      |
| <b>3. MODELAREA, SIMULAREA ȘI OPTIMIZAREA CINEMATICĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE</b>                                | 51   | 15      |
| 3.1. Definirea geometrico - cinematică a mecanismelor de ghidare                                                  | 51   | 15      |
| 3.2. Metodica de analiză a mecanismelor cu metoda MBS                                                             | 55   | -       |
| 3.3. Algoritm de optimizare cinematică a sistemului de ghidare                                                    | 60   | 16      |
| 3.4. Optimizarea cinematică a mecanismului de ghidare a roții față                                                | 69   | 18      |
| 3.4.1. DOE Screening (2 Level) – Linear – Plackett Burman                                                         | 70   | -       |
| 3.4.2. DOE Screening (2 Level) – Linear – Fractional Factorial                                                    | 72   | -       |
| 3.4.3. DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal                                                         | 74   | 19      |
| 3.4.4. DOE Response Surface – Linear – Latin Hypercube                                                            | 77   | -       |



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI

Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013Instrumente Structurale  
2007-2013MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE  
OIPOSDRU

|                                                                                                |            |           |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|-----------|
| 3.4.5. DOE Response Surface – Interactions – D-Optimal.....                                    | 79         | -         |
| 3.5. Optimizarea cinematică a mecanismului de ghidare a roții spate.....                       | 84         | 24        |
| 3.6. Concluzii și contribuții originale.....                                                   | 88         | 27        |
| <b>4. MODELAREA, SIMULAREA ȘI OPTIMIZAREA DINAMICĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE.....</b>          | <b>90</b>  | <b>28</b> |
| 4.1. Modelul dinamic al sistemului de suspensie auto.....                                      | 90         | 28        |
| 4.2. Modelarea forțelor exterioare.....                                                        | 96         | -         |
| 4.3. Determinarea experimentală a caracteristicilor elementelor elastice și de amortizare..... | 98         | 29        |
| 4.3.1. Descrierea echipamentului experimental.....                                             | 99         | -         |
| 4.3.2. Determinarea caracteristicii elastice a arcurilor.....                                  | 104        | 29        |
| 4.3.3. Determinarea caracteristicii disipative a amortizoarelor.....                           | 107        | 30        |
| 4.4. Optimizarea dinamică a sistemului de suspensie față.....                                  | 109        | 31        |
| 4.4.1. DOE Screening (2 Level) – Linear – Plackett Burman.....                                 | 112        | -         |
| 4.4.2. DOE Screening (2 Level) – Liniar – Fractional Factorial.....                            | 113        | -         |
| 4.4.3. DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal.....                                 | 114        | 32        |
| 4.4.4. DOE Response Surface – Linear – Latin Hypercube.....                                    | 116        | -         |
| 4.4.5. DOE Response Surface – Interactions – D-Optimal.....                                    | 117        | -         |
| 4.5. Optimizarea dinamică a sistemului de suspensie spate.....                                 | 119        | 34        |
| 4.6. Conceperea și testarea prototipului virtual tot-automobil.....                            | 122        | 36        |
| 4.7. Proiectarea optimă a sistemului de suspensie activă.....                                  | 124        | 38        |
| 4.7.1. Aspecte privind controlul sistemelor.....                                               | 124        | -         |
| 4.7.2. Modelarea sistemului de control pentru suspensia activă.....                            | 126        | -         |
| 4.7.3. Optimizarea sistemului de control (controlerului).....                                  | 133        | 38        |
| 4.8. Concluzii și contribuții originale.....                                                   | 141        | 42        |
| <b>5. REALIZAREA ȘI TESTAREA MODELULUI EXPERIMENTAL.....</b>                                   | <b>143</b> | <b>43</b> |
| 5.1. Dezvoltarea modelului experimental.....                                                   | 143        | 43        |
| 5.2. Testarea prototipului fizic - achiziția și prelucrarea datelor experimentale.....         | 149        | 47        |
| 5.3. Concluzii și contribuții originale.....                                                   | 154        | 47        |
| <b>6. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUTII ORIGINALE. DISEMINAREA REZULTATELOR.....</b>             | <b>156</b> | <b>52</b> |
| 6.1. Concluzii finale și contribuții originale.....                                            | 156        | 52        |



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE

OIPOSDRU



|                                          |     |    |
|------------------------------------------|-----|----|
| 6.2. Diseminarea rezultatelor.....       | 159 | 53 |
| 6.3. Direcții viitoare de cercetare..... | 160 | 54 |
| <b>BIBLIOGRAFIE</b> .....                | 161 | 55 |
| <b>ANEXE</b>                             |     |    |
| <b>Scurt rezumat</b> .....               | 168 | 58 |
| <b>CV</b> .....                          | 169 | 59 |



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE  
DIPOSDRU



## CONTENT

|                                                                                                                 | Thesis | Summ |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|------|
| <b>INTRODUCTION</b>                                                                                             |        |      |
| <b>1. CURRENT STATE OF RESEARCHES IN THE FIELD OF CARS' SUSPENSION SYSTEMS</b>                                  | 3      | 3    |
| 1.1. General aspects regarding suspension systems for cars                                                      | 3      | 3    |
| 1.2. Systematization of the wheel guiding mechanisms                                                            | 8      | 4    |
| 1.3. Mechanical solutions for the wheels guidance                                                               | 12     | -    |
| 1.4. Guiding mechanisms of the wheels for racing cars                                                           | 21     | 5    |
| 1.5. Models used for the study of the suspension systems                                                        | 24     | -    |
| 1.6. Representative methods used in the kinematic & dynamic analysis and optimization of the suspension systems | 28     | 6    |
| 1.7. Conclusions and thesis objectives                                                                          | 30     | 8    |
| <b>2. CONCEPTUAL DESIGN OF THE RACE CAR SUSPENSION SYSTEM</b>                                                   | 31     | 9    |
| 2.1. Specific requirements for the Formula Student race cars                                                    | 31     | 9    |
| 2.2. Suspension systems for race cars                                                                           | 34     | -    |
| 2.3. Identification of conceptual solutions for race car suspensions                                            | 39     | 10   |
| 2.4. Multicriteria analysis of the identified solutions                                                         | 42     | -    |
| 2.5. Synthesis of the proposed conceptual solution                                                              | 45     | 12   |
| 2.6. Conclusions and original contributions                                                                     | 49     | 14   |
| <b>3. KINEMATIC MODELING, SIMULATION AND OPTIMIZATION OF THE SUSPENSION SYSTEM</b>                              | 51     | 15   |
| 3.1. Geometric and kinematic defining of the guiding mechanisms                                                 | 51     | 15   |
| 3.2. Methods of analysis of the mechanisms using MBS                                                            | 55     | -    |
| 3.3. Kinematic optimization algorithm for the guidance system                                                   | 60     | 16   |
| 3.4. Kinematic optimization of the front wheel guiding mechanism                                                | 69     | 18   |
| 3.4.1. DOE Screening (2 Level) – Linear – Plackett Burman                                                       | 70     | -    |
| 3.4.2. DOE Screening (2 Level) – Linear – Fractional Factorial                                                  | 72     | -    |
| 3.4.3. DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal                                                       | 74     | 19   |
| 3.4.4. DOE Response Surface – Linear – Latin Hypercube                                                          | 77     | -    |
| 3.4.5. DOE Response Surface – Interactions – D-Optimal                                                          | 79     | -    |



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE  
DIPOSDRU



|                                                                                           |            |           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|------------|-----------|
| 3.5. Kinematic optimization of the rear wheel guiding mechanism.....                      | 84         | 24        |
| 3.6. Conclusions and original contributions.....                                          | 88         | 27        |
| <b>4. DYNAMIC MODELING, SIMULATION AND OPTIMIZATION OF THE<br/>SUSPENSION SYSTEM.....</b> | <b>90</b>  | <b>28</b> |
| 4.1. The dynamic model of the suspension system.....                                      | 90         | 28        |
| 4.2. Modeling of the external forces.....                                                 | 96         | -         |
| 4.3. Experimental determination of the elastic and damping characteristics.....           | 98         | 29        |
| 4.3.1. Experimental equipment description.....                                            | 99         | -         |
| 4.3.2. Determination of the elastic springs feature.....                                  | 104        | 29        |
| 4.3.3. Determination of the dissipative dampers feature.....                              | 107        | 30        |
| 4.4. Dynamic optimization of the front suspension system.....                             | 109        | 31        |
| 4.4.1. DOE Screening (2 Level) – Linear – Plackett Burman.....                            | 112        | -         |
| 4.4.2. DOE Screening (2 Level) – Liniar – Fractional Factorial.....                       | 113        | -         |
| 4.4.3. DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal.....                            | 114        | 32        |
| 4.4.4. DOE Response Surface – Linear – Latin Hypercube.....                               | 116        | -         |
| 4.4.5. DOE Response Surface – Interactions – D-Optimal.....                               | 117        | -         |
| 4.5. Dynamic optimization of the rear suspension system.....                              | 119        | 34        |
| 4.6. Testing the full-vehicle virtual prototype.....                                      | 122        | 36        |
| 4.7. Optimal design of the active suspension system.....                                  | 124        | 38        |
| 4.7.1. Aspects regarding the control systems.....                                         | 124        | -         |
| 4.7.2. Modeling of the control system for the active suspension.....                      | 126        | -         |
| 4.7.3. Optimization of the control system (controller).....                               | 133        | 38        |
| 4.8. Conclusions and original contributions.....                                          | 141        | 42        |
| <b>5. DEVELOPMENT AND TESTING OF THE EXPERIMENTAL MODEL.....</b>                          | <b>143</b> | <b>43</b> |
| 5.1. Development of the experimental model.....                                           | 143        | 43        |
| 5.2. Testing the physical prototype - experimental data acquisition and processing.....   | 149        | 47        |
| 5.3. Conclusions and original contributions.....                                          | 154        | 47        |
| <b>6. FINAL CONCLUSIONS AND ORIGINAL CONTRIBUTIONS. RESULTS<br/>DISSEMINATION.....</b>    | <b>156</b> | <b>52</b> |
| 6.1. Final conclusions and original contributions.....                                    | 156        | 52        |
| 6.2. Results dissemination.....                                                           | 159        | 53        |
| 6.3. Future researches.....                                                               | 160        | 54        |



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE

OIPOSDRU



|                         |     |    |
|-------------------------|-----|----|
| <b>REFERENCES</b> ..... | 161 | 55 |
| <b>ANNEXES</b>          |     |    |
| <b>Abstract</b> .....   | 168 | 58 |
| <b>CV</b> .....         | 169 | 59 |

# 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL SISTEMELOR DE SUSPENSIE AUTO

## 1.1. ASPECTE GENERALE PRIVIND SISTEMELE DE SUSPENSIE DESTINATE AUTOMOBILELOR

Odată cu creșterea vitezelor de deplasare, echiparea automobilelor cu sisteme de suspensie din ce în ce mai evoluate, capabile să realizeze o “barieră” de vibrații și zgomote între sistemul de rulare și caroserie, a devenit o necesitate, cu atât mai mult cu cât viteza de deplasare pe drumuri denivelate nu este limitată de performanțele sistemului de propulsie, ci de calitatea suspensiei. Una dintre cele mai importante realizări în acest domeniu a fost introducerea între roată și caroserie a unui mecanism cu bare articulate - mecanism de ghidare, care determină poziția roții față de caroseria automobilului și, totodată, preia forțele care apar la contactul roată – sol, asigurând înclinarea necesară caroseriei în curbă și urmărirea suprafeței căii de rulare de către roți. Aceste mecanisme împreună cu partea elastică și cea de amortizare formează sistemul de suspensie al automobilului [16], [29], [41], [54].

Pentru un sistem de suspensie dat, comportamentul dinamic poate fi modificat prin modificarea caracteristicilor arcurilor și amortizoarelor, precum și prin modificarea proprietăților flexiblocurilor din articulații. Sistemele de suspensie pasive au limitări inerente, ca o consecință a alegerii caracteristicilor elastice și de amortizare în vederea asigurării unui comportament acceptabil pe întreaga gamă de frecvențe de lucru. După cum este cunoscut din teoria sistemelor liniare, un sistem masă - arc - amortizor cu grad mare de amortizare are un comportament acceptabil în apropierea frecvenței de rezonanță, dar necorespunzător departe de aceasta, în timp ce un sistem cu amortizare joasă se comportă invers. Necesitatea obținerii unui compromis între aceste cerințe contradictorii justifică cercetarea sistemelor inteligente de suspensie, în cazul cărora caracteristicile elastice și de amortizare pot fi controlate în buclă închisă, utilizând surse de putere externă și actuatori controlați în feedback.

În cazul suspensiilor pasive, caracteristicile sistemului rămân constante, iar răspunsul este dependent doar de mărimile fizice care afectează răspunsul în mod direct. În plus, răspunsul sistemului de suspensie inteligentă depinde și de mărimile fizice care nu afectează comportamentul în mod direct. Un exemplu de mărime (fizică) care afectează direct răspunsul sistemului de suspensie este viteza de comprimare/destindere a amortizorului, în timp ce viteza mișcării de ruluu a caroseriei poate fi considerată ca exemplu de mărime care nu afectează direct funcția suspensiei automobilului. Inteligența unui sistem de suspensie este caracterizată de existența unui controler care preia date din dinamica automobilului și transmite semnale către sistemul de suspensie în sensul îmbunătățirii comportamentului (control în feedback, care lipsește în cazul suspensiilor pasive).

Conform celor precizate, sistemele de suspensie ale automobilelor pot fi clasificate în trei categorii:

- sisteme pasive - sunt realizate din elemente elastice și disipative (amortizoare), comportarea dinamică (regim tranzitoriu și regim staționar) a acestui sistem fiind dată de caracteristicile elementelor menționate (se precizează faptul că acest comportament nu poate fi modificat în timpul funcționării) [61], [62], [70];
- sisteme semiactive - conțin elemente comandate, prin modificarea on-line a caracteristicii de amortizare modificându-se comportamentul dinamic al suspensiei, ceea ce permite o mai bună funcționare a acesteia; este important de menționat faptul că strategia de sinteză dinamică semiactivă nu introduce forțe exterioare în sistem [15], [19], [27], [28];
- sisteme active - au în componență elemente elastice și de amortizare, alături de care apar și sisteme de acționare (motoare hidraulice, pneumatice etc.), modificarea



comportamentului dinamic al sistemului realizându-se prin forța exterioară introdusă de sistemul de acționare [36], [42], [43], [49].

Din prezentarea efectuată, este evident faptul că sistemele de suspensie pasivă sunt mai puțin performante, dar și mai ieftine, alegerea tipului de suspensie bazându-se pe un compromis între calitate și preț. În cazul automobilelor de competiție tip monopost se utilizează, cu precădere, sisteme de suspensie pasivă [8], [14], [50], [77], [78], [105], teza de doctorat fiind focalizată pe cercetarea acestor soluții. Sistemul inovativ de suspensie dezvoltat - implementat în lucrare (v. cap. 2 - 5) se încadrează în categoria suspensiilor pasive, dar totodată se prezintă (la nivel teoretic) și o soluție de suspensie activă, derivată din soluția pasivă de bază.

## 1.2. SISTEMATIZAREA MECANISMELOR DE GHIDARE A ROȚII AUTO

Ghidarea independentă a roților se realizează prin câte un mecanism de ghidare pentru fiecare roată. Comparativ cu ghidarea punții rigide (mecanism de ghidare pentru întreaga punte), se asigură următoarele avantaje: spațiu alocat mai redus, greutate redusă, confort sporit, nu există influență reciprocă între roți. Ca dezavantaje se pot puncta: modificarea convergenței roților, modificarea căderii roții și variații de ecartament.

Soluția constructivă de realizare a legăturilor barelor mecanismului de ghidare constă dintr-un bloc silențios - flexibloc (fig. 1.4) format dintr-un element de cauciuc presat între o bușă interioară - 2 (fixată pe caroserie/șasiu printr-un șurub) și una exterioară - 1 (care se presează în braț). La dezbaterea suspensiei, urmare a forțelor din sistem, în flexiblocuri se produc deformații unghiulare torsionale (conice) și mici deformații liniare radiale (axiale), legătura dispunând de fapt de 6 grade de libertate restricționate elastic. În modelul structural al mecanismului de ghidare se neglijează deformațiile liniare din flexibloc, care se va asimila cu o articulație sferică. Evident, în cazul brațelor de ghidare triunghiulare, dublu articulate la caroserie, cele două articulații sferice aferente determină, de fapt, o cuplă de rotație, cu axa de rotație definită de centrele cuplelor sferice.

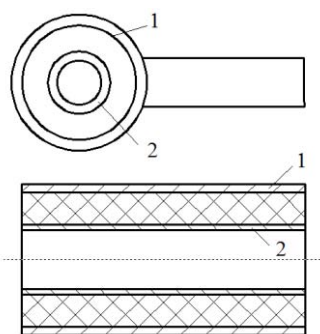


Fig. 1.4. Legătura tip flexibloc.

Din punct de vedere cinematic, mecanismul de ghidare trebuie să asigure deplasarea pe verticală a roții, deci mobilitatea necesară este  $M=1$ . Pentru a obține astfel de mecanisme, în literatura de specialitate sunt prezentate diverse metode de sinteză structurală, în funcție de: tipul mecanismului, numărul punctelor de ghidare pe portfuzetă și pe caroserie (șasiu), tipul lanțurilor cinematice utilizate între portfuzetă și caroserie, numărul de conture. Necesitatea obținerii de mecanisme de ghidare simple și sigure în exploatare, a impus, în construcția automobilelor actuale, tipurile de ghidare prezentate în figura 1.5.

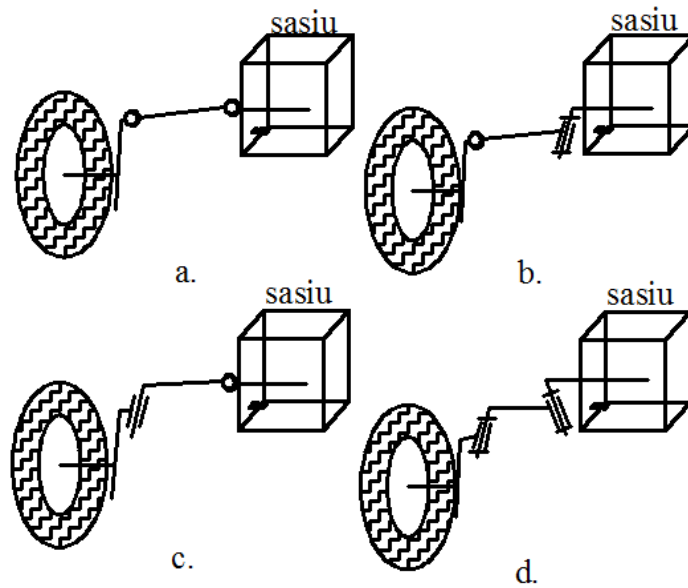


Fig. 1.5. Variante de bază pentru ghidarea roții auto.

Ghidarea pe sferă (fig. 1.5, a, c) se realizează prin interpunerea între portfuzeta și șasiu a unui element binar cu articulații sferice la ambele capete (a), respectiv cu o cuplă sferică la șasiu și una de rotație la portfuzetă (c). Ghidarea pe arc de cerc (fig. 1.5, b, d) este realizată prin utilizarea unei legături binare având cuplă de rotație la șasiu și cuplă sferică la portfuzetă (b), respectiv cuple de rotație la ambele capete (d). Prin legarea în paralel a lanțurilor de bază, se obțin o serie de tipuri de mecanisme de ghidare a roții (v. tab. 1.1).

Tabelul 1.1. Tipuri de mecanisme de ghidare a roții auto.

| k | $\sum f_i$ | Combinatii posibile                            |
|---|------------|------------------------------------------------|
| 1 | 7          | 1[a]+1[d]                                      |
| 2 | 13         | 1[a]+1[b]+1[c]; 1[a]+1[b]+1[b]; 1[a]+1[c]+1[c] |
| 3 | 19         | 1[a]+1[a]+1[a]+1[b]; 1[a]+1[a]+1[a]+1[c]       |
| 4 | 25         | 1[a]+1[a]+1[a]+1[a]+1[a]                       |

Forma generală la mecanismului de ghidare a roții este aceea a ghidării unui corp în spațiu pe cinci suprafețe fixe [1], [7], [88], cu  $k = 4$  conture cinematice (fig. 1.6), având mobilitatea  $M=1$ . Prin particularizări structural - constructive ale mecanismului din figura 1.6 se obțin o serie de mecanisme de ghidare a roții, prezentate în figura 1.7.

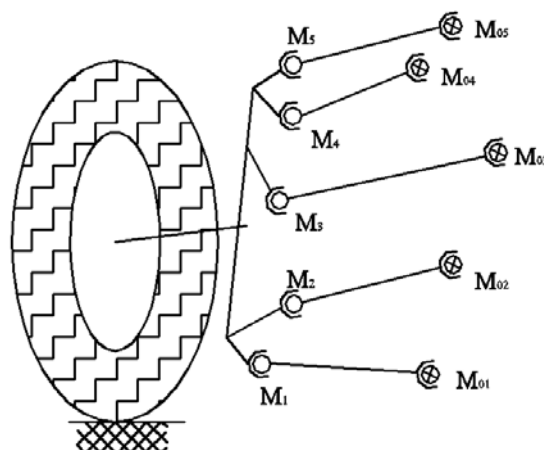


Fig. 1.6. Forma generală a mecanismului de ghidare a roții.

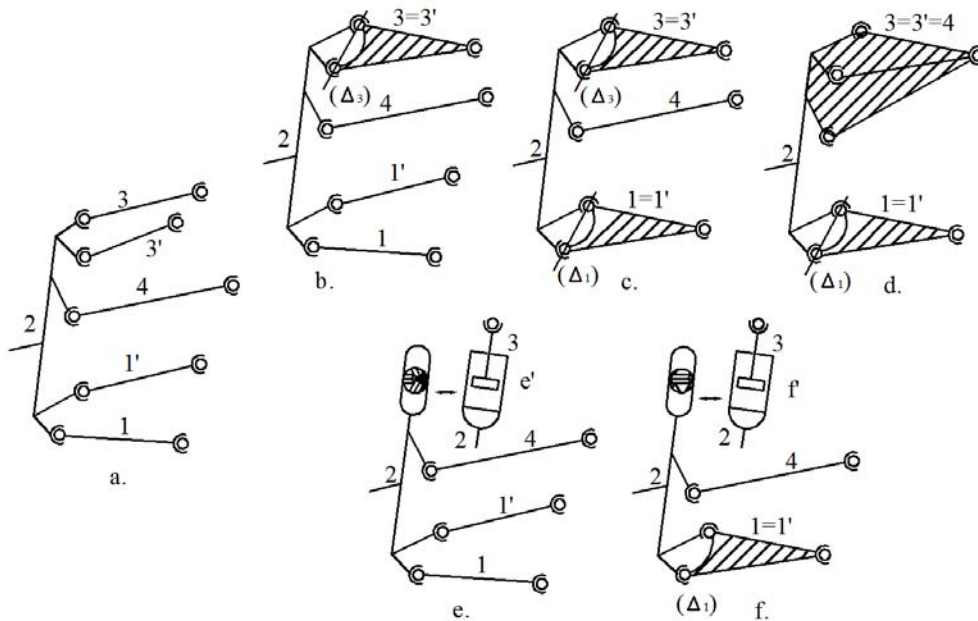


Fig. 1.7. Mecanisme de ghidare a roții auto (b - f) derivate din cazul general (a).

În construcția mecanismelor de ghidare a roților automobilelor se utilizează soluții foarte diverse, unele dintre acestea neputând fi încadrate în sistematizarea prezentată. De exemplu, sunt utilizate uneori mecanisme de ghidare care, teoretic, au mobilitate  $M=0$ , dar care funcționează prin deformarea elastică atât a barelor cât și a articulațiilor.

#### 1.4. MECANISME DE GHIDARE A ROȚILOR AUTOMOBILELOR DE COMPETIȚIE

Pe lângă mecanismul de ghidare a roții prin cinci puncte (v. fig. 1.6), la suspensia automobilelor de competiție (inclusiv la monoposturi) se utilizează, cu precădere, mecanismul patrulater clasic. Astfel, mecanismul din figura 1.28 este utilizat la ghidarea roților unor automobile Porsche, la care rolul arcului elicoidal este preluat de un arc bară de torsiune acționat de pârghia superioară a mecanismului (axa arcului trece prin  $N_0$ ), prin modificarea poziției arcului realizându-se ridicarea sau coborârea automobilului în funcție de cerințele pistei (modificarea gardei la sol).

La unele automobile Ferrari (fig. 1.29), pârghia superioară are aspectul unei piramide de țevi, acționând arcul elicoidal și amortizorul, amplasate aproximativ orizontal și legate la bază aproape de mijlocul sașului.

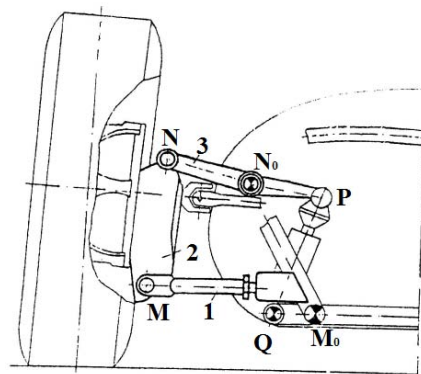


Fig.1.28. Mecanism de ghidare a roților utilizat la automobile Porsche.

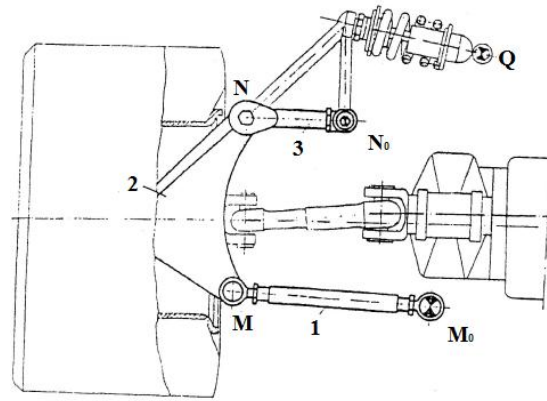


Fig. 1.29. Mecanism de ghidare a roților utilizat la automobile Ferrari.

Suspensia din figura 1.30 utilizată la automobile McLaren are pârghia superioară sub formă unui braț oscilant simplu, iar pârghia inferioară de formă triunghiulară cu baza pe fuzeta roții și vârful fixat pe sașiu. Pentru preluarea forțelor laterale se folosesc două brațe oscilante montate spre fața automobilului. Arcul elicoidal și amortizorul hidraulic sunt dispuse vertical și sunt acționate de elementul 6 antrenat de bara 5.

Suspensia din figura 1.31 a automobilului Tyrell este formată din două brațe oscilante simple 1-3, montate în planul transversal al automobilului și două brațe oscilante montate spre fața automobilului, pentru preluarea forțelor laterale. Arcul elicoidal și amortizorul sunt acționate direct de biela 2.

În suspensia unor automobile Lotus (fig. 1.32) se utilizează ca element elastic arcul bară de torsiune, legat prin mecanism articulat de brațul de ghidare superior, realizându-se astfel o încărcare progresivă avantajoasă.

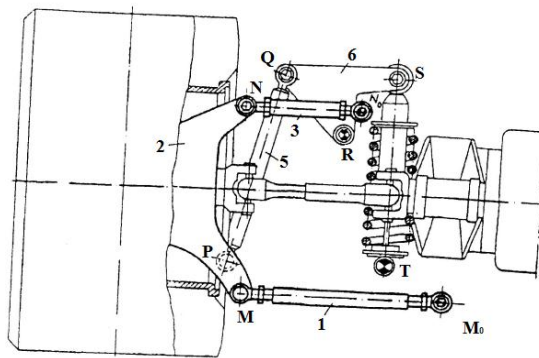


Fig. 1.30. Mecanism de ghidare a roților utilizat la automobile McLaren.

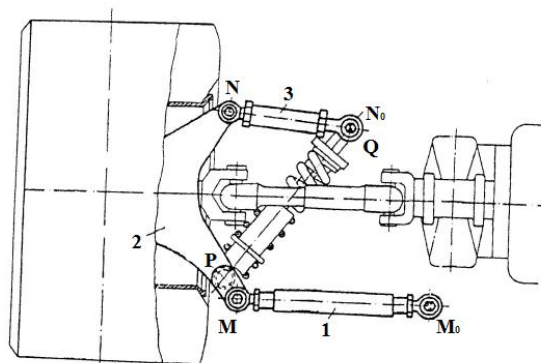


Fig. 1.31. Mecanism de ghidare a roților utilizat la automobile Tyrell.

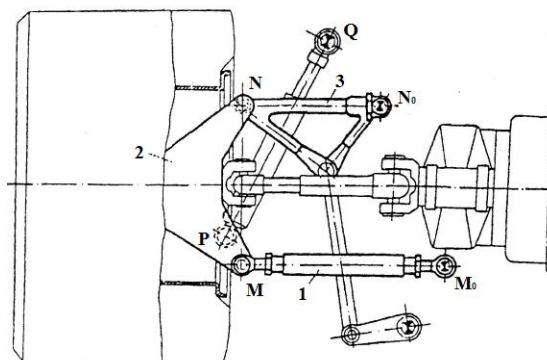


Fig. 1.32. Mecanism de ghidare a roților utilizat la automobile Lotus.

## 1.6. METODE REPREZENTATIVE UTILIZATE ÎN ANALIZA ȘI OPTIMIZAREA CINEMATICO – DINAMICĂ A SISTEMELOR DE SUSPENSIE AUTO

Analiza și optimizarea cinematico-dinamică a mecanismelor de ghidare / suspensie auto constituie o preocupare și provocare continuă, referințele indicate în cele ce urmează oferind o imagine relevantă asupra acestor evoluții.

Studiul cinematic este realizat, de regulă, prin metode analitice și cu ajutorul programelor dedicate, datorită ipotezelor simplificative (ex. șasiul fixat, elementele elastice & disipative sunt neglijate). În [10], analiza cinematică a unui mecanism de suspensie prin cinci puncte este realizată cu ajutorul coordonatelor carteziene ale unor puncte de interes definite pe corpuri și în legături, constrângeri geometrice fiind introduse pentru a bloca mișcarea relativă între puncte care aparțin aceluiași corp.

O altă metodă folosește modelul mișcării spațiale a roții ca mișcare de înșurubare (roto-translație), utilizând tensori și indicatori de rotire [33]. O metodă de sinteză a mecanismelor de suspensie pentalater este prezentată în [39], ecuațiile de constrângere fiind formulate folosind axă instantanee de roto-translație. Studiul sistemului de suspensie a punții spate este abordat în [40] prin utilizarea unui model MBS elasto-cinematic.

În lucrarea [56], analiza cinematică a mecanismelor de suspensie destinate autovehiculelor este abordată prin metode de calcul bazate pe analiză de interval. Algoritmul folosit în [60] pentru sinteza locațiilor articulațiilor bieletei mecanismului de ghidare se bazează pe determinarea centrului și a normalei unui cerc în funcție de coordonatele date (cunoscute) a trei puncte aparținând aceluși cerc. Un alt algoritm de calcul folosit în analiza cinematică a unei suspensii multi-braț cu legături compliante se bazează pe rezolvarea cu metoda celor mai mici pătrate a unor sisteme neliniare [64].

Proiectarea cinematică a unui sistem de suspensie tip patrulater este realizată în [66] printr-o tehnică de sinteză dimensională multi-obiectiv, care este bazată pe determinarea gradientului prin diferențiere exactă. Analiza și sinteza cinematică a unui mecanism de ghidare prin cinci puncte a punții spate sunt realizate în [73] folosind un mecanism fictiv care are toate corpurile deconectate de la cuplele aferente. Problema formulării ecuațiilor de mișcare ale unui sistem cu număr mare de grade de libertate este abordată în [75] prin utilizarea ecuațiilor Kane. Sinteza unui sistem de suspensie independentă, care poate ghida roata pe o linie dreaptă în timpul dezbaterii acesteia pe verticală, este prezentată în [91] prin sintetizarea unui mecanism de ghidare a corpului rigid, rezultatele fiind ulterior verificate prin teoria șurubului (mișcarea de roto-translație).

Optimizarea cinematică a mecanismelor de ghidare a roții/punții auto poate fi totodată abordată prin metode bazate pe analiza sensibilităților de proiectare, utilizând ca și variabile de proiectare în procesul de optimizare coordonatele globale ale locațiilor articulațiilor barelor

de ghidare la portfuzetă, respectiv caroserie (șasiu) [11], [44], [51]. Ideea este aceea de a determina influența variabilelor de proiectare asupra funcției (funcțiilor) obiectiv care definește (definesc) comportamentul cinematic al mecanismului de ghidare și de a realiza studiul de optimizare prin modificarea variabilelor principale (cu influență majoră asupra funcției/-ilor obiectiv) în domenii de variație predefinite. Aceste metode trebuie particularizate pentru fiecare tip de mecanism de ghidare, reprezentând, de fapt, o analiză de tip “multi-rulare” cu diferite date de intrare, care oferă răspunsuri asupra efectelor modificărilor efectuate.

Complexitatea modelului dinamic al sistemului de suspensie auto necesită implementarea unor metode automate de analiză și optimizare, de genul celor încorporate în softurile comerciale MBS (Multi-Body System) [12], [21], [30], [31], [45], [46], [68]. Tehnica de optimizare în mediu MBS se bazează, în principiu, pe parametrizarea modelului virtual și selectarea variabilelor de proiectare principale prin studii parametrice și proiectare de experimente (tehnica DOE - Design of Experiments) [25], [55], având ca scop, după caz, minimizarea sau maximizarea funcției (funcțiilor) obiectiv. În general, acești algoritmi (cum este și cel încorporat în soluția software ADAMS/View) sunt limitați la probleme de optimizare mono-obiectiv, dar, suplimentar, se pot utiliza constrângeri de proiectare, care pot fi folosite ca și obiective adiționale în procesul de optimizare [2], [4], [5].

**Pentru prezenta lucrare, considerând limitările metodelor existente, atât optimizarea cinematică cât și cea dinamică a sistemului de suspensie dezvoltat pentru automobilul de competiție vizat (monopost tip Formula Student) sunt abordate într-un proces de proiectare optimală multi-obiectiv, bazat pe tehnica DOE și modele de regresie multiplă (v. capitolele 3 și 4 ale tezei de doctorat), prin utilizarea cuplată a modulelor View și Insight din pachetul software MBS ADAMS. Această abordare constituie element de noutate (originalitate) major adus prin teza de doctorat.**

## 1.7. CONCLUZII ȘI OBIECTIVELE TEZEI

În urma analizei stadiului actual al cercetărilor în domeniul sistemelor de suspensie auto, se formulează următoarele **concluzii majore**:

- în cazul suspensiilor pasive, caracteristicile sistemului rămân constante, iar răspunsul este dependent doar de mărimile fizice care afectează răspunsul în mod direct, în timp ce răspunsul sistemului de suspensie inteligentă (activă sau semiactivă) depinde și de mărimi care nu afectează în mod direct comportamentul;
- sistemele de suspensie semiactivă nu introduc forțe exterioare în sistem, spre deosebire de sistemele de suspensie activă, care au în componență - pe lângă elemente elastice și de amortizare - sisteme de acționare, introducând astfel forțe exterioare;
- automobilele de competiție de tip monopost folosesc, cu precădere, sisteme de suspensie pasivă;
- datorită complexității ridicate a modelelor “tot-automobil”, pentru minimizarea erorilor ce ar putea rezulta în cazul unei abordări globale, este necesar/util ca într-o primă fază să se abordeze modele segmentate pe roțile sau punțile automobilului;
- studiul cinematic al sistemelor de suspensie poate fi abordat prin metode analitice și programe dedicate, datorită ipotezelor simplificative specifice modelului cinematic, în timp ce complexitatea modelului dinamic impune implementarea unor metode (tehnic) automate de analiză & optimizare, de genul celor încorporate în softurile comerciale MBS.

În aceste condiții, **obiectivul general al tezei de doctorat constă din proiectarea optimală și implementarea unui sistem de suspensie inovativ (pur mecanic) destinat automobilelor de competiție (concret, monopost tip Formula Student).**

Obiectivul general este îndeplinit prin abordarea/rezolvarea următoarelor **obiective operaționale**:

- proiectarea conceptuală a sistemului de suspensie (obiectiv abordat în cap. 2 al lucrării);
- modelarea, analiza și optimizarea cinematică a sistemului de suspensie, utilizând modele MBS de tip “sfert de automobil” (v. cap. 3);
- modelarea, analiza și optimizarea dinamică a sistemului de suspensie, utilizând modele MBS de tip “jumătate de automobil”, care ulterior sunt înglobate (integrate) în model “tot-automobil” (v. cap. 4);
- dezvoltarea, implementarea și testarea modelului experimental (v. cap. 5).



## 2. PROIECTAREA CONCEPTUALĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE AL MONOPOSTULUI

### 2.1. CERINȚE SPECIFICE MONOPOSTURILOR TIP FORMULA STUDENT

Toate categoriile de monoposturi sunt proiectate în strânsă legătură cu regulamentele specifice fiecărei competiții. În cazul sistemului de suspensie, aceste regulamente sunt foarte riguroase. După o analiză asupra mai multor regulamente aparținând mai multor tipuri de competiții destinate automobilelor de tip monopost, s-au determinat un număr de cerințe specifice pe care suspensia trebuie să le îndeplinească. Cele mai importante cerințe specifice destinate suspensiilor automobilelor de competiție tip Formula Student sunt [105]:

- monopostul trebuie să fie de tip “open-wheeled” și “open-cockpit”;
- monopostul trebuie să fie echipat cu patru roți;
- partea superioară de 180° a roților nu trebuie să fie obstrucționată vizual când este privită de la 68.6 mm de deasupra planului format de punctele de tangență superioare ale roților;
- roțile nu trebuie să fie obstrucționate vizual când sunt privite din lateral;
- din vedere laterală, nicio componenta a monopostului nu are voie să se afle în zona definită ca fiind raza roții plus 68.6 mm, cu monopostul încărcat; pentru porțiunea interioară a roții, adică zona dintre roată și șasiu, nu există nicio reglementare;
- monopostul trebuie să fie echipat cu un sistem de suspensie (inclusiv amortizare) deplin funcțional atât pe puntea față, cât și pe puntea spate;
- sistemul de suspensie trebuie să permită o deplasare pe verticală a roții de 50.8 mm, din care 25.4 mm comprimare și 25.4 mm destindere din poziția sa inițială, cu pilotul așezat în monopost; toate punctele de susținere a suspensiei de pe șasiu trebuie să fie vizibile, fie direct, fie prin înlăturarea anumitor panouri din caroserie;
- sistemul de direcție trebuie să integreze limitatoare de cursă care să prevină blocarea acestuia; limitatoarele trebuie să prevină, în momentul brăcării, că roata să poată atinge orice componentă a suspensiei;
- ampatamentul monopostului trebuie să fie de minim 1525 mm, acesta fiind măsurat din punctul central al petei de contact a roții cu solul, de la roata din față până la cea din spate, cu roțile drepte;
- raportul ecartament față - ecartament spate sau spate - față nu trebuie să fie mai mic de 75% din ecartamentul mare;
- sistemul de suspensie trebuie să fie proiectat și realizat astfel încât toate forțele pe care acesta le descarcă către șasiu să fie descărcate în noduri de rigidizare;
- monopostul trebuie să fie în conformitate cu cerințele regulamentului pe durata întregii competiții, în ceea ce ține de cursa mecanismului de suspensie, garda la sol, capacitatea de frânare și nivelul de zgomot admis;
- nici o altă componentă, cu excepția cauciucurilor, nu trebuie să atingă solul în timpul ce monopostul se află pe circuit;
- șasiul trebuie să fie construit în așa fel încât să ofere protecție maximă în caz de accident;
- roțile trebuie să aibă diametrul de minim 203.2 mm, în timp ce dimensiunea cauciucurilor și tipul acestora se aleg liber;
- monopostul trebuie să fie echipat cu sistem de frânare cu acționare asupra celor patru roți, cu două circuite independente acționate de o singură comandă.



### 2.3. IDENTIFICAREA DE SOLUȚII CONCEPTUALE PENTRU SUSPENSIA MONOPOSTULUI

În elaborarea/conceperea soluției de principiu pentru suspensia monopostului vizat, s-a plecat de la particularitățile funcționale (inclusiv avantajele – dezavantajele) sistemului bazat pe suspensia cu patruleter, atât în varianta pasivă, cât și activă. Ideea a fost de a concepe un mecanism cu un grad de mobilitate, corespunzător variantei de suspensie pasivă, dar care să permită reglajele specifice mecanismului cu două grade de mobilitate, corespunzător variantei de suspensie activă.

Rezolvarea cerinței anterior formulată s-a realizat prin dezvoltarea unui sistem de ghidare care are la bază un mecanism pentalater, cu două grade de mobilitate. Sistemul de suspensie corespunzător acestei variante de bază (inițială), care integrează și lanțul cinematic specific dispunerii ansamblului arc & amortizor, este prezentat în figura 2.11. În acest fel devine posibilă decuplarea mișcărilor contradictorii (variație ecartament - variație unghi de cădere) din cazul suspensiei cu patruleter.

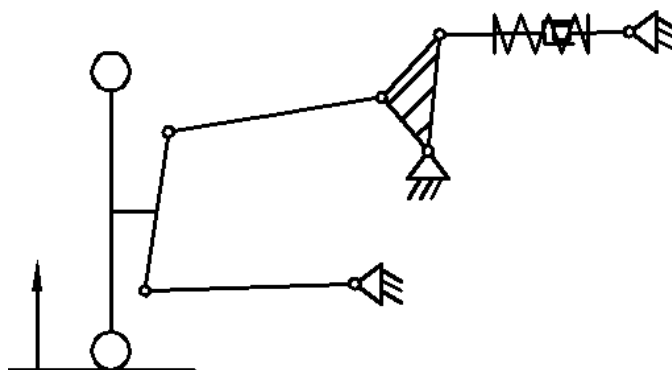


Fig. 2.11. Sistem de suspensie bazat pe mecanism pentalater ( $M=2$ ).

Controlul celui de al doilea grad de mobilitate (ceea ce va permite, după caz, anularea variației de ecartament sau variației unghiului de cădere a roții) se poate realiza printr-un element de acționare (rezultând o suspensie activă) sau printr-un element mecanic (suspensie pasivă). Astfel, suspensia activă se poate constitui prin utilizarea unui element de acționare (actuador liniar), dispus - de exemplu - între biela superioară a mecanismului pentalater și șasiu, schema astfel obținută fiind prezentată în figura 2.12.

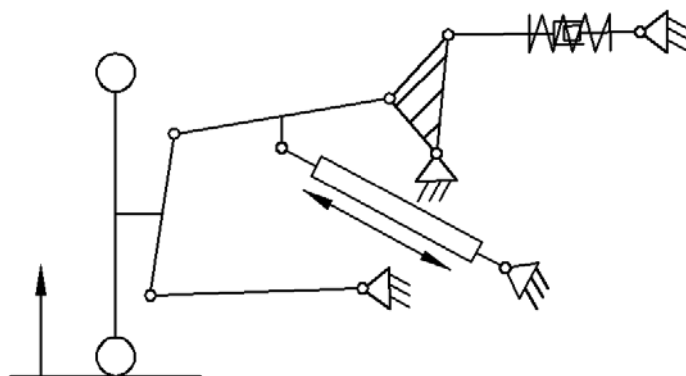


Fig. 2.12. Sistem de suspensie activă bazat pe mecanism pentalater ( $M=2$ ).

Pentru obținerea unei suspensii pur mecanice (deci, pasivă), dar care să asigure parametrii funcționali ai suspensiei active (adică, după caz, variația de ecartament sau variația unghiului de cădere a roții să fie anulată) se parcurg următorii pași:

- 1) în suspensia cu mecanism pentalater (v. fig. 2.11) se anulează, de exemplu, variația unghiului de cădere prin intermediul unei restricții cinematice de forma  $\Delta\gamma = \gamma - \gamma_0 = 0$ , în care  $\gamma$  este valoarea curentă a unghiului de cădere, iar  $\gamma_0$  valoarea inițială;
- 2) se efectuează analiza cinematică a mecanismului, impunându-se legea de mișcare pe verticală a roții în conformitate cu profilul de cale de rulare vizat (v. subcap. 3.4, 3.5);
- 3) în urma analizei cinematice se obține traiectoria unui punct de interes de pe bielă superioară a mecanismului pentalater; se pot monitoriza traiectoriile mai multor puncte de pe bielă, în final alegându-se punctul care generează traiectoria convenabilă (care poate fi un arc de cerc, sau - în cazul variantei spațiale a mecanismului - o suprafață sferică);
- 4) se înlocuiește restricția cinematică de la pasul (1) cu una din soluțiile următoare:
  - 4.1) o constrângere geometrică de tip rolă - ghidaj (fig. 2.13), cu rola aparținând bielei și ghidajul, conectat fix pe șasiu, având forma traiectoriei obținută la pasul (3);
  - 4.2) un balansier dispus între bielă și șasiu (fig. 2.14), articulat la bielă în punctul generator al traiectoriei și la șasiu în focarul (centrul) traiectoriei.

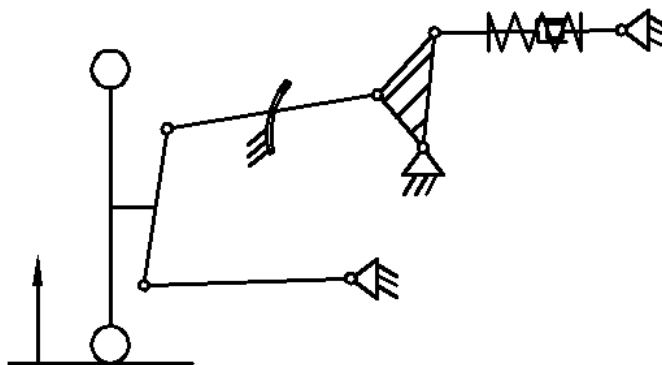


Fig. 2.13. Sistem de suspensie cu mecanism pentalater și legătură rolă - ghidaj ( $M=1$ ).

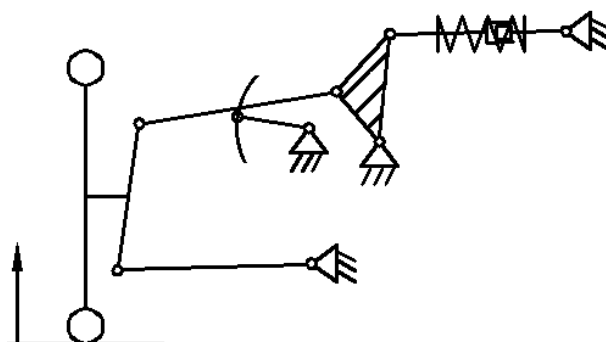


Fig. 2.14. Sistem de suspensie bazat pe mecanism pentalater și balansier suplimentar ( $M=1$ ).

Ambele soluții pur mecanice obținute la pasul „4” conduc la mecanisme mono-mobile (evident, în varianta plană) și pot fi utilizate în cazul unei suspensii pentru monoposturi întrucât gabaritul este redus (nu necesită spații mari de lucru), în timp ce complexitatea este inferioară celei corespunzătoare sistemului de suspensie activă.

Trebuie menționat faptul că varianta de la pasul „4.2” (fig. 2.14) este viabilă în condițiile în care traiectoria generată de punctul de interes aproximează un arc de cerc sau echivalentul spațial. În acest caz, studiul trebuie continuat cu determinarea coordonatelor globale (X, Y, Z) ale focarului la șasiu, problemă abordată în detaliu în subcapitolul 2.5.

După cum s-a menționat, abordarea anterioară este specifică variantelor plane de mecanisme de suspensie, cu scopul de a simplifica formularea și schemele aferente. Evident, în practică și în studiul teoretic dezvoltat în capitolele 3 și 4 ale tezei de doctorat (pentru analiza și optimizarea cinematică & dinamică a sistemului de suspensie) se va aborda / implementa varianta spațială a mecanismului de ghidare. Comparativ cu variantele plane, la echivalentele spațiale ale sistemelor de suspensie identificate (proapse) intervine o mobilitate suplimentară, corespunzătoare variației unghiului de fugă a roții. În aceste condiții, la pasul „1” din algoritmul anterior precizat trebuie utilizate două restricții cinematice pentru anularea variațiilor unghiurilor de cădere ( $\Delta\gamma = \gamma - \gamma_0 = 0$ ) și fugă ( $\Delta\beta = \beta - \beta_0 = 0$ ), care ulterior, la pasul „4”, se înlocuiesc cu soluțiile indicate (conform fig. 2.13, 2.14).

## 2.5. SINTEZA SOLUȚIEI CONCEPTUALE PROPUSE

Conform studiului de proiectare conceptuală anterior prezentat, se reține ca soluție inovativă ce urmează să fie implementată pe monopostul vizat (atât pentru roțile directe față, cât și pentru roțile motoare spate) mecanismul de ghidare din figura 2.14, care - la varianta spațială - permite anularea variațiilor unghiurilor de cădere și fugă ale roții prin utilizarea unui balansier de ghidare (4) dispus între bielă superioară (3) a mecanismului pentalater și șasiu (0). Schema plană a acestui mecanism (fără evidențierea bieletei de direcție de la roata față, respectiv a echivalentului acesteia la roata spate) este redată în figura 2.15.

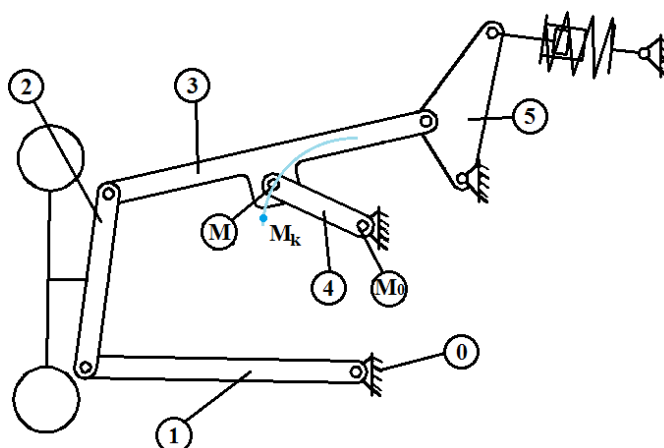


Fig. 2.15. Schema plană a mecanismului de ghidare propus.

Problema pe care o ridică soluția propusă constă în determinarea locației articulației la șasiu a balansierului, astfel încât să se asigure anularea variațiilor unghiurilor de cădere și fugă prin alegerea convenabilă a traiectoriei punctului M de articulare a balansierului pe bielă (de exemplu, o traiectorie circulară, precum cea din figura 2.15). Pentru aceasta, în cele ce urmează se propune o metodă de sinteză bazată pe metoda celor mai mici pătrate, prin care plecând de la traiectoria impusă punctului M (traiectorie descrisă printr-o serie de poziții succesive  $M_k$ ) se obțin coordonatele globale ale focarului  $M_0$  pe șasiu.

Constrângerea punctului M prin care este ghidată bielă (3) constă din obligativitatea ca acesta să se afle în permanență pe o suprafață sau curbă fixă cu focarul  $M_0$  pe șasiu. În cazul **ghidării punctului M pe o suprafață sferică cu centrul în  $M_0$** , ecuația analitică de ghidare este de forma:

$$(X_M - X_{M_0})^2 + (Y_M - Y_{M_0})^2 + (Z_M - Z_{M_0})^2 - l^2 = 0, \quad (2.2)$$

„l” fiind lungimea balansierului de ghidare.

Coordonatele punctului M ( $X_M, Y_M, Z_M$ ) în sistemul global OXYZ constituie date de intrare ale problemei de sinteză, în timp ce coordonatele punctului fix  $M_0$  ( $X_{M0}, Y_{M0}, Z_{M0}$ ) de pe șasiu și lungimea brațului de ghidare sunt necunoscutele ce vor trebui determinate.

Relația (2.2) poate fi exprimată sub forma:

$$X_M^2 + Y_M^2 + Z_M^2 + X \cdot X_M + Y \cdot Y_M + Z \cdot Z_M + R = 0, \quad (2.3)$$

unde:  $X = -2 \cdot X_{M0}$ ,  $Y = -2 \cdot Y_{M0}$ ,  $Z = -2 \cdot Z_{M0}$ ,  $R = X_{M0}^2 + Y_{M0}^2 + Z_{M0}^2 - l^2$ .

Scriind relația (2.3) pentru cele „m” poziții impuse roții și scăzând prima relație din celelalte, se obține un sistem de „m-1” ecuații cu 3 necunoscute ( $X, Y, Z$ ):

$$X \cdot [(X_M)_{k+1} - (X_M)_1] + Y \cdot [(Y_M)_{k+1} - (Y_M)_1] + Z \cdot [(Z_M)_{k+1} - (Z_M)_1] = (r)_1 - (r)_{k+1}, \quad (2.4)$$

în care  $(r)_k = (X_M^2 + Y_M^2 + Z_M^2)_k$ , ceea ce conduce la o funcție de forma:

$$F_k(X, Y, Z) = L_k, \quad k=1 \dots m-1. \quad (2.5)$$

Pentru  $m=4$  poziții impuse, sistemul (2.5) este liniar, de 3 ecuații cu 3 necunoscute. Cum însă trebuie impuse mult mai multe poziții finite în mișcarea roții, se obține un sistem supradeterminat, a cărui rezolvare se face cu metoda celor mai mici pătrate. Fie  $X', Y', Z'$  un set de valori care verifică cu aproximație o parte din ecuațiile (2.5), de exemplu soluția sistemului format din primele trei ecuații. Cu aceste valori, sistemul devine:

$$F_k(X', Y', Z') = L'_k, \quad k=1 \dots m-1. \quad (2.5')$$

Scăzând ecuațiile (2.5') din (2.5) se obține:

$$F_k(X, Y, Z) - F_k(X', Y', Z') = L_k - L'_k = d_k. \quad (2.6)$$

Presupunând că diferențele  $\delta x = X - X'$ ,  $\delta y = Y - Y'$ ,  $\delta z = Z - Z'$  sunt suficient de mici pentru ca în dezvoltările funcțiilor  $F_k$  după formula Taylor să se poată neglija termenii de ordin superior, sistemul (2.6) - cu necunoscutele  $\delta x, \delta y, \delta z$  - devine:

$$a_k \cdot \delta x + b_k \cdot \delta y + c_k \cdot \delta z = d_k, \quad (2.7)$$

în care  $a_k = (X_M)_{k+1} - (X_M)_1$ ,  $b_k = (Y_M)_{k+1} - (Y_M)_1$ ,  $c_k = (Z_M)_{k+1} - (Z_M)_1$ .

Conform metodei celor mai mici pătrate, cea mai bună soluție a sistemului (2.7) sunt acele valori  $\delta x, \delta y, \delta z$  pentru care funcția obiectiv

$$f(\delta_x, \delta_y, \delta_z) = \sum_{k=1}^{m-1} (a_k \cdot \delta_x + b_k \cdot \delta_y + c_k \cdot \delta_z - d_k)^2 \quad (2.8)$$

este minimă.

Se obține un sistem liniar de 3 ecuații cu 3 necunoscute ( $\delta x, \delta y, \delta z$ ), având soluția:

$$X = X' + \delta x, \quad Y = Y' + \delta y, \quad Z = Z' + \delta z, \quad (2.11)$$

coordonatele globale ale punctului de interes  $M_0$  fiind:

$$X_{M0} = -\frac{X}{2}, \quad Y_{M0} = -\frac{Y}{2}, \quad Z_{M0} = -\frac{Z}{2}. \quad (2.12)$$

În cazul **ghidării punctului de interes M pe un cerc cu centrul  $M_0$  pe șasiu**, adică balansier  $MM_0$  cu două articulații sferice la șasiu ( $M_0', M_0''$ ), locul geometric al punctului M este pe un arc de cerc  $\Gamma$  (fig. 2.17), care poate fi determinat prin intersectarea sferei S, definită prin relația (2.2), cu planul  $\Pi$ , având ecuația

$$(X_M - X_N) \cdot \cos \alpha + (Y_M - Y_N) \cdot \cos \beta + (Z_M - Z_N) \cdot \cos \eta = 0, \quad (2.16)$$

unde N este un punct aparținând planului, iar  $\cos \alpha, \cos \beta, \cos \eta$  sunt cosinusurile directe ale axei normale la plan (axa de rotație).

Ecuația (2.16) poate fi rescrisă sub forma următoare:

$$X_M + r_1 \cdot Y_M + r_2 \cdot Z_M + r_3 = 0, \quad (2.17)$$

unde  $r_1, r_2$  și  $r_3$  sunt date de relațiile:

$$r_1 = \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}, \quad r_2 = \frac{\cos \eta}{\cos \alpha}, \quad r_3 = -(X_N + r_1 \cdot Y_N + r_2 \cdot Z_N) \quad (2.18)$$

Pentru un număr de „m” de poziții finite ale punctului de interes M, prin scăderea primei relații (corespunzătoare primei poziții) din celelalte, ecuația (2.17) devine:

$$[(X_M)_{k+1} - (X_M)_1] + r_1 \cdot [(Y_M)_{k+1} - (Y_M)_1] + r_2 \cdot [(Z_M)_{k+1} - (Z_M)_1] = 0, \quad (2.19)$$

Ecuția (2.2) este folosită pentru a determina locația punctului  $M_0$  în conformitate cu algoritmul de determinare a centrului unei suprafețe sferice, în timp ce orientarea axei cuplei de rotație (de fapt, coordonatele globale ale punctelor  $M_0$  și  $M_0''$ ) este obținută din relația (2.19), care este similară, ca modalitate de rezolvare, cu (2.4).

Algoritmul prezentat a fost transpus într-un program de calcul prin utilizarea limbajului MATLAB. Implementarea numerică efectivă va fi prezentată în capitolul 3 al lucrării, în cadrul procesului de optimizare cinematică a mecanismului de ghidare propus (v. subcap. 3.4, 3.5).

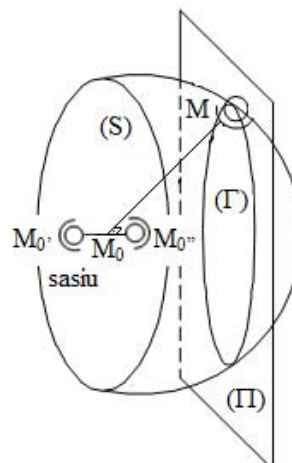


Fig. 2.17. Ghidarea punctului de interes pe arc de cerc.

## 2.6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Pe baza celor prezentate se desprind următoarele **concluzii**:

- în timp ce pentru automobilele de oraș există o multitudine de soluții de sisteme de suspensie, în cazul automobilelor de competiție tip monopost, datorită reglementărilor specifice, gama de soluții este limitată, majoritatea soluțiilor existente fiind bazate pe suspensia cu patruleter;
- soluția clasică de suspensie cu patruleter prezintă inconvenientul major al contradicției între variația de ecartament și respectiv variația unghiului de cădere a roții, problemă care se poate rezolva prin utilizarea unei suspensii bazată pe mecanism pentalater;
- din considerente de complexitate, întreținere și cost, este de preferat utilizarea unei suspensii pur mecanice, deși suspensia activă ar asigura un comportament superior;
- sistemul de suspensie propus oferă avantajele suspensiei pur mecanice, în condițiile în care funcțional se apropie de comportamentul suspensiei active;
- în cazul monoposturilor, ansamblul arc & amortizor este poziționat, de regulă, în plan relativ orizontal, atât din considerente de spațiu disponibil, cât și din punct de vedere al preluării/descompunerii forțelor;
- sistemul de suspensie propus poate fi implementat atât pe puntea față cât și pe puntea spate a monopostului (indiferent care dintre acestea este punte motoare).

Principalele **contribuții originale** din acest capitol pot fi sintetizate astfel:

- evaluarea critică a unor variante reprezentative de sisteme utilizate/utilizabile la suspensia monoposturilor;
- identificarea - formularea listei de cerințe pentru sistemele de suspensie destinate monoposturilor;
- determinarea soluției optime a sistemului de suspensie pentru monopostul vizat (tip Formula Student);
- elaborarea unui algoritm numeric (bazat pe metoda celor mai mici pătrate) pentru sinteza mecanismului de ghidare a roții monopostului și conceperea programului de calcul aferent (utilizând limbajul MATLAB).

### **3. MODELAREA, SIMULAREA ȘI OPTIMIZAREA CINEMATICĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE**

#### **3.1. DEFINIREA GEOMETRICO – CINEMATICĂ A MECANISMELOR DE GHIDARE**

Studiul mecanismelor de ghidare a roților automobilului de competiție vizat se bazează pe dezvoltarea/elaborarea a trei modele specifice teoriei mecanismelor:

- modelul structural - conține doar elementele mecanismului și legăturile dintre acestea (cuplele cinematice) și pe care se stabilește condiția determinabilității transmiterii mișcării (mobilitatea mecanismului); acest model a fost abordat/detaliat în cadrul capitolului 2 al tezei de doctorat;
- modelul cinematic - în plus față de modelul structural, include parametrii geometrici care definesc mecanismul, fiind utilizat pentru stabilirea legilor de mișcare (poziție, viteză și accelerație) ale elementelor în funcția de mișcarea dată (cunoscută / impusă) a elementului conducător;
- modelul dinamic - în plus față de modelul cinematic, conține caracteristicile masice ale elementelor (masă, momente și produse de inerție), precum și sistemul de forțe (externe și interne) care acționează asupra mecanismului; acest model, care este abordat în capitolul 4 al lucrării, se utilizează pentru determinarea mișcării reale a elementelor, sub acțiunea forțelor.

Evident, pentru cunoașterea mișcării reale a mecanismului trebuie luat în considerare modelul dinamic. Până la abordarea acestuia se impune, însă, cunoașterea în amănunt a modului cum se transmite / transformă mișcarea prin mecanism și, totodată, a modului în care mecanismul satisface anumite cerințe funcționale impuse, privitor, de regulă, la mișcarea elementelor sale (mișcare considerată separat pe elemente sau corelat).

Aceste probleme pot fi rezolvate prin abordarea modelului cinematic al mecanismului, care, chiar dacă nu ia în considerare sistemul de forțe care acționează asupra mecanismului, oferă o imagine de ansamblu asupra caracteristicilor / funcțiilor mecanismului, deci a modului în care acesta răspunde cerințelor pentru care este, de fapt, proiectat.

Proiectarea funcțional-cinematică a mecanismelor de ghidare a roții auto presupune, de regulă, parcurgerea următoarelor etape:

- stabilirea cerințelor funcționale pe care mecanismul trebuie să le satisfacă;
- descrierea modelului geometrico-cinematic al mecanismului și definirea sistemelor de referință asociate elementelor;
- transpunerea cerințelor funcționale într-un algoritm (grafic, analitic) adecvat, pe baza căruia se desfășoară sinteza dimensională;
- obținerea mecanismului (parametrilor geometrici specifici);
- determinarea funcțiilor cinematice realizate de mecanismul rezultat în urma sintezei și analiza comparativă a acestora cu valorile impuse prin cerințele funcționale (abaterea de la valorile teoretice);
- optimizarea mecanismului pentru obținerea funcțiilor adecvate, dacă abaterile obținute nu sunt convenabile.

Prin stabilirea legii de mișcare se pot vedea, de asemenea, abaterea de la legea impusă, precum și alți parametri de mișcare care nu sunt încorporați în condițiile funcționale (de exemplu, zona de lucru în care trebuie să se încadreze mecanismul de ghidare). Se pot determina nu numai mișcările absolute (față de elementul bază – caroseria/șasiul automobilului), ci și cele relative (dintre elementele mecanismului).

### 3.3. ALGORITMUL DE OPTIMIZARE CINEMATICĂ A SISTEMULUI DE GHIDARE

Variabilele de proiectare sunt reprezentate de coordonatele globale ale punctelor care definesc locațiile articulațiilor brațelor mecanismului de suspensie la șasiu, obiectivul optimizării fiind acela de a anula/minimiza variațiile unghiurilor de cădere, fugă, bracare indusă și respectiv variațiile de ecartament și ampatament.

Trebuie menționat faptul că procesul de optimizare se desfășoară în lanțul cinematic bi-contur de bază (fig. 3.6), obținut din conturul pentalater spațial prin adăugarea bieletei de direcție (sau echivalentul acesteia la mecanismul de ghidare a roții spate), mecanismul astfel obținut având trei grade de mobilitate (plus încă două pasive, corespunzătoare rotațiilor bielei 3 și bieletei 6 în jurul axelor proprii, dar acestea pot fi anulate fie prin introducerea unor articulații sferice cu știft/bolț într-unul dintre capete, fie prin restricții cinemate de formă  $\varphi_{3,6} = 0$ ).

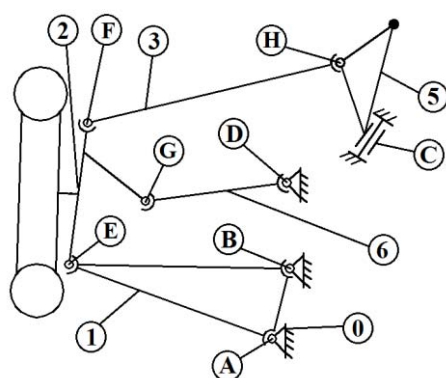


Fig. 3.6. Lanțul cinematic de bază utilizat în procesul de optimizare cinematică.

Privitor la mișcările necesare și respectiv suplimentare, se fac următoarele precizări:

- mișcarea pe verticală a roții este parametru cinematic independent, fiind controlată printr-o restricție cinematică de forma  $Y_K = f(t)$ , simulându-se trecerea roții peste un obstacol cu amplitudinea de 50 mm ( $\pm 25$  mm); modelarea în ADAMS/View s-a realizat cu funcția sinusoidală  $Y_K = 25 \cdot \sin(\text{time})$ , prin utilizarea constructorului de funcții Function Builder;
- variațiile unghiurilor de cădere și fugă ale roții sunt anulate prin utilizarea unor restricții cinemate;
- variațiile de ecartament, ampatament și bracare indusă sunt funcțiile care fac obiectul procesului de optimizare cinematică (în sensul de minimizare a acestor variații).

Astfel, în conformitate cu cele precizate în capitolul 2, în urma procesului de proiectare cinematică se obține varianta optimă a mecanismului de ghidare bi-contur. În continuare, se identifică un punct M de pe bielă superioară (3) a cărei traiectorie pe durata simulării (conform legii de mișcare pe verticală impusă roții) este apropiată de una circulară sau sferică (sunt monitorizate traiectoriile a mai multe puncte de pe bielă, în final alegându-se punctul convenabil). Pentru traiectoria astfel obținută (descrisă de mulțimea punctelor  $M^k$  - v. fig. 2.15), se determină coordonatele globale ale focarului la caroserie  $M_0$ , în conformitate cu algoritmul prezentat în subcapitolul 2.6.

În final, se "înlocuiesc" restricțiile cinemate utilizate pentru anularea variațiilor unghiurilor de cădere și fugă ale roții cu un balansier suplimentar (5) dispus între bielă (3) și șasiu (cu articulare în punctele M - la bielă, respectiv  $M_0$  - la șasiu), obținându-se astfel varianta optimă a mecanismului de ghidare (lanțul de bază tri-contur), care asigură variații minime pentru unghiurile de cădere și fugă, respectiv variații minime (cele obținute în urma procesului de optimizare cinematică) de ecartament, ampatament și bracare indusă.

Tehnica folosită în procesul de optimizare a sistemului de suspensie este de tip DOE (Design of Experiments), tehnică care se bazează pe o colecție de proceduri și instrumente statistice pentru planificarea experimentelor și analiza (evaluarea) rezultatelor [25], [55]. În cele ce urmează se face o prezentare la modul general a tehnicii de optimizare, ulterior realizându-se implementarea pentru mecanismul de ghidare a roții față, respectiv spate, a automobilului de competiție vizat (tip Formula Student).

Proiectarea parametrică prin tehnica DOE se efectuează prin parcurgerea următoarelor etape [96]:

- modelarea scopului experimentului: minimizarea variațiilor de ecartament, ampatament și bracare indusă (în ADAMS/Insight, funcțiile obiectiv sunt denumite răspunsuri);
- modelarea variabilelor de proiectare (factori în ADAMS/Insight): coordonatele globale ale punctelor care definesc locațiile articulațiilor brațelor mecanismului de ghidare la șasiu;
- stabilirea domeniului de variație pentru fiecare variabilă în parte (valoare minimă – valoare maximă);
- planificarea seturilor de experimente (probelor) în care variază valorile factorilor;
- executarea rulărilor corespunzătoare probelor anterior definite și înregistrarea rezultatelor.

Variabilele de proiectare în procesul de optimizare cinematică a mecanismelor de ghidare a roții față & spate sunt reprezentate de coordonatele globale (X, Y, Z) ale punctelor care definesc locațiile articulațiilor brațelor mecanismului la șasiu (în speță punctele A, B, C și D - v. fig. 3.6). Modelarea variabilelor de proiectare s-a realizat prin utilizarea casetei de editare, indicându-se valoarea inițială (standard) a variabilei și respectiv domeniul de variație (valoare minimă – valoare maximă).

Pentru realizarea optimizării este necesar transferul fișierului care conține modelul MBS al mecanismului de ghidare din ADAMS/View în ADAMS/Insight [96], [97]. Transferul este realizat din meniul Simulate, prin secvența de comenzi (submeniuri) ADAMS/Insight – Export.

În modulul ADAMS/Insight este necesară setarea factorilor - variabilele de proiectare și a răspunsurilor - funcțiile obiectiv. Pentru a fi utilizați în procesul de optimizare, factorii și răspunsurile trebuie promovați(e) din lista “Candidates” în lista “Inclusions”, cu ajutorul comenzii “Promote to inclusions”.

În continuare, se definește tipul de experiment, pentru care se indică strategia de investigație, modelul utilizat (ex. liniar, pătratic, cubic) și tipul tehnicii DOE. Fiecare răspuns (funcție obiectiv) va fi analizat(ă) pe baza unei funcții de regresie care aproximează modelul, astfel încât eroarea dintre valorile precise și cele măsurate să fie minimă.

După configurarea strategiei de investigație următorul pas este generarea spațiului de proiectare (Design Space) și a spațiului de lucru (Work Space). Spațiul de proiectare este o matrice în care se prezintă sub o formă normalizată combinațiile între valorile de interes ale factorilor. Astfel, valoarea “-1” corespunde valorii minime a factorului, iar “1” valorii maxime [96].

Valorile concrete ale factorilor se regăsesc în spațiul de lucru, alături de coloanele specifice răspunsurilor. Pentru fiecare probă din această matrice urmează să se efectueze o analiză/simulare în ADAMS/View, în vederea determinării valorilor răspunsurilor. După finalizarea simulărilor, rezultatele apar automat în spațiul de lucru, prin completarea coloanelor răspunsurilor cu valori numerice. În continuare, pe baza strategiei de investigație utilizată la generarea spațiului de proiectare & lucru, se dezvoltă funcția de regresie specifică.

ADAMS/Insight oferă indicatori grafici care definesc corectitudinea valorilor obținute prin metodele de evaluare, și anume: roșu - valoarea trebuie investigată, galben - valoarea nu este greșită, dar trebuie avută în vedere, verde - valoarea este adecvată [96].

În măsura în care valorile obținute sunt adecvate (toți indicatorii metodelor sunt pe verde), se poate trece la optimizarea efectivă a sistemului, în cazul de față pentru determinarea



valorilor optime ale factorilor de amplificare ai controlerelor, care minimizează eroarea de orientare (mai precis, rădăcina medie pătratică a erorii de orientare pe durata simulării).

În vederea optimizării sistemului de ghidare propus au fost testate mai multe strategii de investigație, pentru a determina strategia optimă. Optimizarea cinematică va fi realizată în prima fază pentru mecanismul de ghidare a punții față, strategia optimă determinată în acest caz urmând să fie utilizată și pentru optimizarea mecanismului de ghidare a punții spate. Pentru fiecare strategie de optimizare se vor prezenta spațiul de proiectare, spațiul de lucru și casetele de evaluare a funcției de regresie. Modelul utilizat este un model tip “sfert de automobil” pe partea dreaptă, pentru ambele punți (față și spate).

### 3.4. OPTIMIZAREA CINEMATICĂ A MECANISMULUI DE GHIDARE A ROȚII FAȚĂ

După cum s-a menționat, în vederea determinării strategiei optime de investigație s-a folosit modelul cinematic al mecanismului de ghidare a roții față, pentru care modelul MBS conceput în ADAMS/View este prezentat în figura 3.17. Obiectivul optimizării constă din minimizarea variațiilor de ecartament, ampatament și bracare indusă, valoarea monitorizată pentru fiecare funcție obiectiv (răspuns) fiind rădăcina medie pătratică pe durata simulării.

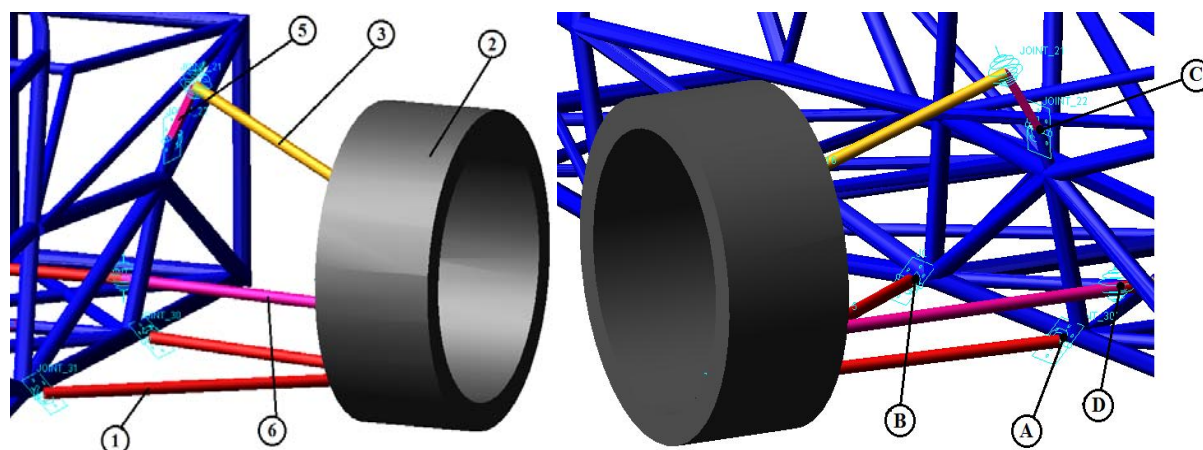


Fig. 3.17. Mecanismul de ghidare a roții față utilizat în procesul de optimizare.

Variabilele de proiectare sunt reprezentate de coordonatele globale (X, Y, Z) ale punctelor în care sunt poziționate articulațiile la șasiu. Astfel, în punctele A și B sunt amplasate articulațiile sferice dintre brațul inferior (1) și șasiu, în punctul C se realizează legătura între balansierul (5) și șasiu, iar punctul D reprezintă locația articulației sferice dintre bieleta de direcție (6) și șasiu (de fapt, cremaliera, dar în modelul cinematic cremaliera este conectată fix de șasiu). Cu acestea, în tabelul 3.3 sunt sintetizate variabilele de proiectare utilizate în procesul de optimizare a mecanismului de ghidare a roții față.

Tabelul 3.3. Variabilele de proiectare utilizate pentru optimizarea mecanismului de ghidare a roții față.

|   | X     | Y     | Z     |
|---|-------|-------|-------|
| A | DV_1  | DV_2  | DV_3  |
| B | DV_4  | DV_5  | DV_6  |
| C | DV_7  | DV_8  | DV_9  |
| D | DV_10 | DV_11 | DV_12 |

Valorile inițiale ale variabilelor de proiectare sunt (în [mm]): DV\_1 = -270.37, DV\_2 = 38.5, DV\_3 = 108.37, DV\_4 = -193.5, DV\_5 = 38.5, DV\_6 = -279.43, DV\_7 = -297.64, DV\_8 = 214.89, DV\_9 = 38.21, DV\_10 = -288.5, DV\_11 = 101.5, DV\_12 = 135.01. Pentru fiecare variabilă, domeniul de variație este de  $\pm 20$  mm relativ la valoarea inițială (standard).

În continuare s-au testat o serie de strategii de investigație, în scopul de a identifica strategia care conduce la rezultate optime, din punct de vedere al corectitudinii funcțiilor de regresie. În figurile care urmează se notează cu f\_01, f\_02, ..., f\_12 - variabilele de proiectare (cu alte cuvinte f\_01  $\rightarrow$  DV\_1, f\_02  $\rightarrow$  DV\_2 ș.a.m.d.), r\_01, r\_02, r\_03 fiind răspunsurile, după cum urmează: r\_01 - variație ampatament, r\_02 - variație ecartament, r\_03 - variație bracare indusă.

### 3.4.3. DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal

Spre deosebire de modelele liniare anterioare, în funcția de regresie generată prin această strategie apar termeni noi, reprezentați de produse între factori (fiecare cu fiecare). Tehnica DOE de tip D-Optimal produce un model care minimizează incertitudinea coeficienților. Tehnica este caracterizată prin flexibilitate, permițând specificarea numărului total de rulări într-un experiment, suplimentarea cu rulări din alte experimente și indicarea de nivele diferite pentru fiecare factor.

Rezultatele specifice acestei strategii sunt reprezentate în figură 3.20, toți parametrii de evaluare încadrându-se în limite acceptabile, datorită acestui fapt funcțiile de regresie pe care le generează acest model sunt valide (utile), fără să fie necesare finisări (rafinări).

| Design Space |          |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|              | Trial    | f_01 | f_02 | f_03 | f_04 | f_05 | f_06 | f_07 | f_08 | f_09 | f_10 | f_11 | f_12 |
| 1            | Trial 1  | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 2            | Trial 2  | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 3            | Trial 3  | -1   | 1    | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 4            | Trial 4  | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   |
| 5            | Trial 5  | -1   | -1   | -1   | 1    | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 6            | Trial 6  | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 7            | Trial 7  | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 8            | Trial 8  | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 9            | Trial 9  | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   |
| 10           | Trial 10 | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   |
| 11           | Trial 11 | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | 1    |
| 12           | Trial 12 | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   |
| 13           | Trial 13 | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   |
| 14           | Trial 14 | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    |
| 15           | Trial 15 | 1    | -1   | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | -1   | 1    |
| 16           | Trial 16 | 1    | 1    | 1    | -1   | -1   | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    |
| 17           | Trial 17 | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | -1   |
| 18           | Trial 18 | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    |
| 19           | Trial 19 | 1    | -1   | 1    | -1   | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    |
| 20           | Trial 20 | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | -1   |
| 21           | Trial 21 | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | -1   | -1   | 1    | -1   | 1    |
| 22           | Trial 22 | -1   | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   |
| 23           | Trial 23 | -1   | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    |
| 24           | Trial 24 | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    |
| 25           | Trial 25 | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | -1   | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    |
| 26           | Trial 26 | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | -1   |
| 27           | Trial 27 | -1   | 1    | -1   | 1    | -1   | -1   | 1    | 1    | 1    | -1   | -1   | 1    |
| 28           | Trial 28 | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | 1    |
| 29           | Trial 29 | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | -1   | -1   | 1    |
| 30           | Trial 30 | 1    | -1   | 1    | 1    | -1   | -1   | 1    | 1    | -1   | -1   | 1    | -1   |
| 31           | Trial 31 | -1   | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    |

a.

Fig. 3.20. Rezultatele specifice strategiei DOE Screening - Interactions - D-Optimal.

| Work Space |          |         |       |        |        |      |         |         |        |       |        |       |        |          |         |          |
|------------|----------|---------|-------|--------|--------|------|---------|---------|--------|-------|--------|-------|--------|----------|---------|----------|
|            | Trial    | f_01    | f_02  | f_03   | f_04   | f_05 | f_06    | f_07    | f_08   | f_09  | f_10   | f_11  | f_12   | r_01     | r_02    | r_03     |
| 1          | Trial 1  | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -233.5 | 78.5 | -319.43 | -337.64 | 174.89 | -1.79 | -328.5 | 61.5  | 95.01  | 0.761027 | 1.16123 | 0.707485 |
| 2          | Trial 2  | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -233.5 | -1.5 | -239.43 | -337.64 | 174.89 | -1.79 | -328.5 | 61.5  | 95.01  | 0.694637 | 1.05264 | 0.649055 |
| 3          | Trial 3  | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -257.64 | 174.89 | -1.79 | -328.5 | 61.5  | 95.01  | 0.756245 | 1.09399 | 0.668552 |
| 4          | Trial 4  | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -337.64 | 254.89 | -1.79 | -328.5 | 61.5  | 95.01  | 0.691418 | 1.05116 | 0.646665 |
| 5          | Trial 5  | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -337.64 | 174.89 | 78.21 | -328.5 | 61.5  | 95.01  | 0.705518 | 1.11617 | 0.697191 |
| 6          | Trial 6  | -310.37 | 1.5   | 68.37  | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -337.64 | 174.89 | -1.79 | -328.5 | 141.5 | 95.01  | 0.718306 | 1.09239 | 0.670832 |
| 7          | Trial 7  | -310.37 | -78.5 | 148.37 | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -337.64 | 174.89 | -1.79 | -248.5 | 61.5  | 95.01  | 0.653709 | 1.11547 | 0.641761 |
| 8          | Trial 8  | -310.37 | -78.5 | 68.37  | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -337.64 | 174.89 | -1.79 | -248.5 | 61.5  | 175.01 | 0.694215 | 1.05256 | 0.649076 |
| 9          | Trial 9  | -230.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -239.43 | -337.64 | 174.89 | -1.79 | -248.5 | 141.5 | 175.01 | 0.735103 | 1.12102 | 0.685094 |
| 10         | Trial 10 | -230.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | -1.5 | -239.43 | -257.64 | 254.89 | -1.79 | -248.5 | 141.5 | 175.01 | 0.670048 | 1.05005 | 0.622397 |
| 11         | Trial 11 | -230.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | -1.5 | -239.43 | -337.64 | 174.89 | 78.21 | -248.5 | 141.5 | 175.01 | 0.715944 | 1.08934 | 0.668295 |
| 12         | Trial 12 | -230.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -319.43 | -337.64 | 254.89 | 78.21 | -248.5 | 61.5  | 175.01 | 0.71394  | 1.08467 | 0.666505 |
| 13         | Trial 13 | -230.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -319.43 | -257.64 | 174.89 | 78.21 | -248.5 | 61.5  | 175.01 | 0.708349 | 1.18107 | 0.649489 |
| 14         | Trial 14 | -310.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -239.43 | -257.64 | 254.89 | 78.21 | -328.5 | 141.5 | 175.01 | 0.766073 | 1.19254 | 0.7084   |
| 15         | Trial 15 | -230.37 | -78.5 | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -239.43 | -257.64 | 254.89 | 78.21 | -248.5 | 141.5 | 95.01  | 0.626436 | 1.1085  | 0.611861 |
| 16         | Trial 16 | -310.37 | 1.5   | 148.37 | -233.5 | 78.5 | -239.43 | -257.64 | 254.89 | 78.21 | -248.5 | 141.5 | 175.01 | 0.747194 | 1.19824 | 0.645667 |
| 17         | Trial 17 | -230.37 | 1.5   | 68.37  | -233.5 | 78.5 | -239.43 | -337.64 | 254.89 | 78.21 | -248.5 | 141.5 | 95.01  | 0.660128 | 1.0969  | 0.605728 |
| 18         | Trial 18 | -310.37 | 1.5   | 68.37  | -153.5 | 78.5 | -239.43 | -257.64 | 174.89 | 78.21 | -248.5 | 141.5 | 95.01  | 0.71195  | 1.10193 | 0.661407 |
| 19         | Trial 19 | -230.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | -1.5 | -319.43 | -257.64 | 254.89 | 78.21 | -328.5 | 141.5 | 95.01  | 0.698878 | 1.18613 | 0.680739 |
| 20         | Trial 20 | -310.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -319.43 | -257.64 | 254.89 | -1.79 | -248.5 | 61.5  | 95.01  | 0.739461 | 1.21712 | 0.72009  |
| 21         | Trial 21 | -230.37 | 1.5   | 68.37  | -233.5 | 78.5 | -239.43 | -257.64 | 174.89 | -1.79 | -248.5 | 141.5 | 175.01 | 0.712892 | 1.14988 | 0.658224 |
| 22         | Trial 22 | -230.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -319.43 | -337.64 | 174.89 | 78.21 | -328.5 | 141.5 | 95.01  | 0.745548 | 1.16003 | 0.649772 |
| 23         | Trial 23 | -310.37 | -78.5 | 148.37 | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -257.64 | 174.89 | -1.79 | -328.5 | 141.5 | 95.01  | 0.693005 | 1.11771 | 0.641274 |
| 24         | Trial 24 | -310.37 | 1.5   | 68.37  | -153.5 | -1.5 | -239.43 | -337.64 | 254.89 | 78.21 | -248.5 | 141.5 | 175.01 | 0.633269 | 1.12194 | 0.618051 |
| 25         | Trial 25 | -310.37 | -78.5 | 148.37 | -233.5 | 78.5 | -319.43 | -257.64 | 254.89 | 78.21 | -328.5 | 61.5  | 95.01  | 0.734702 | 1.0918  | 0.644497 |
| 26         | Trial 26 | -310.37 | -78.5 | 148.37 | -153.5 | -1.5 | -319.43 | -337.64 | 254.89 | -1.79 | -248.5 | 141.5 | 175.01 | 0.811208 | 1.22399 | 0.753984 |
| 27         | Trial 27 | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -153.5 | 78.5 | -239.43 | -257.64 | 254.89 | -1.79 | -328.5 | 141.5 | 95.01  | 0.701851 | 1.11924 | 0.606771 |
| 28         | Trial 28 | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -153.5 | -1.5 | -319.43 | -337.64 | 174.89 | -1.79 | -248.5 | 61.5  | 95.01  | 0.627062 | 1.11039 | 0.612379 |
| 29         | Trial 29 | -310.37 | 1.5   | 148.37 | -233.5 | -1.5 | -319.43 | -257.64 | 254.89 | -1.79 | -328.5 | 61.5  | 175.01 | 0.785696 | 1.18331 | 0.731419 |
| 30         | Trial 30 | -230.37 | -78.5 | 68.37  | -153.5 | -1.5 | -239.43 | -257.64 | 174.89 | 78.21 | -328.5 | 141.5 | 175.01 | 0.711644 | 1.20337 | 0.65002  |
| 31         | Trial 31 | -310.37 | 1.5   | 148.37 | -153.5 | 78.5 | -239.43 | -337.64 | 174.89 | 78.21 | -248.5 | 61.5  | 95.01  | 0.722558 | 1.22699 | 0.703092 |

b.

| Studentized res |      |      |      |
|-----------------|------|------|------|
|                 | r_01 | r_02 | r_03 |
| 1               | 0    | 0    | 0    |
| 2               | 0    | 0    | 0    |
| 3               | 0    | 0    | 0    |
| 4               | 0    | 0    | 0    |
| 5               | 0    | 0    | 0    |
| 6               | 0    | 0    | 0    |
| 7               | 0    | 0    | 0    |
| 8               | 0    | 0    | 0    |
| 9               | 0    | 0    | 0    |
| 10              | 0    | 0    | 0    |
| 11              | 0    | 0    | 0    |
| 12              | 0    | 0    | 0    |
| 13              | 0    | 0    | 0    |
| 14              | 0    | 0    | 0    |
| 15              | 0    | 0    | 0    |
| 16              | 0    | 0    | 0    |
| 17              | 0    | 0    | 0    |
| 18              | 0    | 0    | 0    |
| 19              | 0    | 0    | 0    |
| 20              | 0    | 0    | 0    |
| 21              | 0    | 0    | 0    |

c.

| Cook's statistic |      |      |      |
|------------------|------|------|------|
|                  | r_01 | r_02 | r_03 |
| 1                | 0    | 0    | 0    |
| 2                | 0    | 0    | 0    |
| 3                | 0    | 0    | 0    |
| 4                | 0    | 0    | 0    |
| 5                | 0    | 0    | 0    |
| 6                | 0    | 0    | 0    |
| 7                | 0    | 0    | 0    |
| 8                | 0    | 0    | 0    |
| 9                | 0    | 0    | 0    |
| 10               | 0    | 0    | 0    |
| 11               | 0    | 0    | 0    |
| 12               | 0    | 0    | 0    |
| 13               | 0    | 0    | 0    |
| 14               | 0    | 0    | 0    |
| 15               | 0    | 0    | 0    |
| 16               | 0    | 0    | 0    |
| 17               | 0    | 0    | 0    |
| 18               | 0    | 0    | 0    |
| 19               | 0    | 0    | 0    |
| 20               | 0    | 0    | 0    |
| 21               | 0    | 0    | 0    |

d.

| Term significan |      |      |      |
|-----------------|------|------|------|
|                 | r_01 | r_02 | r_03 |
| 1               | 0    | 0    | 0    |
| 2               | 0    | 0    | 0    |
| 3               | 0    | 0    | 0    |
| 4               | 0    | 0    | 0    |
| 5               | 0    | 0    | 0    |
| 6               | 0    | 0    | 0    |
| 7               | 0    | 0    | 0    |
| 8               | 0    | 0    | 0    |
| 9               | 0    | 0    | 0    |
| 10              | 0    | 0    | 0    |
| 11              | 0    | 0    | 0    |
| 12              | 0    | 0    | 0    |
| 13              | 0    | 0    | 0    |
| 14              | 0    | 0    | 0    |
| 15              | 0    | 0    | 0    |
| 16              | 0    | 0    | 0    |
| 17              | 0    | 0    | 0    |
| 18              | 0    | 0    | 0    |
| 19              | 0    | 0    | 0    |
| 20              | 0    | 0    | 0    |
| 21              | 0    | 0    | 0    |

e.

Fig. 3.20. Rezultatele specifice strategiei DOE Screening - Interactions - D-Optimal.

**Term coefficients for model "M"**

|    | r_01        | r_02        | r_03        |
|----|-------------|-------------|-------------|
| 1  | 49.782      | 55.798      | 48.353      |
| 2  | -0.00061666 | 0.0035899   | -0.0031386  |
| 3  | 0.050231    | -0.06658    | 0.030149    |
| 4  | -0.0036812  | -0.0029383  | -0.00089509 |
| 5  | -0.0022794  | -0.0064009  | -0.0020881  |
| 6  | -0.063595   | 0.044491    | -0.044686   |
| 7  | -0.0092248  | -0.0017742  | -0.0094516  |
| 8  | -0.11462    | -0.081783   | -0.10277    |
| 9  | -0.17633    | -0.29915    | -0.15714    |
| 10 | 0.0028965   | 0.0077397   | 0.0011931   |
| 11 | -0.075412   | -0.1221     | -0.074803   |
| 12 | 0.04309     | 0.12101     | 0.037216    |
| 13 | 0.015687    | 0.0014831   | 0.017112    |
| 14 | 0.021058    | 0.0010912   | 0.016707    |
| 15 | 0.062251    | -0.014916   | 0.063106    |
| 16 | 0.0057984   | 0.00061664  | 0.0055367   |
| 17 | 1.2522e-06  | 1.9585e-06  | -1.2334e-06 |
| 18 | -3.3488e-06 | -9.8798e-07 | -2.0596e-06 |
| 19 | 3.8061e-06  | -2.7957e-06 | 2.5289e-06  |
| 20 | 4.978e-05   | 1.5516e-07  | 3.2867e-06  |
| 21 | -1.2836e-06 | 6.3213e-07  | -3.1883e-06 |

f.

**Rules-of-thumb sum**

|           | r_01 | r_02 | r_03 |
|-----------|------|------|------|
| Fit       | ●    | ●    | ●    |
| Term      | ●    | ●    | ●    |
| Residuals | ●    | ●    | ●    |

g.

**Goodness-of-fit for model**

|       | r_01    | r_02    | r_03    |
|-------|---------|---------|---------|
| R2    | 1 ●     | 1 ●     | 1 ●     |
| R2adj | 1 ●     | 1 ●     | 1 ●     |
| P     | 0 ●     | 0 ●     | 0 ●     |
| R/V   | 1e+20 ● | 1e+20 ● | 1e+20 ● |

h.

Fig. 3.20. Rezultatele specifice strategiei DOE Screening - Interactions - D-Optimal.

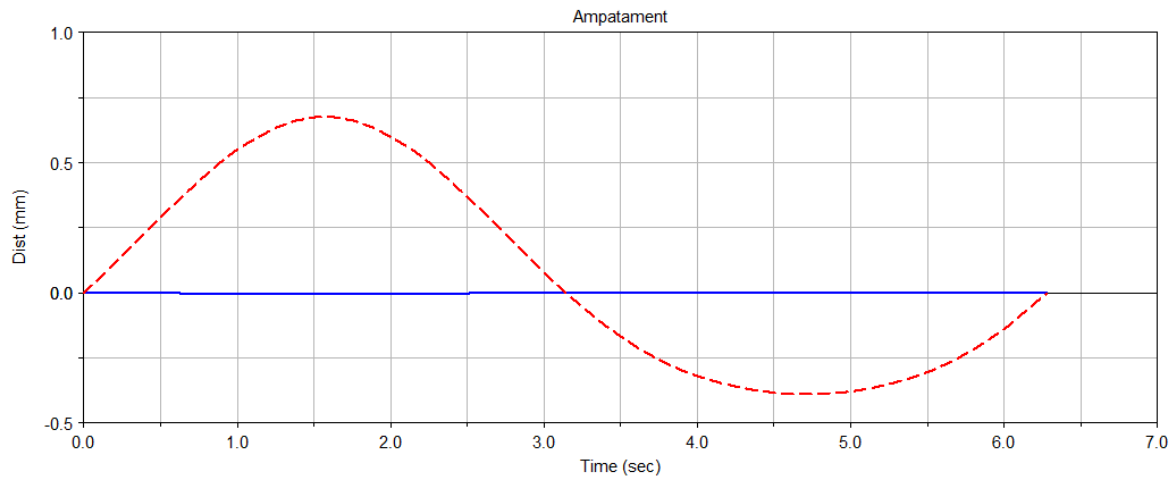
Din cele cinci strategii analizate, trei (DOE Response Surface – Linear – Latin Hypercube; DOE Screening (2 Level) – Linear – Plackett Burman; DOE Screening (2 Level) - Liniar - Frațional Factorial) pot fi folosite pentru optimizarea sistemului de suspensie cu condiția finisării funcțiilor de regresie. **Strategia DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal** poate fi folosită fără a fi necesară finisarea funcțiilor de regresie, prin urmare studiul de optimizare a mecanismului de ghidare a roții față de baza pe această strategie. După cum s-a menționat, obiectivul optimizării constă din minimizarea celor trei răspunsuri (corespunzătoare variațiilor de ecartament, ampatament și bracare indusă). Algoritmul utilizat pentru optimizare este OptDes - GRG (integrat în ADAMS/Insight).

Prin rularea operației de optimizare, s-au obținut valorile optime ale factorilor (variabilelor de proiectare), după cum urmează (în [mm]): DV\_1 = -230.37, DV\_2 = -1.5, DV\_3 = 68.37, DV\_4 = -233.5, DV\_5 = -1.5, DV\_6 = -319.43, DV\_7 = -257.64, DV\_8=254.89, DV\_9 = 78.21, DV\_10 = -248.5, DV\_11 = 61.5, DV\_12 = 175.01.

Cu aceste valori, prin analiza cinematică efectuată în ADAMS/View se obțin variațiile în timp ale mărimilor de interes, rezultatele fiind prezentate în fig. 3.24-3.26 (curbele cu albastru). Pentru comparare se prezintă și rezultatele corespunzătoare mecanismului inițial, înainte de optimizare (curbele cu roșu), observându-se o îmbunătățire semnificativă a tuturor parametrilor, ceea ce demonstrează viabilitatea algoritmului de optimizare implementat.

În continuare, se “înlocuiesc” restricțiile cinematice utilizate pentru anularea variațiilor unghiurilor de cădere și fugă ale roții cu un balansier dispus între brațul superior și șasiu. În acest sens, se identifică punctul M de pe brațul superior a cărui traiectorie pe durata simulării este apropiată de una circulară, punct care are următoarele coordonate globale (în poziția inițială):  $X_M = -432.8$ ,  $Y_M = 274.8$ ,  $Z_M = 38$ . Pe baza traiectoriei descrise de acest punct în timpul simulării (fig. 3.27), se determină coordonatele globale ale focarului  $M_0$  la șasiu, conform algoritmului propus în subcap. 2.6, obținându-se următoarele valori:  $X_{M_0} = -323.9$ ,  $Y_{M_0} = 245.9$ ,  $Z_{M_0} = 42.9$ . Totodată se determină orientarea axei de rotație a balansierului la

șasiu, definită prin punctul  $M_0$  și un alt punct  $M_0'$  de coordonate  $X_{M_0'} = -318.2$ ,  $Y_{M_0'} = 250.4$ ,  $Z_{M_0'} = -56.8$ , mecanismul de ghidare astfel obținut fiind prezentat în figura 3.28.



a.

Fig. 3.24. Variația în timp a ampatamentului (înainte și după optimizare).

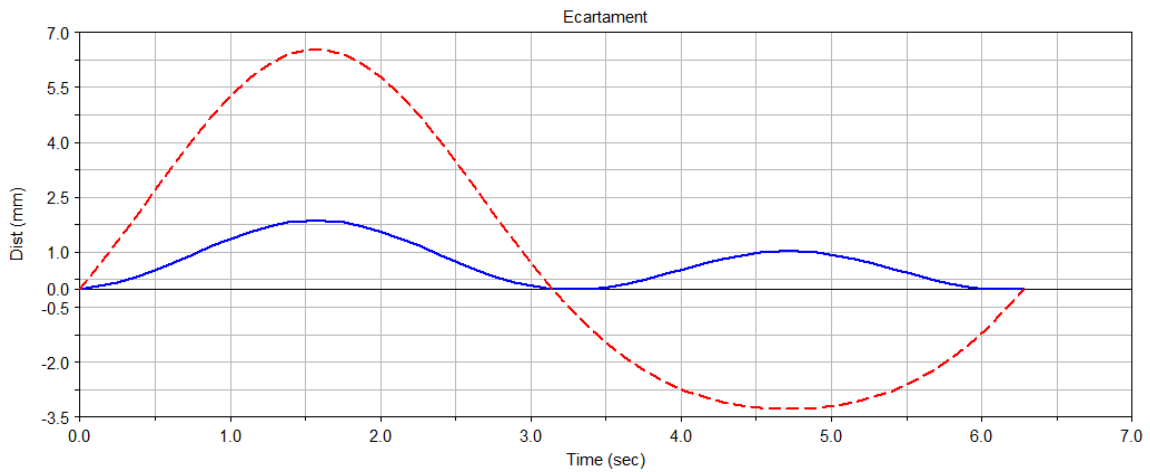
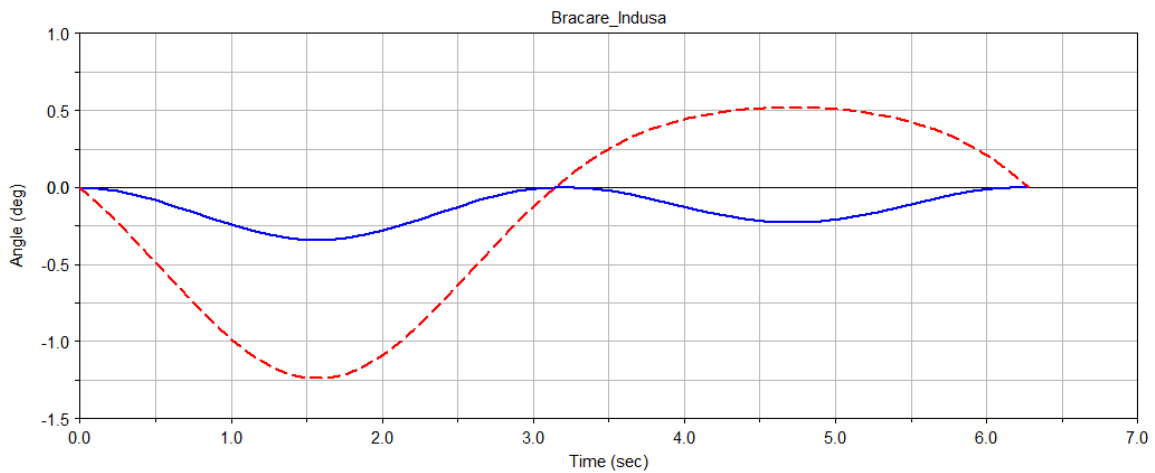


Fig. 3.25. Variația în timp a ecartamentului (înainte și după optimizare).



c.

Fig. 3.26. Variația în timp a unghiului de bracare indusă (înainte și după optimizare).



Prin analiza cinematică a acestui mecanism, se obțin variații aproximativ nule ale unghiurilor de cădere și fugă ale roții (v. fig. 3.29, 3.30), ceea ce demonstrează viabilitatea înlocuirii restricțiilor cinematice (prin care se anulează inițial aceste variații) cu balansierul dispus între biela superioară și șasiu.

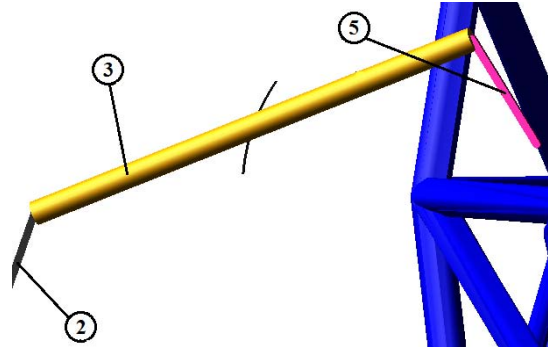


Fig. 3.27. Traiectoria descrisă de punctul de interes de pe bielă în timpul simulării.

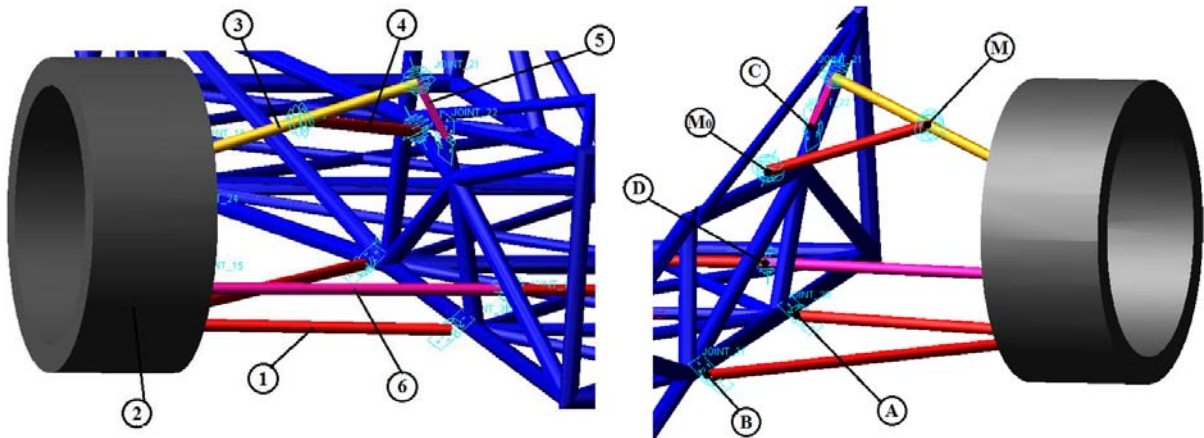


Fig. 3.28. Mecanismul de ghidare a roții față obținut în urma procesului de optimizare.

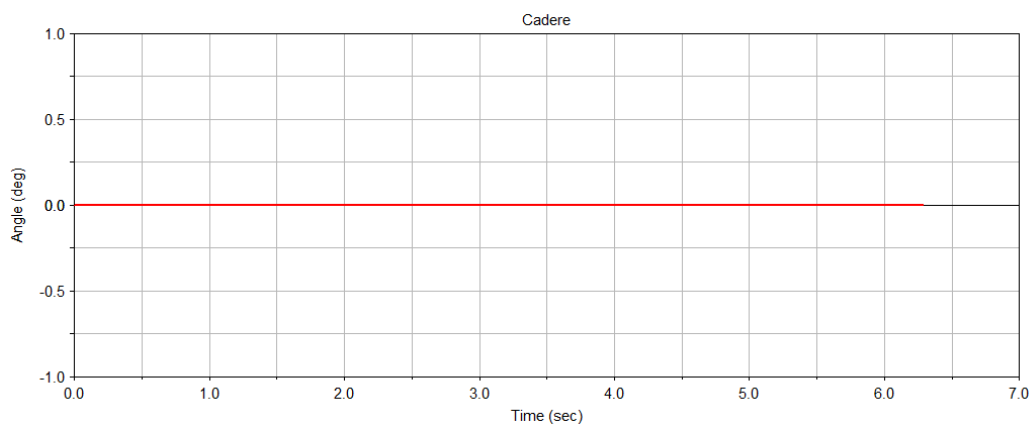


Fig. 3.29. Variația în timp a unghiului de cădere.

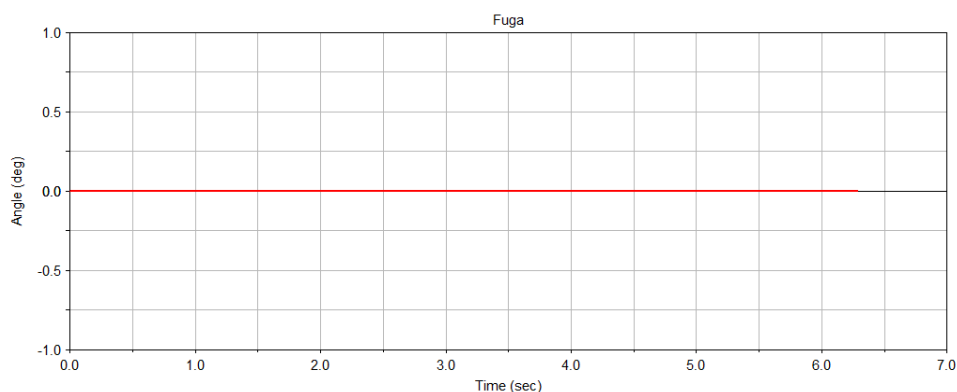


Fig. 3.30 Variația în timp a unghiului de fugă.

### 3.5. OPTIMIZAREA CINEMATICĂ A MECANISMULUI DE GHIDARE A ROȚII SPATE

Modelul MBS conceput în ADAMS/View pentru mecanismul de ghidare a roții spate este prezentat în figura 3.31, obiectivul optimizării constând, ca și la suspensia față, din minimizarea variațiilor de ecartament, ampatament și bracare indusă (variațiile unghiurilor de cădere și fugă ale roții sunt anulate prin restricții cinemate).

Variabilele de proiectare sunt reprezentate de coordonatele globale (X, Y, Z) ale punctelor în care sunt poziționate articulațiile la șasiu. Astfel, în punctele A și B sunt amplasate articulațiile sferice dintre brațul inferior (1) și șasiu, în punctul C se realizează legătura între balansier (5) și șasiu, iar punctul D reprezintă locația articulației sferice dintre bieleta (6) și șasiu. Cu acestea, în tabelul 3.4 sunt sintetizate variabilele de proiectare utilizate în procesul de optimizare a mecanismului de ghidare a roții spate.

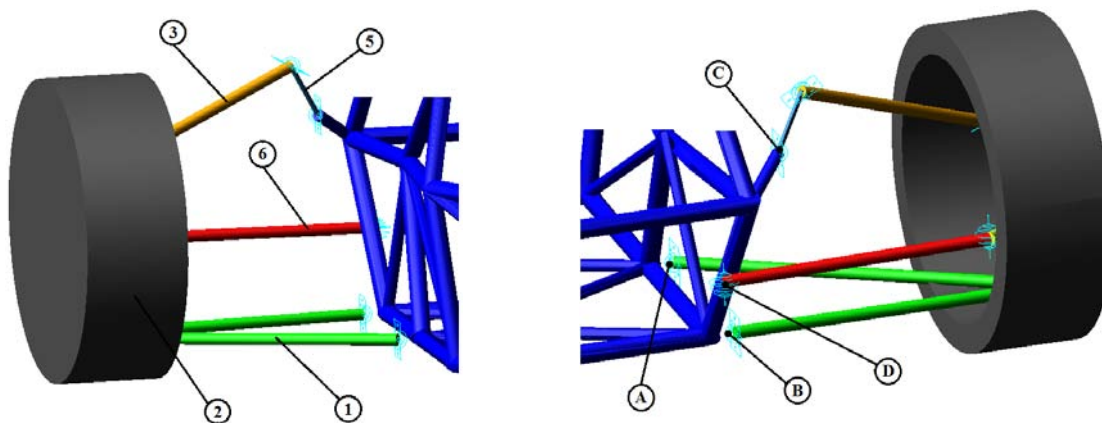


Fig. 3.31. Modelul cinematic al mecanismului de ghidare a roții spate.

Tabelul 3.4. Variabilele de proiectare utilizate pentru optimizarea mecanismului de ghidare a roții spate.

|   | X     | Y     | Z     |
|---|-------|-------|-------|
| A | DV_1  | DV_2  | DV_3  |
| B | DV_4  | DV_5  | DV_6  |
| C | DV_7  | DV_8  | DV_9  |
| D | DV_10 | DV_11 | DV_12 |

Valorile inițiale ale variabilelor de proiectare sunt ([mm]): DV\_1 = -341.42, DV\_2 = -50.0, DV\_3 = -1310.74, DV\_4 = -319.62, DV\_5 = -50.0, DV\_6 = -1617.95, DV\_7 = -344.97, DV\_8 = 211.15, DV\_9 = -1743.65, DV\_10 = -213.76, DV\_11 = 54.01, DV\_12 = -1720.29. Pentru fiecare variabilă, domeniul de variație este de  $\pm 20$  mm relativ la valoarea inițială.

După cum s-a menționat, optimizarea cinematică a mecanismului de ghidare a roții nedirectoare spate se efectuează cu strategia determinată în cazul mecanismului de ghidare a roții față, în speță DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal. Algoritmul utilizat pentru optimizare este, și în acest caz, OptDes - GRG.

Prin rularea operației de optimizare, s-au obținut valorile optime ale factorilor (variabilelor de proiectare), după cum urmează ([mm]): DV\_1 = -381.42, DV\_2 = -90.0, DV\_3 = -1270.74, DV\_4 = -279.62, DV\_5 = -10.0, DV\_6 = -1657.95, DV\_7 = -384.97, DV\_8 = 171.15, DV\_9 = -1783.65, DV\_10 = -173.76, DV\_11 = 14.01, DV\_12 = -1760.29.

Cu aceste valori, prin analiza cinematică efectuată în ADAMS/View se obțin variațiile în timp ale mărimilor de interes, rezultatele fiind prezentate în fig. 3.33-3.35 (curbele cu albastru). Pentru comparare se prezintă și rezultatele corespunzătoare mecanismului inițial, înainte de optimizare (curbele cu roșu), observându-se o îmbunătățire semnificativă a tuturor parametrilor, ceea ce demonstrează viabilitatea algoritmului de optimizare adoptat / implementat.

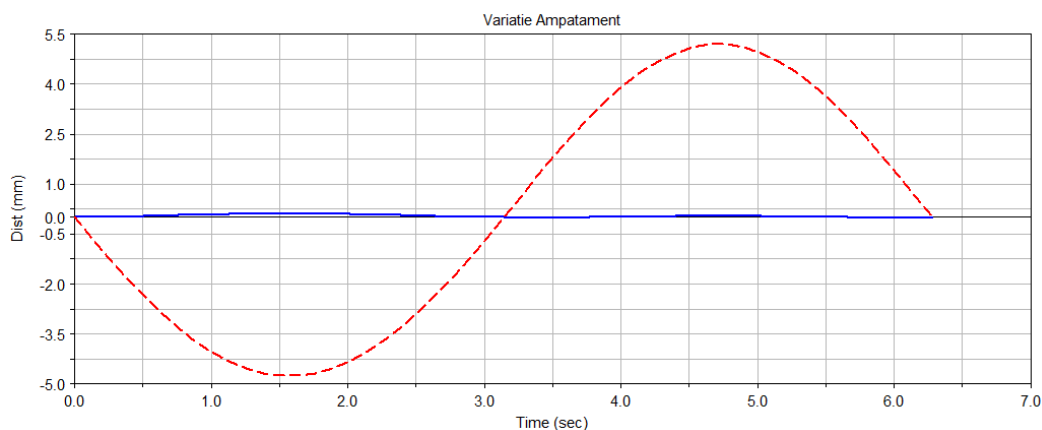


Fig. 3.33. Variația în timp a ampatamentului (înainte și după optimizare).

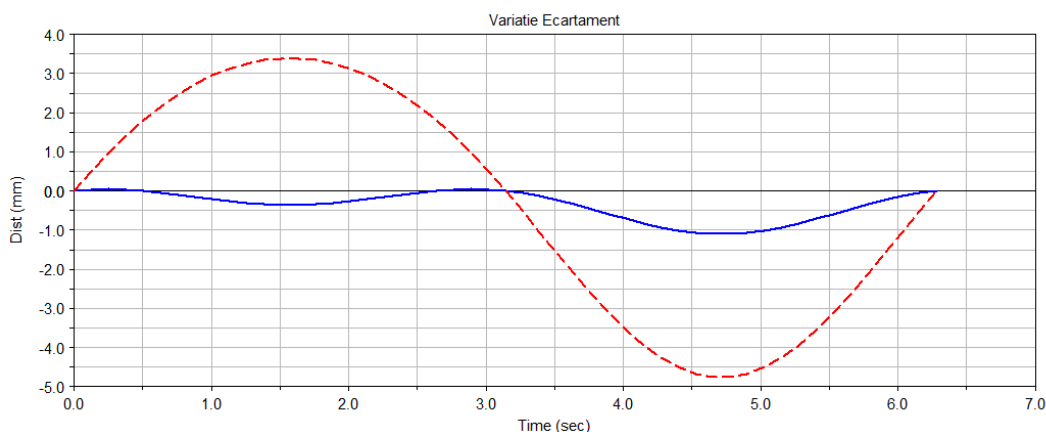


Fig. 3.34. Variația în timp a ecartamentului (înainte și după optimizare).



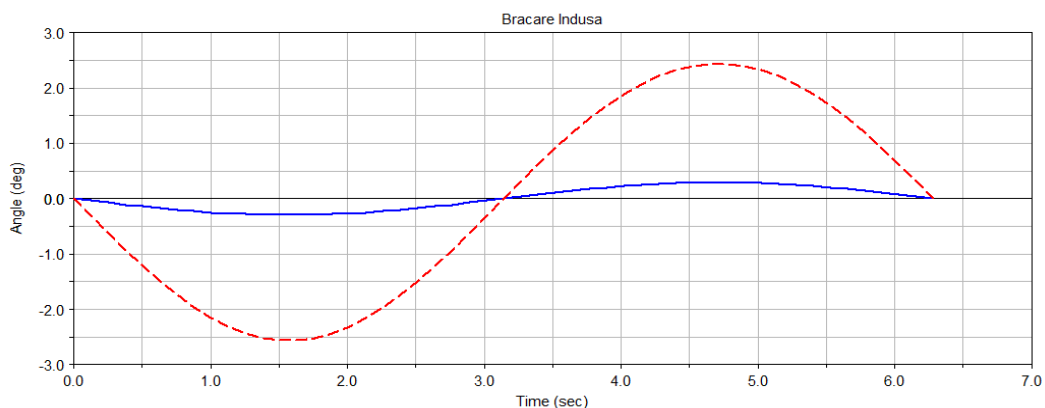


Fig. 3.35. Variația în timp a unghiului de bracare indusă (înainte și după optimizare).

În continuare, se “înlocuiesc” restricțiile cinematice utilizate pentru anularea variațiilor unghiurilor de cădere și fugă ale roții cu un balansier dispus între brațul superior și șasiu. În acest sens, se identifică punctul M de pe brațul superior a cărui traiectorie pe durata simulării este apropiată de una circulară, punct care are următoarele coordonate globale (în poziția inițială):  $X_M = -525.9$ ,  $Y_M = 225.9$ ,  $Z_M = -1663.8$ . Pe baza traiectoriei descrise de acest punct în timpul simulării (fig. 3.36), se determină coordonatele globale ale focarului  $M_0$  la șasiu, obținându-se următoarele valori:  $X_{M_0} = -282.1$ ,  $Y_{M_0} = 152.4$ ,  $Z_{M_0} = -1698.3$ . Totodată se determină orientarea axei de rotație a balansierului la șasiu, definită prin  $M_0$  și un alt punct  $M_0'$  de coordonate  $X_{M_0'} = -267.5$ ,  $Y_{M_0'} = 154.4$ ,  $Z_{M_0'} = -1599.4$ , mecanismul de ghidare astfel obținut fiind prezentat în figura 3.37.

Ca și la mecanismul de ghidare a roții față, și în acest caz se obțin variații aproximativ nule ale unghiurilor de cădere și fugă ale roții, ceea ce demonstrează viabilitatea înlocuirii restricțiilor cinematice (prin care se anulau inițial aceste variații) cu balansierul dispus între biela superioară și șasiu.

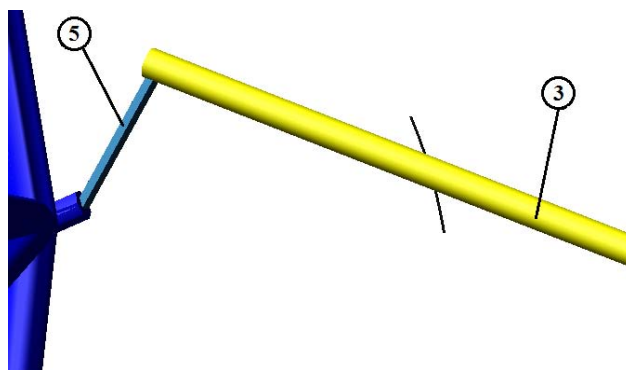


Fig. 3.36. Traiectoria descrisă de punctul de interes de pe bielă în timpul simulării.

În concluzie, în urma procesului de optimizare, variațiile tuturor parametrilor cinematici de interes se încadrează în limitele acceptate pentru monoposturi tip Formula Student, atât la suspensia față cât și la suspensia spate, cu un efect pozitiv asupra comportamentului vehiculului în rulare (după cum se va vedea în capitolul 5 al lucrării). Se observă faptul că odată cu anularea variațiilor unghiurilor de cădere și fugă ale roților, se minimizează variațiile de ecartament, ampatament și bracare indusă, lucru care în cazul suspensiei clasice de tip patruleter este imposibil.

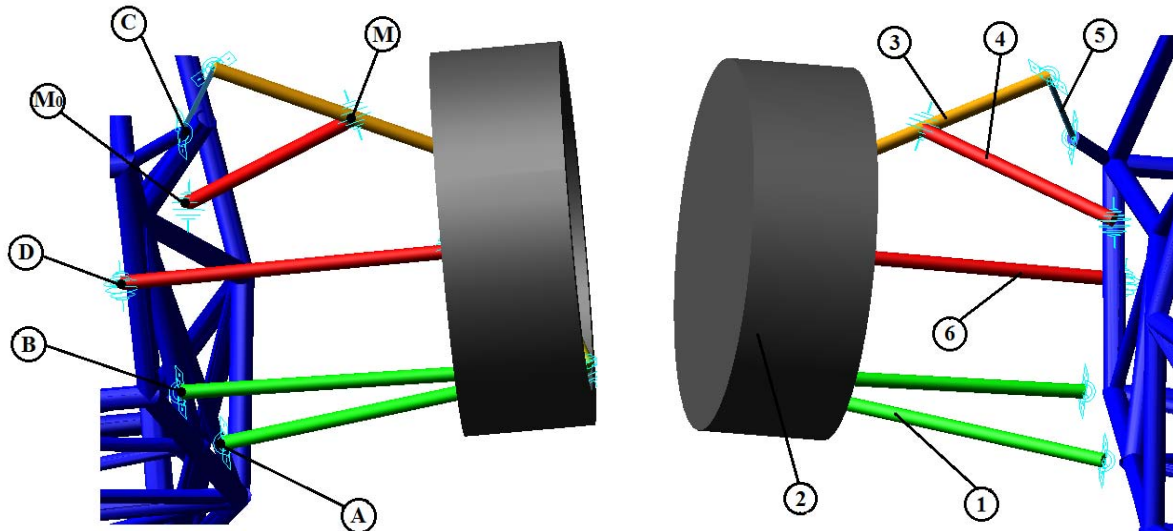


Fig. 3.37. Mecanismul de ghidare a roții spate obținut în urma procesului de optimizare.

### 3.6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Pe baza celor prezentate se desprind următoarele **concluzii**:

- strategie de investigație DOE Screening – Interactions – D-Optimal oferă rezultate corespunzătoare atât în optimizarea cinematică cât și în cea dinamică, fără a fi necesară finisarea funcțiilor de regresie;
- modelarea, simularea și optimizarea în mediu MBS precede realizarea și implementarea prototipului fizic, vizând evaluarea și îmbunătățirea comportamentului cinematic al mecanismului de suspensie;
- studiul de optimizare conduce la o reducere substanțială a variațiilor unghiurilor și deplasărilor importante din sistem, cu modificări minore în configurația geometrică a mecanismului, ceea ce are efect benefic asupra funcționalității sistemului de suspensie.

Principalele **contribuții** originale din acest capitol pot fi sintetizate astfel:

- conceperea soluției optime a mecanismului de ghidare a roților față și spate pentru un automobil de competiție (monopost) tip Formula Student;
- modelarea mecanismului de suspensie ca sistem multicorp (MBS);
- conceperea modelului cinematic pentru analiza în mediu virtual (ADAMS) a sistemului de suspensie;
- modelarea variabilelor de proiectare și a funcțiilor obiectiv pentru procesul de optimizare cinematică;
- optimizarea sistemului de ghidare a roților față & spate ale automobilului de competiție vizat.

## 4. MODELAREA, SIMULAREA ȘI OPTIMIZAREA DINAMICĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE

### 4.1. MODELUL DINAMIC AL SISTEMULUI DE SUSPENSIE AUTO

Sistemul de ghidare/suspensie a roților automobilelor este constituit dintr-un ansamblu de corpuri teoretic rigide, având mase distribuite, care sunt interconectate prin legături mecanice, elemente elastice și disipative. Asupra acestuia acționează un sistem complex de forțe externe & interne (masico-inerțiale, motoare, rezistente, elastice, disipative), dependente de regimul de încărcare și rulare a automobilului. Modelul dinamic conține corpurile din sistem (șasiu, portfuzete, bare de ghidare), caracterizate prin proprietăți masico-inerțiale, restricțiile geometrice (legăturile dintre corpuri), elementele elastice și disipative (arcuri, amortizoare, tamponare limitatoare de cursă, pneuri) și forțele aplicate asupra sistemului, funcție de regimul de funcționare studiat.

Sistemul de suspensie al automobilului este modelat și analizat în raport cu un sistem de referință global OXYZ asociat bazei (elementul fix). Pentru modelele structural și cinematic (abordate în capitolele anterioare), șasiul fiind considerat blocat, sistemul de referință global coincide cu sistemul tehnologic al șasiului. În cazul modelului dinamic, șasiul este mobil, mișcarea fiind raportată la sol, prin urmare sistemul de referință global este atașat solului (căii de rulare). Axele sistemului de referință al automobilului sunt considerate astfel: X - axa transversală a monopostului, Y - axa verticală, Z - axa longitudinală.

Pentru definirea geometrică a sistemului de suspensie al automobilului, fiecărui corp (șasiu, portfuzete - roți, bare mecanism ghidare) i se asociază un sistem de referință local, fixat în corpul respectiv. Mișcarea corpului se raportează prin poziția și orientarea sistemului local în raport cu sistemul de referință global. Pentru poziționare se utilizează în mod curent coordonatele carteziene, în timp ce pentru reprezentarea orientării există în literatura de specialitate diverse metode, precum unghiurile Euler, unghiurile Bryant ș.a.m.d. [3], [30], [34].

Ținând seama de sistemele de referință anterior definite, modelul geometric al sistemului de ghidare/suspensie a roții auto este definit prin:

- coordonatele punctelor de articulare la șasiu ale barelor mecanismului de ghidare, în sistemul tehnologic al șasiului;
- coordonatele punctelor de articulare ale barelor mecanismului pe portfuzetă, în sistemul tehnologic al portfuzetei;
- lungimile barelor mecanismului de ghidare;
- raza statică a roții, ecartamentul și ampatamentul automobilului;
- coordonatele punctelor de fixare a arcurilor la șasiu, respectiv balansiere;
- coordonatele punctelor de fixare a amortizoarelor la șasiu, respectiv balansiere.

Pe lângă parametrii geometrici de dispunere a elementelor sistemului de suspensie, în conceperea modelului dinamic sunt necesare totodată caracteristicile masico-inerțiale (masa, localizarea centrului de masă, momentele și produsele de inerție) ale corpurilor din sistem. Acestea pot fi stabilite pe două căi: prin calcul analitic, pe baza relațiilor din Mecanica generală; prin analiza modelelor solide realizate cu ajutorul unui modelor încorporat într-un mediu CAD - Computer Aided Design/Drafting (ex. SolidWorks, CATIA, ProENGINEER, AutoCAD).

În cazul unor corpuri cu forme geometrice complexe (ex. portfuzeta, șasiul), aplicarea relațiilor analitice pentru determinarea maselor și a proprietăților inerțiale este foarte dificilă. Utilizarea unui mediu CAD, cu multiplele facilități pe care le oferă, constituie soluția ideală pentru realizarea unor modele în solid care să poată aproxima, din punct de vedere dimensional și al conținutului material, cât mai fidel modelele reale (fizice).

#### 4.3. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A CARACTERISTICILOR ELEMENTELOR ELASTICE ȘI DE AMORTIZARE

##### 4.3.1. Descrierea echipamentului experimental

Determinarea caracteristicilor elementelor elastice și de amortizare din sistemul de suspensie al automobilului de competiție s-a efectuat pe cale experimentală, utilizând un stand de testare pe bază de actuator hidraulic, existent la departamentul Design de Produs, Mecatronică și Mediu (stand achiziționat în cadrul proiectului major de cercetare tip C, cod CNCISIS nr. 5/98 - director de proiect prof. Petre Alexandru).

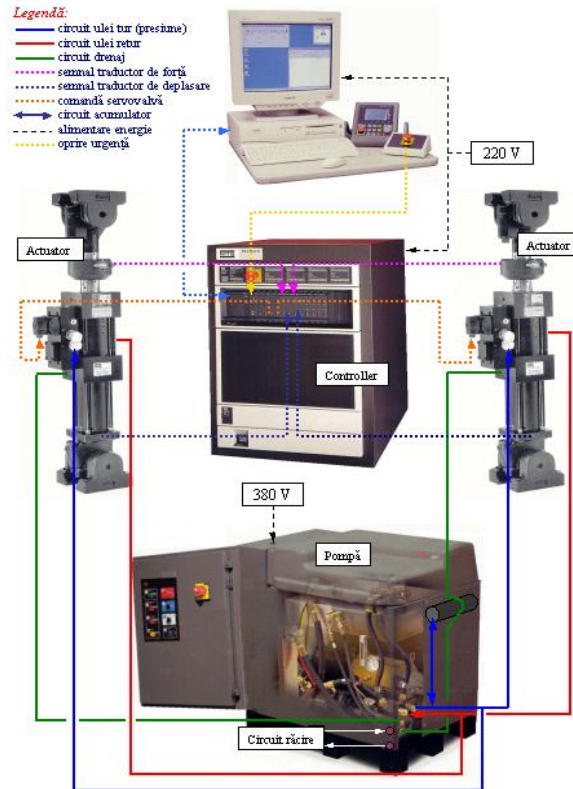


Fig. 4.8. Schema de lucru a instalației experimentale.

Instalația experimentală HTC (Hydraulic Testing Components), produsă de firma Material Testing Systems (MTS), este compusă din următoarele componente (fig. 4.8): actuatori hidraulici (2 buc.) - caracteristici:  $\pm 15$  kN, respectiv  $\pm 10$  kN forță dinamică și 250 mm ( $\pm 125$  mm), respectiv 150 mm ( $\pm 75$  mm) cursă, forța statică majorată cu 50 %; traductoare de poziție și forță; grup de putere (pompă hidraulică & motor integrat); sistem digital de control (FlexTest GT Controller): programe de aplicații: Basic TestWare și Multi-Purpose TestWare - pe platformă Windows; servocontrol DC la 100 Hz; generare de funcții (sinus, rampă, pătrat, combinații), cu rang de frecvență de la 0.01 Hz la 100 Hz; set calibrare.

Pe stand se pot executa teste de produse - componente, cum ar fi: teste de durabilitate - componente și sisteme supuse la solicitări ciclice; teste de oboseală - componente mecanice supuse la forțe ciclice de amplitudine constantă; teste de rezistență în exploatare - piese supuse la solicitări în trepte; teste cinematice - instalația poate impune unor elemente din sistem anumite curse, viteze sau accelerații. Controlul încercărilor se poate face în forță sau deplasare. Programul de control permite atât deplasarea manuală a actuatorilor, cât și acționarea după un algoritm predefinit. Ciclurile de încercări pot cuprinde funcții sinus, rampă, treaptă, sau orice altă funcție definită de utilizator.

#### 4.3.2. Determinarea caracteristicii elastice a arcurilor

Pentru determinarea caracteristicii elastice, s-au folosit patru tipuri de arcuri (66, 77, 88 și 110 daN), care au fost testate pe standul anterior descris, considerând cursa pistonului de 50 mm ( $\pm 25$ mm), realizată în 20 secunde. Amplasarea arcurilor pe stand a fost realizată în plan orizontal, cu ajutorul unui dispozitiv special proiectat - realizat (v. fig. 4.16.), care include patru piese: ghidaj, pârgă de căutare, suport fix și suport mobil.

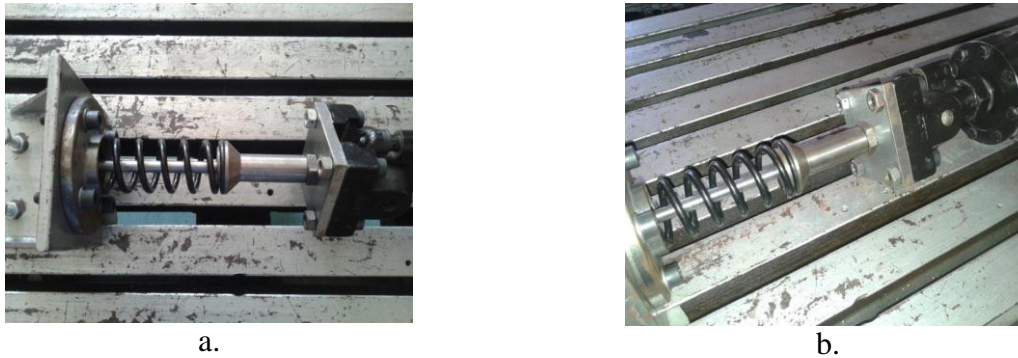


Fig. 4.16. Montarea arcului pe standul experimental.

Citirea datelor de la senzorii de deplasare și forță se realizează la un interval (increment) de 0.01 secunde. Astfel, în tabelul 4.1 sunt prezentate, selectiv, date corespunzătoare primului tip de arc (66 daN), pe baza cărora s-a trasat ulterior în EXCEL caracteristica forță - deformație din figura 4.17.

În mod similar s-au determinat caracteristicile forță - deformație pentru arcurile de 77 daN, 88 daN și 110 daN. În continuare, aceste date au fost transferate în format tabelar (tip Test Data), prin intermediul interfeței de transfer ADAMS/Exchange, în modulul de preprocesare ADAMS/View și au fost inserate în caseta de editare a proprietăților arcurilor sub forma unor funcții spline.

Tabelul 4.1. Rezultate experimentale pentru arcul de 66 daN.

| Timp [sec] | Deformație [mm] | Forță [N] |
|------------|-----------------|-----------|
| 0.02       | 0               | 0         |
| 0.03       | 0.15            | 1.82      |
| 0.04       | 0.30            | 4.55      |
| 0.05       | 0.45            | 6.71      |
| 10.00      | 67.24           | 1734.47   |
| 10.01      | 67.39           | 1737.47   |
| 10.02      | 67.52           | 1731.56   |
| 19.98      | 0.38            | 3.10      |
| 19.99      | 0.23            | 1.58      |
| 20.00      | 0.08            | 0.41      |
| 20.01      | 0               | 0         |



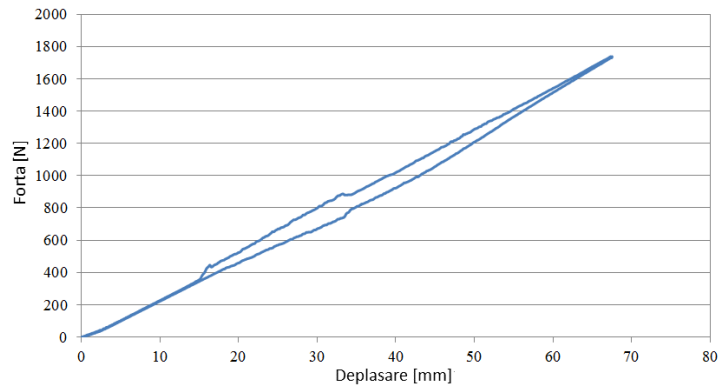


Fig. 4.17. Caracteristica elastică a arcului de 66 daN.

#### 4.3.3. Determinarea caracteristicii disipative a amortizoarelor

În condițiile în care pentru suspensiile monoposturilor se folosesc, de regulă, elemente de amortizare reglabile, de dimensiuni mici, amortizoarele alese pentru monopostul abordat în teza de doctorat sunt de tip RockShox gama Vivid, care funcționează pe gaz și ulei și sunt reglabile pe tărie (7 puncte de reglare) și pe viteza de răspuns/reacție (7 grade de reglaj). Elementele de amortizare au fost montate în plan orizontal pe standul de testare experimentală HTC cu ajutorul unui adaptor, proiectat și executat special în acest scop (fig. 4.22).

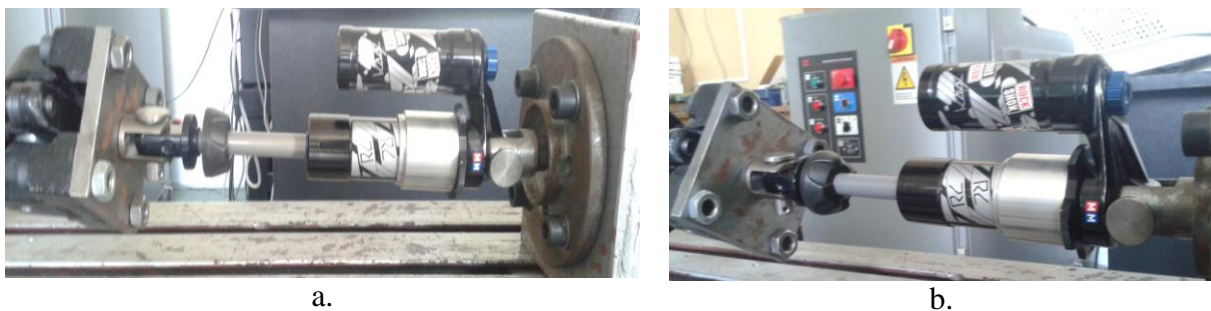


Fig. 4.22. Montarea amortizorului pe standul experimental.

Pentru simplificare, din cele 49 de reglaje posibile au fost realizate (testate) 27 de variante. Setările au fost alese la capetele celor două reglaje, respectiv la media acestora. Determinările au fost realizate pentru o deplasare de 50 mm ( $\pm 25$  mm), în trei intervale diferite de timp (0.2, 0.4 și respectiv 0.8 secunde).

În vederea determinării caracteristicilor de amortizare au fost monitorizate, ca date de ieșire, forța generată de actuator și deplasarea pistonului (cursa amortizorului), cu un increment de 0.01 sec. Astfel, pentru fiecare setare, s-au obținut date similare cu cele din tabelul 4.2. Ulterior, prin derivare, s-au obținut vitezele de comprimare / destindere în amortizor, trasându-se în EXCEL caracteristica forță - viteză, de genul celei prezentate în fig. 4.23.

În mod similar s-au obținut diagramele (caracteristicile de amortizare) pentru gama de reglaje, respectiv viteze, abordate. În urma evaluării rezultatelor (caracteristicilor), s-a determinat reglajul optim al amortizorului, în vedea implementării în modelul dinamic al sistemului de suspensie (dezvoltat cu soluția software MSC.ADAMS) și ulterior în prototipul fizic al monopostului tip Formula Student. Datele experimentale au fost transferate în ADAMS/View în format tabelar (tip Test Data), prin intermediul interfeței de transfer ADAMS/Exchange, și au fost inserate în caseta de editare a proprietăților amortizoarelor sub forma unor funcții spline.

Tabelul 4.2. Rezultate experimentale pentru amortizor.

| Timp [sec] | Deplasare [mm] | Forță [N] |
|------------|----------------|-----------|
| 0.01       | 0.16           | -377.33   |
| 0.02       | 2.22           | 1077.47   |
| 0.03       | 6.51           | 1199.38   |
| 0.04       | 11.32          | 1191.94   |
| 0.05       | 16.09          | 1159.14   |
| 0.06       | 20.68          | 1165.60   |
| 0.07       | 25.35          | 1194.98   |
| 0.08       | 30.10          | 1213.75   |
| 0.09       | 34.88          | 1235.26   |
| 0.10       | 39.78          | 1273.28   |
| 0.11       | 44.84          | 1265.86   |
| 0.12       | 47.78          | -25.73    |
| 0.13       | 44.85          | -517.71   |
| 0.14       | 40.21          | -042.43   |
| 0.15       | 35.25          | -251.09   |
| 0.16       | 29.97          | -320.59   |
| 0.17       | 24.75          | -246.11   |
| 0.18       | 19.61          | -241.99   |
| 0.19       | 14.47          | -258.24   |
| 0.20       | 9.37           | -225.71   |

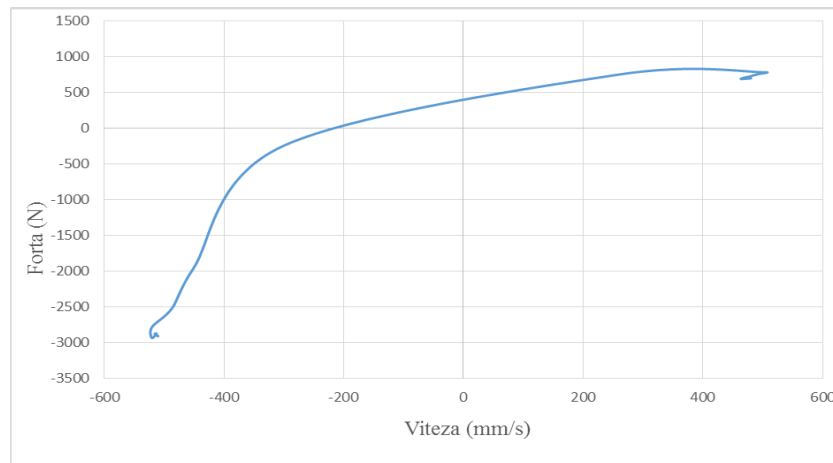


Fig. 4.23. Caracteristica disipativă a amortizorului.

#### 4.4. OPTIMIZAREA DINAMICĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE FAȚĂ

S-a luat în considerare solicitare stânga - dreapta asimetrică, după cum urmează: roata dreapta se consideră “neexcitată”, ca și cum s-ar deplasa pe cale de rulare netedă (actuatorul este fix); roata stânga trece peste un obstacol sinusoidal cu amplitudinea de 50 mm ( $\pm 25$ ).

Pentru optimizarea dinamică, variabilele de proiectare sunt reprezentate de coordonatele globale (X, Y, Z) ale punctelor în care este poziționat ansamblul arc & amortizor pe elementele adiacente (balansier, respectiv șasiu), în speță perechile I – J, respectiv K – L

(v. fig. 4.27). Întrucât punctele I/K, respectiv J/L, sunt dispuse simetric relativ la axa longitudinală (Z) a monopostului, se obțin 6 variabile de proiectare, prezentate în tabelul 4.3. Valorile inițiale ale variabilelor de proiectare sunt (în [mm]): DV\_1 = -204.6, DV\_2 = 406.35, DV\_3 = 69.069, DV\_4 = -94.434, DV\_5 = 349.69, DV\_6 = 111.36. Pentru fiecare variabilă, domeniul de variație este de  $\pm 20$  mm relativ la valoarea inițială (standard).

Scopul optimizării dinamice constă din minimizarea variațiilor unghiurilor de tangaj, ruliu și girație ale șasiului (ca factori importanți pentru stabilitatea și manevrabilitatea monopostului), valoarea monitorizată pentru fiecare funcție obiectiv (răspuns) fiind rădăcina medie pătratică (RMS - Root Mean Square) pe durata simulării.

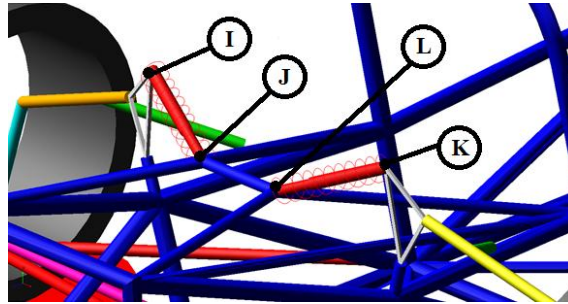


Fig. 4.27. Dispunerea ansamblului arc & amortizor în sistemul de suspensie a roților față.

Table 4.3. Variabilele de proiectare utilizate pentru optimizarea dinamică a sistemului de suspensie față

|   | X          | Y    | Z    |
|---|------------|------|------|
| I | DV_1       | DV_2 | DV_3 |
| J | DV_4       | DV_5 | DV_6 |
| K | (-1* DV_1) | DV_2 | DV_3 |
| L | (-1* DV_4) | DV_5 | DV_6 |

#### 4.4.3. DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal

Rezultatele specifice acestei strategii sunt reprezentate în figură 4.30, toți parametrii de evaluare încadrându-se în limite acceptabile, prin urmare funcțiile de regresie pe care le generează acest model sunt valide, fără să fie necesare finisări.

| Design Space |          |      |      |      |      |      |    |
|--------------|----------|------|------|------|------|------|----|
| Trial        | f_01     | f_02 | f_03 | f_04 | f_05 | f_06 |    |
| 1            | Trial 1  | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | -1 |
| 2            | Trial 2  | 1    | -1   | 1    | -1   | -1   | -1 |
| 3            | Trial 3  | 1    | -1   | -1   | 1    | -1   | -1 |
| 4            | Trial 4  | 1    | -1   | -1   | -1   | 1    | -1 |
| 5            | Trial 17 | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | -1 |
| 6            | Trial 6  | -1   | 1    | 1    | -1   | -1   | -1 |
| 7            | Trial 7  | -1   | 1    | -1   | 1    | -1   | -1 |
| 8            | Trial 8  | -1   | 1    | -1   | -1   | 1    | -1 |
| 9            | Trial 13 | -1   | -1   | -1   | 1    | 1    | -1 |
| 10           | Trial 10 | -1   | -1   | 1    | 1    | -1   | -1 |
| 11           | Trial 11 | -1   | -1   | 1    | -1   | 1    | -1 |
| 12           | Trial 22 | -1   | -1   | -1   | -1   | -1   | -1 |
| 13           | Trial 9  | -1   | 1    | -1   | -1   | -1   | 1  |
| 14           | Trial 14 | -1   | -1   | -1   | 1    | -1   | 1  |
| 15           | Trial 15 | -1   | -1   | -1   | -1   | 1    | 1  |
| 16           | Trial 16 | -1   | -1   | 1    | 1    | 1    | 1  |
| 17           | Trial 5  | 1    | -1   | -1   | -1   | -1   | 1  |
| 18           | Trial 18 | 1    | 1    | -1   | 1    | 1    | 1  |
| 19           | Trial 19 | -1   | 1    | 1    | 1    | 1    | 1  |
| 20           | Trial 20 | 1    | 1    | 1    | -1   | 1    | 1  |
| 21           | Trial 21 | 1    | 1    | 1    | 1    | -1   | 1  |
| 22           | Trial 12 | -1   | -1   | 1    | -1   | -1   | 1  |

a.

| Work Space |          |        |        |        |          |        |         |             |          |              |
|------------|----------|--------|--------|--------|----------|--------|---------|-------------|----------|--------------|
| Trial      | f_01     | f_02   | f_03   | f_04   | f_05     | f_06   | r_01    | r_02        | r_03     |              |
| 1          | Trial 1  | -184.6 | 426.35 | 49.069 | -114.434 | 329.69 | 91.366  | 0.00411246  | 2.21337  | 0.000496108  |
| 2          | Trial 2  | -184.6 | 386.35 | 89.069 | -114.434 | 329.69 | 91.366  | 0.00274581  | 4.20051  | 0.000229862  |
| 3          | Trial 3  | -184.6 | 386.35 | 49.069 | -74.434  | 329.69 | 91.366  | 0.0050141   | 2.05103  | 0.000366194  |
| 4          | Trial 4  | -184.6 | 386.35 | 49.069 | -114.434 | 369.69 | 91.366  | 0.00239115  | 4.66949  | 0.000269176  |
| 5          | Trial 5  | -184.6 | 386.35 | 49.069 | -114.434 | 329.69 | 131.366 | 0.00285151  | 2.98112  | 0.000265971  |
| 6          | Trial 6  | -224.6 | 426.35 | 89.069 | -114.434 | 329.69 | 91.366  | 0.00544574  | 1.16177  | 0.000255985  |
| 7          | Trial 7  | -224.6 | 426.35 | 49.069 | -74.434  | 329.69 | 91.366  | 0.00563925  | 1.10892  | 5.43163e-005 |
| 8          | Trial 8  | -224.6 | 426.35 | 49.069 | -114.434 | 369.69 | 91.366  | 0.00433765  | 1.90813  | 0.000577285  |
| 9          | Trial 9  | -224.6 | 426.35 | 49.069 | -114.434 | 329.69 | 131.366 | 0.00494522  | 0.608296 | 5.71125e-005 |
| 10         | Trial 10 | -224.6 | 386.35 | 89.069 | -74.434  | 329.69 | 91.366  | 0.00359739  | 0.523158 | 0.000115194  |
| 11         | Trial 11 | -224.6 | 386.35 | 89.069 | -114.434 | 369.69 | 91.366  | 0.000977019 | 3.23939  | 0.000151966  |
| 12         | Trial 12 | -224.6 | 386.35 | 89.069 | -114.434 | 329.69 | 131.366 | 0.0068272   | 2.25113  | 0.000468945  |
| 13         | Trial 13 | -224.6 | 386.35 | 49.069 | -74.434  | 369.69 | 91.366  | 0.00455718  | 0.646745 | 0.000167007  |
| 14         | Trial 14 | -224.6 | 386.35 | 49.069 | -74.434  | 329.69 | 131.366 | 0.0141701   | 1.59442  | 0.000234857  |
| 15         | Trial 15 | -224.6 | 386.35 | 49.069 | -114.434 | 369.69 | 131.366 | 0.00917694  | 1.84539  | 0.000571314  |
| 16         | Trial 16 | -184.6 | 386.35 | 89.069 | -74.434  | 369.69 | 131.366 | 0.00229693  | 2.74018  | 0.000247354  |
| 17         | Trial 17 | -184.6 | 426.35 | 89.069 | -74.434  | 369.69 | 91.366  | 0.00271921  | 2.00419  | 0.000215656  |
| 18         | Trial 18 | -184.6 | 426.35 | 49.069 | -74.434  | 369.69 | 131.366 | 0.00432609  | 1.03978  | 0.000200226  |
| 19         | Trial 19 | -224.6 | 426.35 | 89.069 | -74.434  | 369.69 | 131.366 | 0.00227832  | 0.487011 | 6.70109e-005 |
| 20         | Trial 20 | -184.6 | 426.35 | 89.069 | -114.434 | 369.69 | 131.366 | 0.000622336 | 3.31443  | 0.00079584   |
| 21         | Trial 21 | -184.6 | 426.35 | 89.069 | -74.434  | 329.69 | 131.366 | 0.00346689  | 0.846705 | 0.000142182  |
| 22         | Trial 22 | -224.6 | 386.35 | 49.069 | -114.434 | 329.69 | 91.366  | 0.00671689  | 2.2338   | 0.000460636  |

b.

Fig. 4.30. Rezultatele specifice strategiei DOE Screening - Interactions - D-Optimal.



**Goodness-of-fit for model**

|       | r_01    | r_02    | r_03    |
|-------|---------|---------|---------|
| R2    | 1 ●     | 1 ●     | 1 ●     |
| R2adj | 1 ●     | 1 ●     | 1 ●     |
| P     | 0 ●     | 0 ●     | 0 ●     |
| R/V   | 1e+20 ● | 1e+20 ● | 1e+20 ● |

c.

**Rules-of-thumb sum**

|           | r_01 | r_02 | r_03 |
|-----------|------|------|------|
| Fit       | ●    | ●    | ●    |
| Term      | ●    | ●    | ●    |
| Residuals | ●    | ●    | ●    |

d.

**Studentized res**

|    | r_01 | r_02 | r_03 |
|----|------|------|------|
| 1  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 2  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 3  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 4  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 5  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 6  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 7  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 8  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 9  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 10 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 11 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 12 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 13 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 14 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 15 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 16 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 17 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 18 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 19 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 20 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 21 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 22 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |

e.

**Cook's statistic**

|    | r_01 | r_02 | r_03 |
|----|------|------|------|
| 1  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 2  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 3  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 4  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 5  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 6  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 7  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 8  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 9  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 10 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 11 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 12 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 13 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 14 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 15 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 16 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 17 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 18 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 19 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 20 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 21 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |
| 22 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  |

f.

**Term significances for**

|    | r_01 | r_02 | r_03 | Term         |
|----|------|------|------|--------------|
| 1  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | 1 (constant) |
| 2  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_01         |
| 3  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_02         |
| 4  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_03         |
| 5  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_04         |
| 6  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_05         |
| 7  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_06         |
| 8  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_01 * f_02  |
| 9  | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_01 * f_03  |
| 10 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_01 * f_04  |
| 11 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_01 * f_05  |
| 12 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_01 * f_06  |
| 13 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_02 * f_03  |
| 14 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_02 * f_04  |
| 15 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_02 * f_05  |
| 16 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_02 * f_06  |
| 17 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_03 * f_04  |
| 18 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_03 * f_05  |
| 19 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_03 * f_06  |
| 20 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_04 * f_05  |
| 21 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_04 * f_06  |
| 22 | 0 ●  | 0 ●  | 0 ●  | f_05 * f_06  |

g.

**Term coefficients for model "Model\_01"**

|    | r_01        | r_02        | r_03        | Term         |
|----|-------------|-------------|-------------|--------------|
| 1  | 8.3883      | -175.49     | -148.61     | 1 (constant) |
| 2  | 0.0083909   | -0.43013    | -1.3677     | f_01         |
| 3  | -0.026545   | -0.10474    | 0.89781     | f_02         |
| 4  | 0.0095285   | 0.29984     | 2.179       | f_03         |
| 5  | 0.0007221   | -1.1708     | -0.21064    | f_04         |
| 6  | -0.0092888  | 0.60065     | -0.74541    | f_05         |
| 7  | -0.0088591  | -0.12147    | -2.4712     | f_06         |
| 8  | -4.1686e-05 | -0.0014517  | 0.0042055   | f_01 * f_02  |
| 9  | 2.2202e-05  | 0.0015318   | 9.2141e-05  | f_01 * f_03  |
| 10 | -3.0721e-05 | -0.0056148  | -0.001762   | f_01 * f_04  |
| 11 | 4.6638e-06  | 0.0019012   | -0.00058851 | f_01 * f_05  |
| 12 | 1.316e-05   | -0.001446   | -0.001574   | f_01 * f_06  |
| 13 | 5.2745e-05  | -0.00055487 | 0.0032413   | f_02 * f_03  |
| 14 | -1.402e-05  | 0.0010298   | 0.0036553   | f_02 * f_04  |
| 15 | 3.1766e-05  | -0.00061113 | -0.00033284 | f_02 * f_05  |
| 16 | 1.2762e-05  | 0.0008064   | 0.0010673   | f_02 * f_06  |
| 17 | 2.0133e-05  | -0.001417   | 0.009013    | f_03 * f_04  |
| 18 | -6.3916e-05 | 0.00074406  | -0.0060845  | f_03 * f_05  |
| 19 | -1.697e-05  | -0.00070156 | -0.0054864  | f_03 * f_06  |
| 20 | -8.3552e-06 | -0.0017288  | -0.0063516  | f_04 * f_05  |
| 21 | -4.6e-06    | 0.0015819   | -0.0022383  | f_04 * f_06  |
| 22 | 2.4229e-05  | -0.0010106  | 0.0061979   | f_05 * f_06  |

h.

Fig. 4.30. Rezultatele specifice strategiei DOE Screening - Interactions - D-Optimal.

În concluzie, singura strategie care oferă rezultate viabile, fără a fi necesară finisarea funcțiilor de regresie, este (ca și în cazul optimizării cinematice) **DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal**. Prin urmare, studiul de optimizare dinamică a sistemului de suspensie aferent roților față se va derula pe baza acestei strategii. După cum s-a menționat, obiectivul optimizării constă din minimizarea celor trei răspunsuri, corespunzătoare variațiilor unghiurilor de tangaj, rulu și giraj ale șasiului.

Prin rularea operației de optimizare, s-au obținut valorile optime ale factorilor (variabilelor de proiectare), după cum urmează (în [mm]): DV\_1 = -224.6, DV\_2 = 386.35, DV\_3 = 89.069, DV\_4 = -74.434, DV\_5 = 329.69, DV\_6=131.36.

Cu aceste valori, prin analiza dinamică efectuată în ADAMS/View se obțin variațiile în timp ale mărimilor de interes, rezultatele fiind prezentate în fig. 4.34 - 4.36 (curbele cu albastru). Pentru comparare se prezintă și rezultatele corespunzătoare sistemului inițial, înainte de optimizare (curbele cu roșu), observându-se o îmbunătățire semnificativă a tuturor parametrilor, ceea ce demonstrează viabilitatea algoritmului de optimizare implementat.

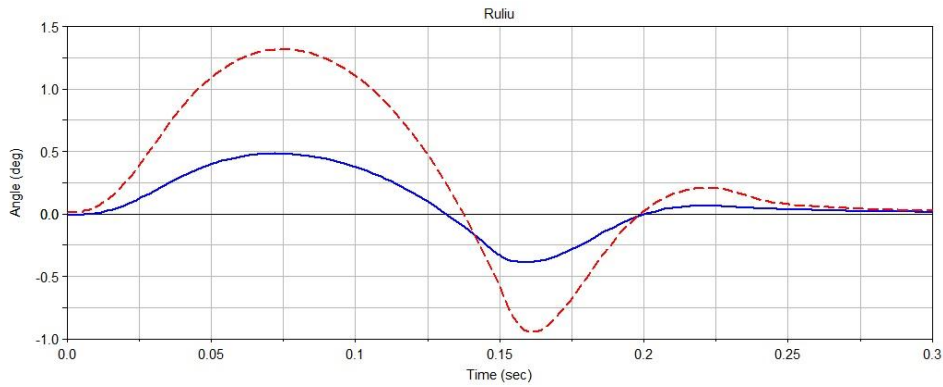


Fig. 4.34. Variația în timp a unghiului de ruliu (înainte și după optimizare).

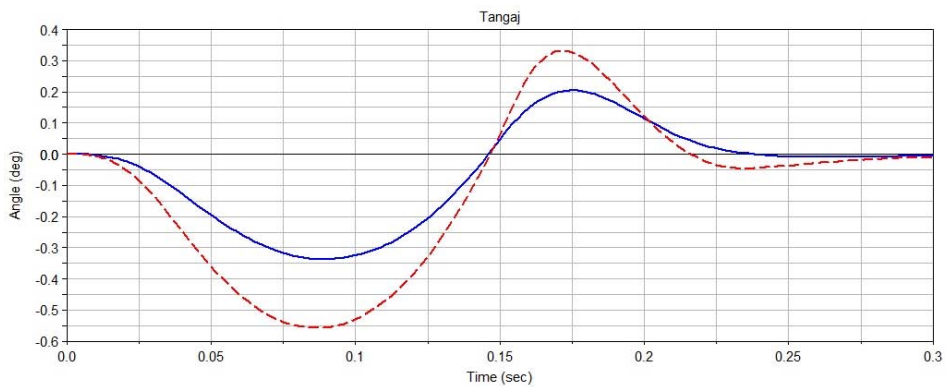


Fig. 4.35. Variația în timp a unghiului de tangaj (înainte și după optimizare).

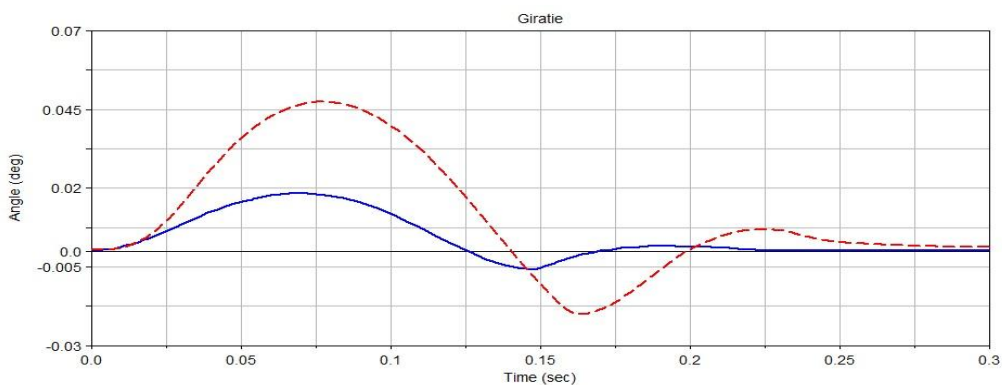


Fig. 4.36. Variația în timp a unghiului de girație (înainte și după optimizare).

#### 4.5. OPTIMIZAREA DINAMICĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE SPATE

Modelul dinamic "jumătate de automobil" corespunzător punții (roților) spate este prezentat în fig. 4.37, modelarea, testul dinamic și procedura de optimizare fiind similare cu cele de la sistemul de suspensie corespunzător roților față.

Variabilele de proiectare sunt reprezentate de coordonatele globale (X, Y, Z) ale punctelor în care este poziționat ansamblul arc & amortizor pe elementele adiacente (balansier, respectiv șasiu), în speță perechile I – J, respectiv K – L (v. fig. 4.38). Întrucât punctele I/K, respectiv J/L, sunt dispuse simetric relativ la axa longitudinală (Z) a monopostului, se obțin 6 variabile de proiectare, prezentate în tabelul 4.4.

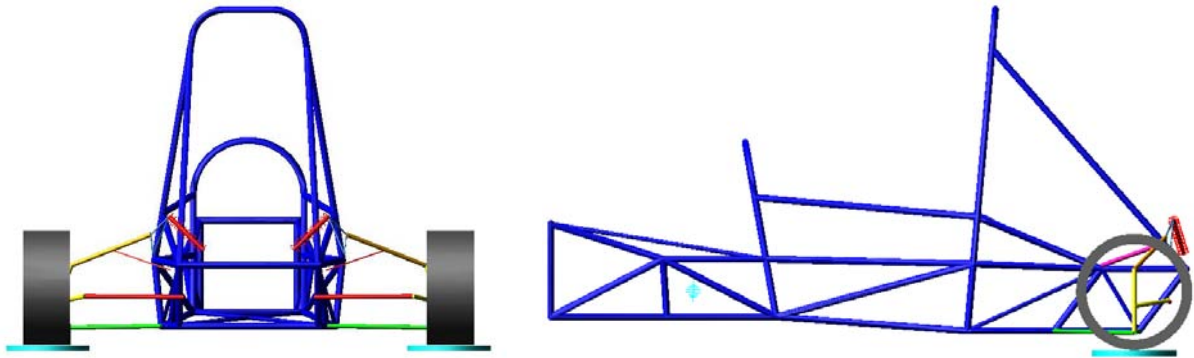


Fig. 4.37. Modelul dinamic aferent punții spate a monopostului.

Valorile inițiale ale variabilelor de proiectare sunt (în [mm]): DV\_1 = 306.2, DV\_2 = 366.15, DV\_3 = -1753.0, DV\_4 = 142.04, DV\_5 = 244.85, DV\_6 = -1750.6. Pentru fiecare variabilă, domeniul de variație este de  $\pm 20$  mm relativ la valoarea inițială (standard).

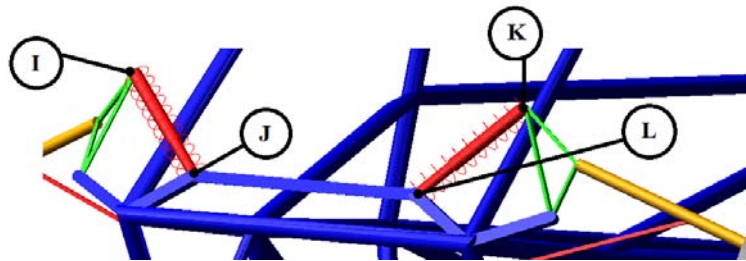


Fig. 4.38. Dispunerea ansamblului arc & amortizor în sistemul de suspensie a roților spate.

Table 4.4. Variabilele de proiectare utilizate pentru optimizarea dinamică a sistemului de suspensie spate.

|   | X          | Y    | Z    |
|---|------------|------|------|
| I | DV_1       | DV_2 | DV_3 |
| J | DV_4       | DV_5 | DV_6 |
| K | (-1* DV_1) | DV_2 | DV_3 |
| L | (-1* DV_4) | DV_5 | DV_6 |

Ca și în cazul suspensiei roților față, scopul optimizării dinamice constă din minimizarea variațiilor unghiurilor de tangaj, ruliu și girație ale șasiului, valoarea monitorizată pentru fiecare funcție obiectiv (răspuns) fiind rădăcina medie pătratică (RMS - Root Mean Square) pe durata simulării. Optimizarea dinamică se efectuează cu strategia anterior determinată, concret DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal.

Astfel, s-au obținut valorile optime ale variabilelor de proiectare, după cum urmează (în [mm]): DV\_1 = 286.2, DV\_2 = 346.15, DV\_3 = -1733, DV\_4 = 162.04, DV\_5 = 224.85, DV\_6 = -1770.6.

Cu aceste valori, prin analiza dinamică efectuată în ADAMS/View se obțin variațiile în timp ale mărimilor de interes, rezultatele fiind prezentate în fig. 4.40 - 4.42 (curbele cu albastru). Pentru comparare se prezintă și rezultatele corespunzătoare sistemului inițial, înainte de optimizare (curbele cu roșu), observându-se, ca și în cazul sistemului de suspensie a roților față, o îmbunătățire semnificativă a tuturor parametrilor de interes.

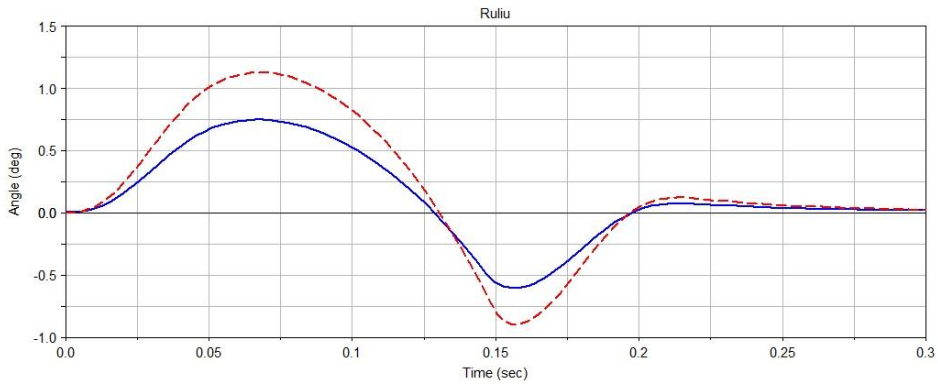


Fig. 4.40. Variația în timp a unghiului de ruluu (înainte și după optimizare).

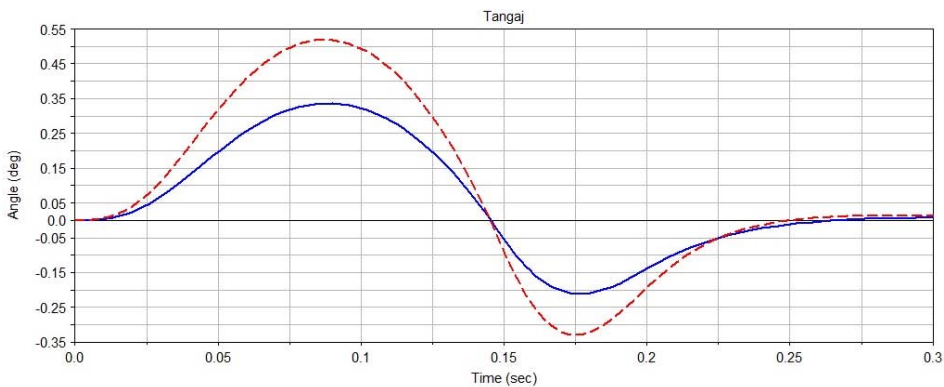


Fig. 4.41. Variația în timp a unghiului de tangaj (înainte și după optimizare).

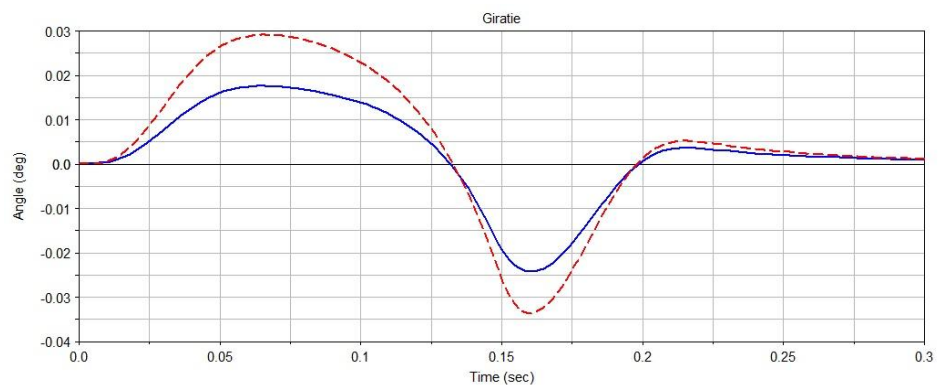


Fig. 4.42. Variația în timp a unghiului de girație (înainte și după optimizare).

#### 4.6. CONCEPEREA ȘI TESTAREA PROTOTIPULUI VIRTUAL TOT-AUTOMOBIL

Pentru aprecierea exactă a comportamentului dinamic este necesară luarea în considerare a monopostului în ansamblul său, incluzând ambele sisteme de rulare - ghidare - suspensie (față și spate), datorită influențelor reciproce între punți prin intermediul șasiului. Astfel, prin cuplarea celor două modele “jumătate de automobil” anterior optimizate s-a obținut prototipul virtual “tot-automobil”, prezentat în figura 4.43.

Prototipul virtual al monopostului tip Formula Student a fost testat în regimul trecerii peste obstacole, testul fiind configurat în mod similar cu cel utilizat în studiul modelelor “jumătate de automobil” anterior abordate. Astfel, roțile dreapta se consideră “neexcitate” (actuatoarii pe care sunt ancorate roțile rămân în poziție fixă), în timp ce roțile stânga trec peste un obstacol sinusoidal cu amplitudinea de 50 mm ( $\pm 25$  mm), semnalele la roata față respectiv spate fiind decalate, corespunzător vitezei de deplasare a monopostului de 70 km/h.

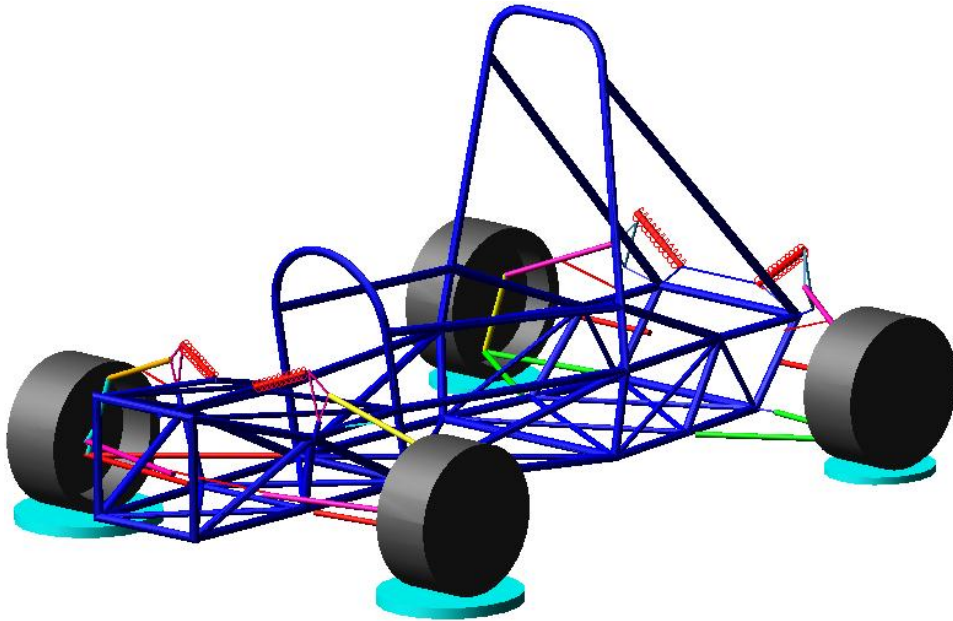


Fig. 4.43. Prototipul virtual „tot-automobil” al monopostului tip Formula Student.

În urma analizei dinamice a modelului „tot-automobil” s-au obținut rezultatele din fig. 4.44 - 4.46, corespunzătoare parametrilor monitorizați în procesul de optimizare a sistemelor de suspensie față și spate (în speță unghiurile de ruliu, tangaj și girație ale șasiului). Se observă că variațiile obținute sunt relativ mici, în limite acceptabile pentru monoposturi tip Formula Student, ceea ce demonstrează viabilitatea sistemului de suspensie propus (și din punct de vedere dinamic).

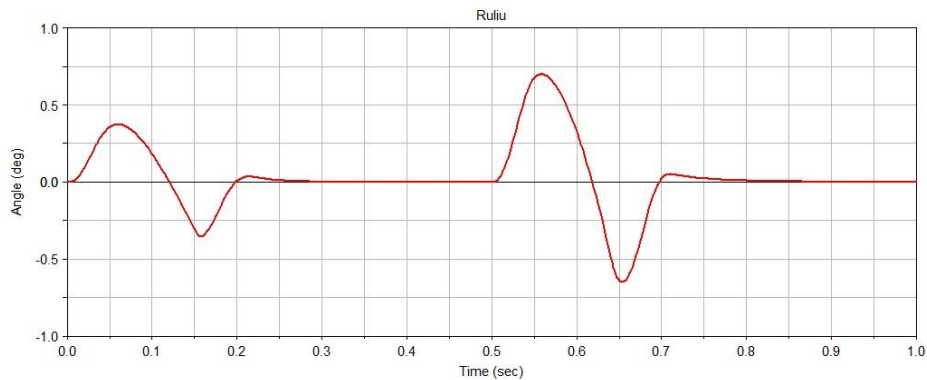


Fig. 4.44. Oscilațiile de ruliu ale șasiului.

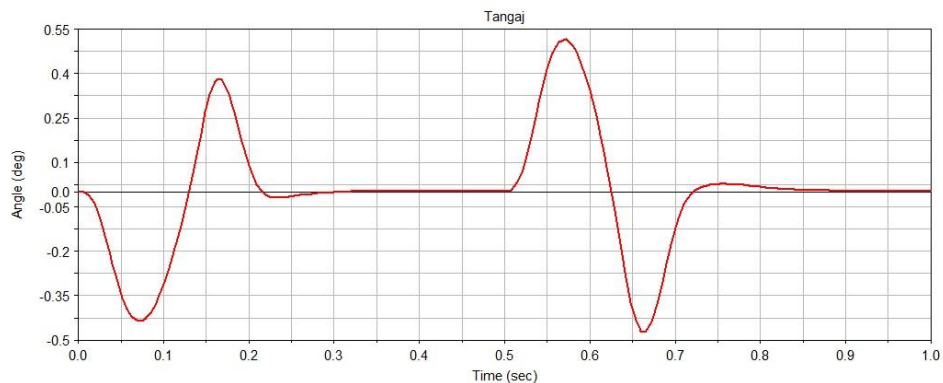


Fig. 4.45. Oscilațiile de tangaj ale șasiului.



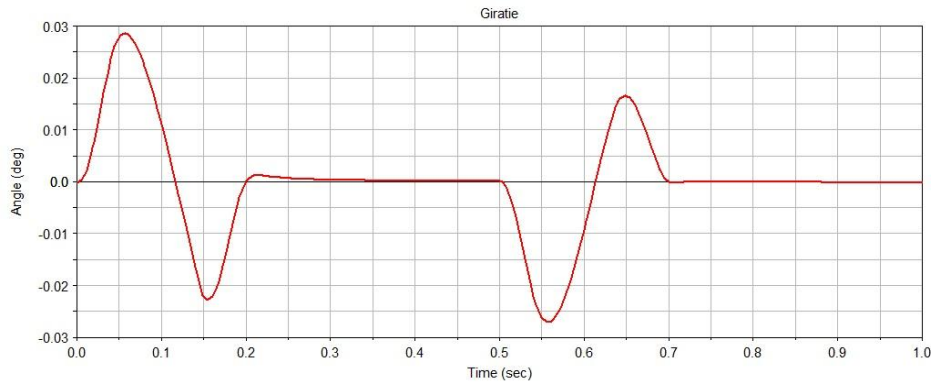


Fig. 4.46. Oscilațiile de girație ale șasiului.

## 4.7. PROIECTAREA OPTIMALĂ A SISTEMULUI DE SUSPENSIE ACTIVĂ

Plecând de la soluția conceptuală prezentată în cap. 2 (v. fig. 2.12), în continuare se detaliază procesul de proiectare optimă a unui sistem de suspensie activă pentru monopostul vizat. Studiul este realizat pe un model “jumătate de automobil”, corespunzător sistemului de suspensie a punții față, soluția obținută în acest fel putând fi ulterior extinsă la toate roțile monopostului.

### 4.7.2. Modelarea sistemului de control pentru suspensia activă

În conformitate cu figura 2.12, elementele de acționare sunt actuatoare liniare (dispuse între biela superioară a mecanismului de ghidare stânga/dreapta și șasiu), care au rolul – în acest caz/studiu – de a controla variația de ecartament, în sensul anulării acesteia. Pentru această soluție, modelul MBS realizat cu mediul software de prototipare virtuală ADAMS este prezentat în figura 4. 49.

În vederea proiectării sistemului de control pentru suspensia activă a monopostului, platforma de prototipare virtuală utilizată în lucrare integrează o soluție software tip DFC (Design for Control), care schimbă informații (export – import) cu softul MBS (ieșirea din MBS este intrare în DFC și invers) [95], [98]. Algoritmii de simulare implică, pe lângă conceperea modelului MBS al dispozitivului mecanic, următoarele etape: identificarea parametrilor de intrare și ieșire (ieșirile descriu variabilele transmise către aplicația DFC, în timp ce intrările descriu variabilele returnate în MBS); transferul și configurarea blocului de interfață MBS în softul DFC; proiectarea diagramei bloc a sistemului de control; sinteza controlerului; co-simularea sistemului mecatronic.

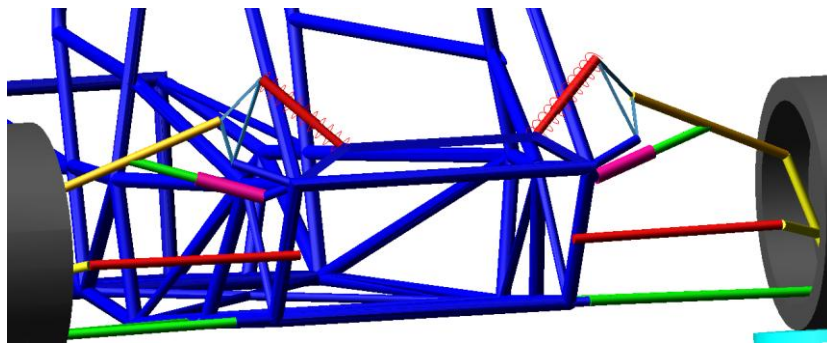


Fig. 4.49. Modelul MBS al sistemului de suspensie cu element de acționare controlat.

În prezenta lucrare, problema integrării sistemului de control în modelul mecanic al sistemului de suspensie a fost abordată prin utilizarea modului ADAMS/Controls din pachetul MBS ADAMS și a softului specializat DFC EASY5 (Engineering Analysis Systems). Privitor la sistemul de control, se pot concepe o serie de scheme, cu una sau mai multe bucle/conture. Pentru lucrarea de față s-a optat pentru schemă de control mono-bucă, parametrul monitorizat fiind variația ecartamentului (care trebuie anulată).

În aceste condiții, schema generală de control proiectată în EASY5 (corespunzătoare unuia din elementele de acționare) este prezentată în figura 4.50. Prin blocul de însumare, variația de ecartament impusă se compară cu variația realizată de sistem, ieșirea din acest bloc fiind, de fapt, eroarea. Aceasta constituie intrare în controler, care generează forța motoare pentru modelul mecanic dezvoltat în ADAMS, astfel încât eroarea să fie minimă.

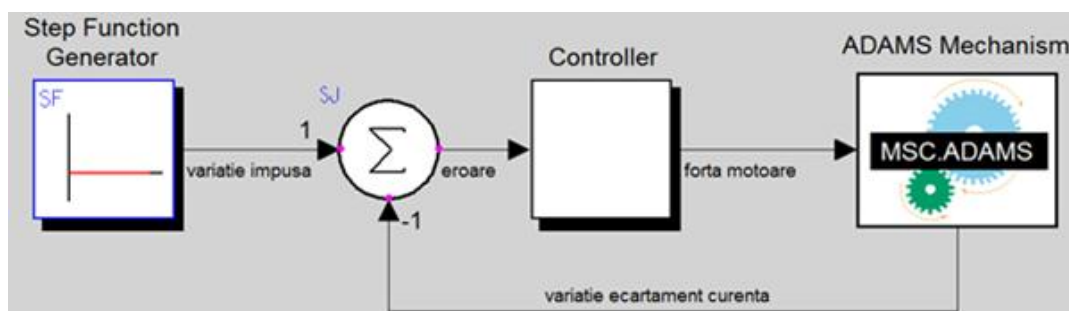


Fig. 4.50. Schema generală de control mono-bucă.

Din punct de vedere al elementului de control, s-au testat o serie de variante din familia PID (Proportional-Integral-Derivativ), cu scopul de a identifica cea mai simplă variantă de controler care asigură un comportament corespunzător al sistemului (în termeni de stabilitate și robustețe). Pe lângă controlerul general PID, s-au testat următoarele variante derivate: controler PI (Proportional - Integral), controler PD (Proportional - Derivativ) și controler P (Proportional).

În cele care urmează va fi discutată problema acordării controlerului PID, algoritmul prezentat putând fi adaptat pentru situațiile particulare ale controlerelor derivate (PI, PD și P). Scopul acordării controlerului este de a determina valorile optime ale factorilor specifici care intervin în ecuațiile funcțiilor de transfer, și anume, după caz, factorul proporțional (GKP), factorul integral (GKI) și timpul de derivare (TC1), astfel încât să se obțină indicii de performanță impuși (stabilitate, robustețe).

#### 4.7.3. Optimizarea sistemului de control (controlerului)

Acordarea controlerului PID poate fi realizată prin diferite metode specifice teoriei sistemelor automate, care includ metoda locului rădăcinilor, metode frecvențiale ș.a. [4], [58]. În lucrarea de față, acordarea controlerului este privită ca o problemă de proiectare optimală, procedura de optimizare fiind similară cu cea folosită în subcapitolul 3.3 pentru optimizarea modelului mecanic MBS al sistemului de suspensie.

Datele specifice procesului de optimizare a sistemului de control (controlerului) sunt:

- variabilele de proiectare - factorii de acordare a controlerului (după caz, PID, PI, PD, P);
- funcția obiectiv - eroarea de poziționare, ca diferență între valoarea impusă ecartamentului și cea curentă (măsurată);
- valoarea monitorizată a funcției obiectiv - rădăcina medie pătrată (RMS) pe durata simulării;
- scopul optimizării - minimizarea valorii monitorizate a funcției obiectiv.

În cele ce urmează, se va detalia **algoritmul de optimizare pentru sistemul de control cu controler PID**, procedura fiind similară și pentru celelalte tipuri de controlere investigate.

Pentru a avea acces la procedura de optimizare parametrică inclusă în softul ADAMS este necesar ca sistemul de control din figura 4.50 să fie transferat în ADAMS. Pentru aceasta, modelul este exportat din interfața EASY5 prin formatul ESL (External System Library) [97], [98], specificându-se totodată parametrii sistemului care ulterior vor fi identificați în ADAMS ca variabile de proiectare (în cazul de față, factorii GKP, GKI și TC1). Odată importat în ADAMS, sub forma unei ecuații de stare generală, modelul parametrizat al sistemului de control, cuplat cu modelul MBS al mecanismului de orientare, devine disponibil pentru optimizare.

Fiecare variabilă de proiectare este definită printr-o valoare inițială și un domeniu de variație relativ la valoarea inițială. De exemplu, în figura 4.63 este prezentată caseta de editare/configurare a variabilei GKP (factorul proporțional).

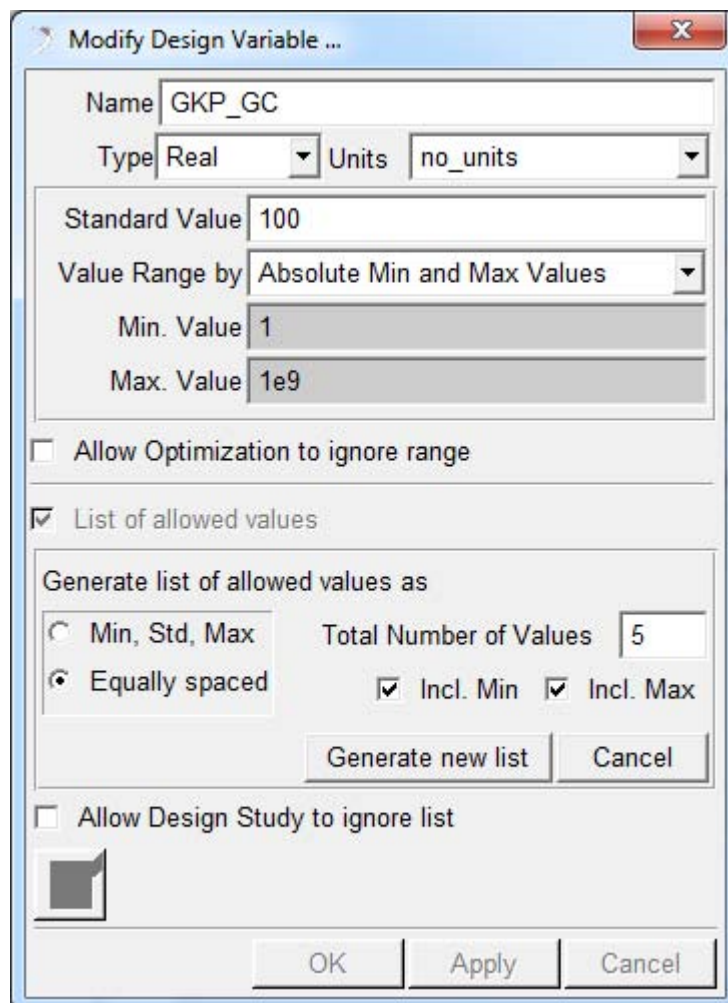


Fig. 4.63. Configurarea variabilei de proiectare GKP.

După cum s-a precizat, ca și funcție obiectiv se consideră eroarea privitoare la variația de ecartament (ieșirea din blocul de comparare SJ, S\_Out\_SJ - v. fig. 4.64), obiectivul optimizării fiind minimizarea rădăcinii medii pătrate (RMS - Root Mean Square) a erorii pe durata simulării. Prin urmare, problema de optimizare a sistemului de control este una mono-obiectiv, fără constrângeri de proiectare.



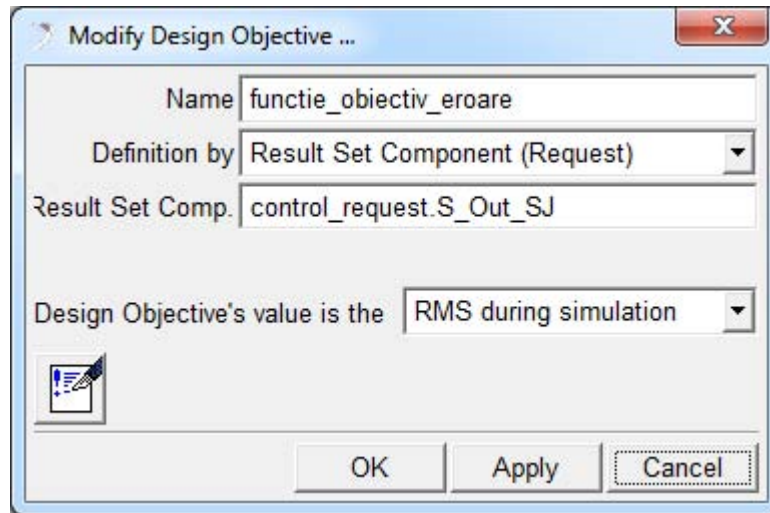


Fig. 4.64. Modelarea funcției obiectiv pentru optimizarea sistemului de control.

În cele ce urmează sunt prezentate rezultatele procesului de proiectare optimă pentru variantele de controler menționate, studiul fiind realizat prin utilizarea modului ADAMS/Insight. Algoritmii de optimizare este cel utilizat și la proiectarea optimă (cinematică și dinamică) a dispozitivului mecanic (v. subcap. 3.4, respectiv 4.5, 4.6), și anume DOE Screening (2 Level) – Interactions – D-Optimal. În figurile care urmează s-au folosit următoarele notații: r\_01 - răspunsul sistemului (funcția obiectiv); f\_60, f\_61, f\_62 - variabilele de proiectare (factorii de acordare a controlerului).

▪ Suspensia activă cu controler PID

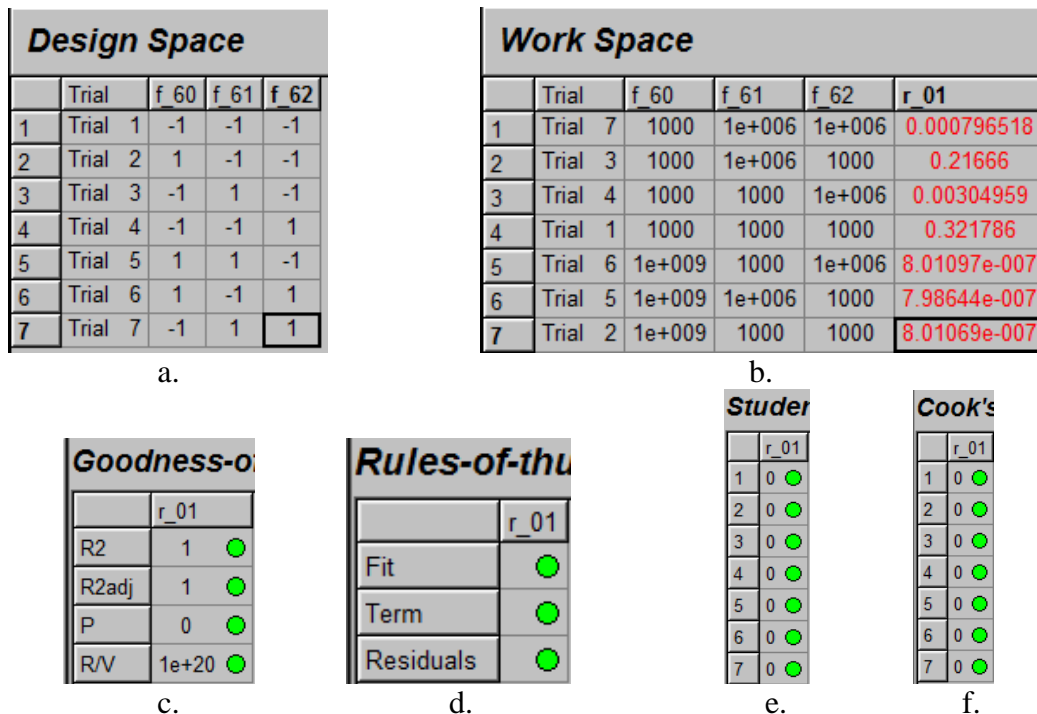


Fig. 4.65. Rezultate specifice sistemului cu controler PID.

| Term semnificativi |      |              |
|--------------------|------|--------------|
|                    | r_01 | Term         |
| 1                  | 0    | 1 (constant) |
| 2                  | 0    | f_60         |
| 3                  | 0    | f_61         |
| 4                  | 0    | f_62         |
| 5                  | 0    | f_60 * f_61  |
| 6                  | 0    | f_60 * f_62  |
| 7                  | 0    | f_61 * f_62  |

g.

| Term coefficients fo |             |              |
|----------------------|-------------|--------------|
|                      | r_01        | Term         |
| 1                    | 0.32221     | 1 (constant) |
| 2                    | -3.2221e-10 | f_60         |
| 3                    | -1.0533e-07 | f_61         |
| 4                    | -3.1916e-07 | f_62         |
| 5                    | 1.0523e-16  | f_60 * f_61  |
| 6                    | 3.1906e-16  | f_60 * f_62  |
| 7                    | 1.0308e-13  | f_61 * f_62  |

h.

Fig. 4.65. Rezultate specifice sistemului cu controler PID.

Valorile variabilelor de proiectare rezultate în urma optimizării controlerului PID sunt  $P=1e+09$ ,  $I=1000$ ,  $D=9.6887e+05$ , răspunsul sistemului având valoarea  $RMS=1.6435e-007$ .

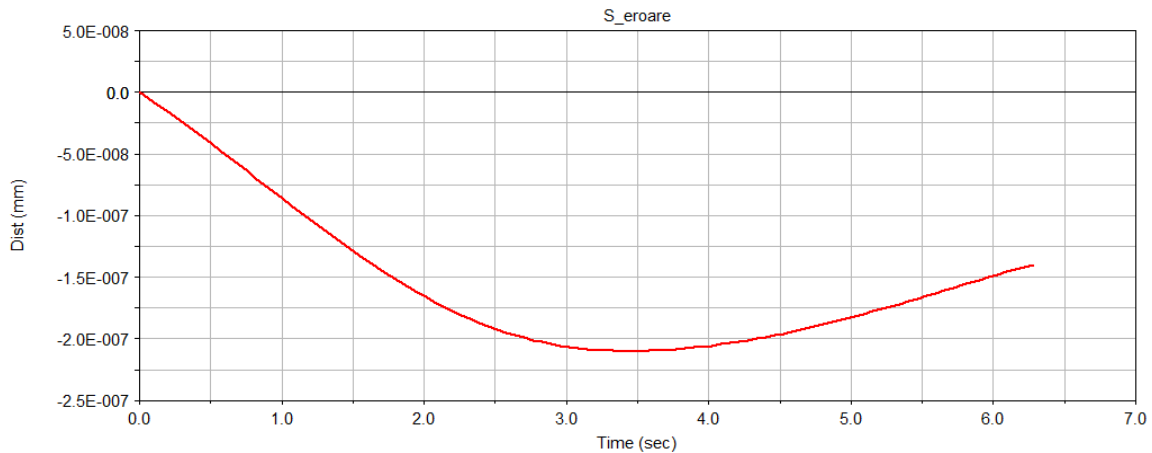


Fig. 4.66. Eroarea obținută în urma optimizării controlerului PID.

Din rezultatele prezentate, se constată că toate tipurile de controler investigate asigură un comportament corespunzător al sistemului de suspensie activă. În aceste condiții, se reține ca optimă varianta cea mai simplă (deci, ieftină), și anume controlerul de tip proporțional (P).

#### 4.8. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Pe baza celor prezentate în acest capitol se desprind următoarele **concluzii**:

- modelarea, simularea și optimizarea dinamică în mediu MBS precede realizarea și implementarea prototipului fizic, vizând evaluarea și îmbunătățirea comportamentului sistemului de suspensie;
- modelele “jumătate de automobil”, cu articularea șasiului la bază prin cuple sferice, conduc la rezultate apropiate de modelul “tot-automobil” (în termeni de oscilații de ruli, tangaj și girație ale șasiului);
- strategia de investigație DOE Screening – Interactions – D-Optimal oferă rezultate corespunzătoare atât în cazul optimizării dinamice a sistemului de suspensie pasivă, cât și pentru suspensia activă, fără a fi necesară finisarea funcțiilor de regresie;
- toate tipurile de controlere investigate conduc la comportament corespunzător al sistemului de suspensie activă, condiții în care se alege soluția cea mai simplă/ieftină de controler (tip amplificator);

- schema de control mono-bucă cu controler proporțional asigură stabilitatea și robustețea sistemului de suspensie activă.

Principalele **contribuții** originale din acest capitol pot fi sintetizate astfel:

- conceperea modelului dinamic al sistemului de suspensie pasivă pentru monopostul tip Formula Student;
- conceperea modelului dinamic pentru sistemul de suspensie activă;
- identificarea și modelarea variabilelor de proiectare pentru optimizarea dinamică a sistemelor de suspensie pasivă, respectiv activă;
- identificarea și modelarea funcțiilor obiectiv pentru optimizarea dinamică a sistemelor de suspensie pasivă, respectiv activă;
- optimizarea dinamică a sistemelor de suspensie pasivă, respectiv activă.

## 5. REALIZAREA ȘI TESTAREA MODELULUI EXPERIMENTAL

### 5.1. DEZVOLTAREA MODELULUI EXPERIMENTAL

Dintre soluțiile prezentate / investigate în capitolul 2, s-a reținut ca variantă de studiu (și respectiv implementare pe prototipul fizic) sistemul de suspensie bazat pe mecanism pentalater (v. schema simplificată din figura 2.14), pentru care în capitolele 3 și 4 s-a efectuat analiza și optimizarea cinematică & dinamică prin utilizarea mediului software de prototipare virtuală MSC.ADAMS.

În vederea dezvoltării modelului experimental al sistemului de suspensie a roților față & spate pentru monopostul tip Formula Student s-au parcurs următoarele etape: modelarea CAD a sistemului de suspensie – model tot-automobil; proiectarea de detaliu și realizarea desenelor de execuție și respectiv ansamblu; realizarea, respectiv achiziționarea, componentelor; asamblarea componentelor; achiziționarea și montarea echipamentelor de monitorizare (senzori).

Modelarea în mediu CAD a fost realizată cu ajutorul softului SolidWorks, modelul rezultat având la bază schema structurală, caracteristicile tehnice și cotele de montaj ale componentelor. În vederea finalizării ansamblului în mediul CAD, au fost modelate inclusiv componentele care au fost achiziționate.

Componentele proiectate și realizate în vederea implementării modelului au fost:

- șasiul – executat din țevă de 25CrMo4 – 25 mm cu grosimea peretelui de 2 mm, respectiv 18 mm cu grosimea peretelui de 1.5 mm; țevile aferente fiecărui reper au fost frezate și ulterior sudate prin procedura MIG/MAG;
- portfuzetele – executate din OL37 prin frezarea anumitor componente și prin strunjirea centrului fuzetei (în vederea asamblării cu rulmenți conici); ulterior, aceste semifabricate au fost sudate prin procedura MIG/MAG;
- butucii roților – executați din OL37, semifabricatul aferent acestui element fiind strunjit, rectificat pe cota de rulment, frezat, găurit și filetat;;
- brațele inferioare ale mecanismelor de ghidare a roților față/spate – stânga/dreapta – executate din țevă 25CrMo4, prin frezare și ulterior sudare;
- elementele de susținere/prindere a brațelor mecanismelor de ghidare pe șasiu – executate din OL37, prin frezare, ulterior fiind sudate pe șasiu;
- elementele de prindere a rulmenților sferici pe brațe – executate din OL37, prin strunjire, găurire și filetare M8;
- balansierele superioare ale mecanismelor de ghidare – executate din OL37, din câte două table de 5 mm grosime, frezate și găurite; Asamblarea între cele 2 fețe ale balansierului se face cu ajutorul unor distanțieri cilindrici și a șuruburilor M6.
- elementele de prindere (montare) a senzorilor de poziție/forță pe sistemul de suspensie/șasiu (fig. 5.14), realizate din aluminiu.

Sistemul de achiziție date utilizat pentru măsurarea cursei în amortizoare este format din doi senzori de distanță mică (sharp), o placă de dezvoltare „Arduino mega 2560”, un breadboard și un soclu pentru card de memorie SD. Limbajul pentru programarea microcontrolerului folosit este C#. Sistemul de achiziție date utilizat pentru măsurarea forțelor transmise în șasiu (forțe longitudinale, respectiv laterale) este format dintr-un data logger de tip „AQ-1”, care are încorporat senzorul de forță. Data logger-ul a fost montat pe șasiu în apropierea centrului de masă al acestuia.

## 5.2. TESTAREA PROTOTIPULUI FIZIC - ACHIZIȚIA ȘI PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Prototipul fizic (modelul experimental) al sistemului de suspensie a fost implementat și testat în cadrul echipei de Formula Student a Universității *Transilvania* din Brașov – BlueStreamline (fig. 5.15).



Fig. 5.15. Monopostul echipat cu sistemul de suspensie propus.

În vederea evaluării comportamentului în rulare al monopostului echipat cu sistemul de suspensie propus, au fost realizate trei tipuri de teste, corespunzătoare unor situații (manevre) reale reprezentative în care se află monopostul pe circuit, după cum urmează: testul 1 - accelerare în linie dreaptă; testul 2 - virare succesivă dreapta – stânga; testul 3 - trecere peste vibratoare. Testele experimentale au avut loc pe circuitul de Formula 1 de la Catalunya (testele 1 și 2), respectiv pe circuitul de karting de la Prejmer (testul 3).

Datele experimentale au fost prelevate cu ajutorul sistemului de achiziție menționat, fiind ulterior transferate în format EXCEL. De exemplu, în tabelul 5.1 se prezintă o serie de valori numerice obținute în cazul testului de accelerație, după cum urmează: deplasarea relativă dintre elementele amortizoarelor (piston - cilindru) din sistemul de suspensie a roților dreapta și stânga față, forța longitudinală transmisă (măsurată la nivelul) șasiului, poziția pedalei de accelerație și intervalul de citire a senzorilor. Se face precizarea că în tabel sunt redată doar o parte dintre rezultate, volumul de date fiind foarte mare datorită incrementului redus de citire a senzorilor (concret, 0.01 secunde).

Tabelul 5.1. Reprezentare parțială a datelor obținute în urma testării.

| Timp<br>[sec] | Forță<br>[N] | Poziție pedală<br>[%] | Deplasare [mm] |           |
|---------------|--------------|-----------------------|----------------|-----------|
|               |              |                       | dreapta        | stânga    |
| 0.01          | 0            | 0                     | 0              | 0         |
| 0.02          | -0.46865     | 0.9                   | -0.3166        | -0.458238 |
| 0.03          | -0.46865     | 1.2                   | -0.3320        | -0.97216  |
| ...           | ...          | ...                   | ...            | ...       |
| 7.00          | -4.68658     | 99                    | -7.4789        | -7.48608  |
| 7.01          | -4.42487     | 99                    | -7.4866        | -7.48608  |
| 7.02          | -4.2487      | 99                    | -7.5032        | -7.48608  |
| ...           | ...          | ...                   | ...            | ...       |
| 12.48         | -0.62487     | 0.9                   | -1.45447       | 0.48905   |
| 12.49         | -0.46865     | 0.9                   | 0.48792        | 0         |
| 12.5          | -0.62487     | 0.9                   | 0              | 0         |

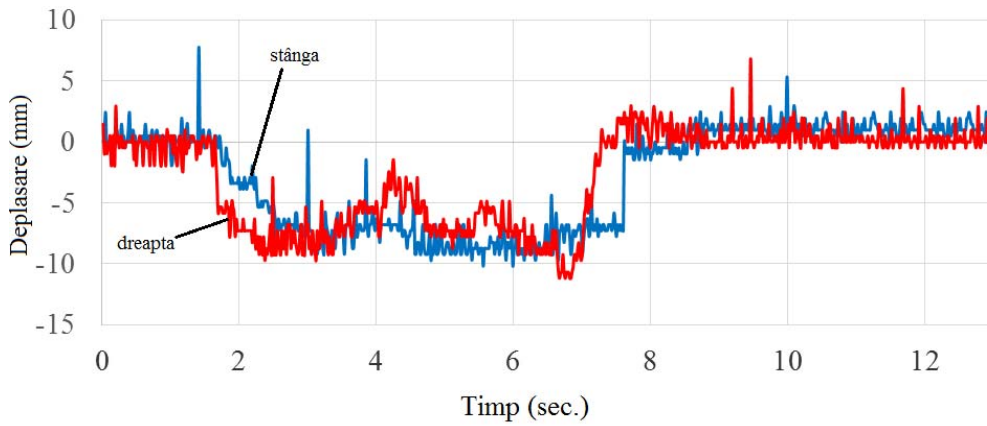


Fig. 5.16. Deplasarea (cursa) în amortizoarele suspensiei față - testul 1.

Pentru testul de accelerare, se poate observa mișcarea indusă în momentul accelerării în sistemul de suspensie a roților stânga - dreapta (mișcare măsurată, după cum s-a precizat, la nivelul amortizoarelor), în conformitate cu diagramele prezentate în figura 5.16. Această mișcare este dependentă de poziția pedalei de accelerație (fig. 5.17) și respectiv forța longitudinală trasmisa în șasiu în momentul accelerării (fig. 5.18). Testul a avut loc pe o linie dreaptă de 75 m, pe care monopostul a accelerat în mod constant. Discrepanțele (ca alură de curbă) între forța longitudinală și poziția pedalei de accelerație (care indică o accelerare continuă) apar în momentul schimbării treptei de viteză.

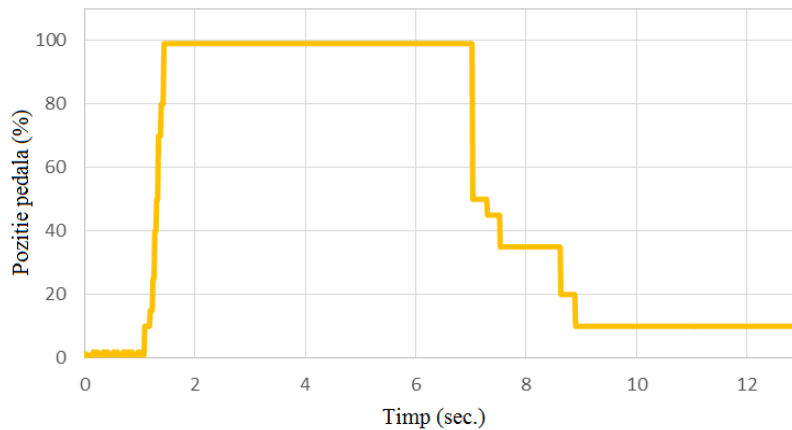


Fig. 5.17. Poziția pedalei de accelerație - testul 1.

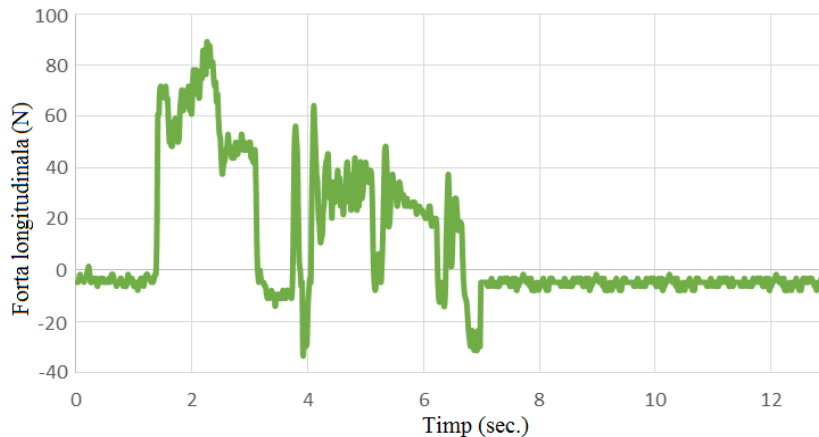


Fig. 5.18. Forța longitudinală transmisă în șasiu - testul 1.

Testul de virare constantă dreapta - stânga a fost realizat pe un circuit special amenajat, în conformitate cu regulamentul "Formula Student", având rolul de a evalua comportamentul monopostului în prezența unor forțe laterale mari. Testul implică intrarea într-o buclă, în care în prima parte se realizează două ture de viraj dreapta, apoi două de viraj stânga, parte din rezultatele obținute fiind prezentate în figurile 5.20 și 5.21.

Prin corelarea graficelor din figura 5.20, care prezintă mișcările induse în sistemul de suspensie a roții stânga - dreapta la nivelul amortizoarelor cu diagrama din figura 5.21, care prezintă variația în timp a forței laterale transmise în șasiu, se observă un comportament relativ liniar al suspensiei, atât pe cursa de comprimare, cât și pe destindere, ceea ce demonstrează viabilitatea (utilitatea) soluției propuse.

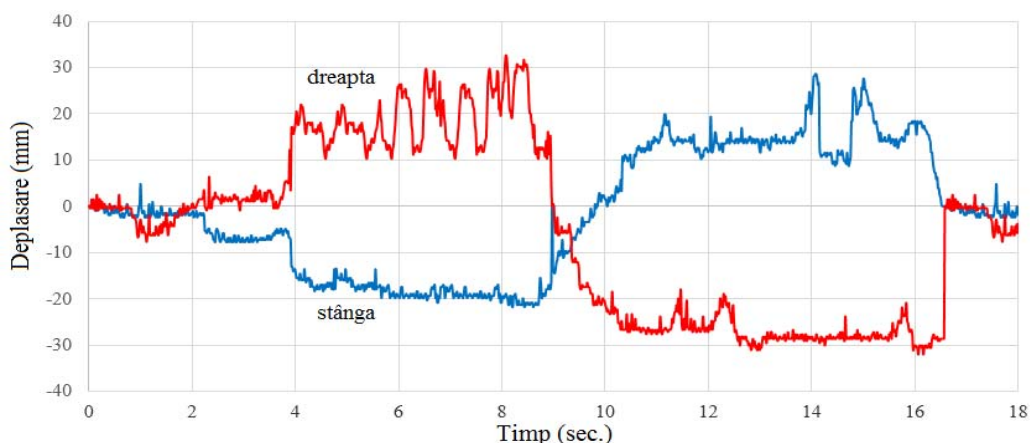


Fig. 5.20. Deplasarea (cursa) în amortizoarele suspensiei față - testul 2.

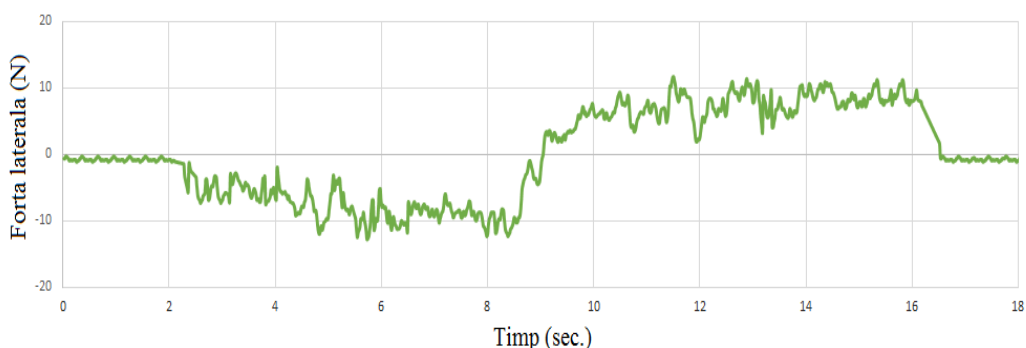


Fig. 5.21. Forța laterală transmisă în șasiu - testul 2.

Testul final la care a fost supus monopostul a constat din efectuarea unui tur pe circuitul de karting de la Prejmer, în care au fost atinse vibratoarele aferente tuturor virajelor. Acest test are ca scop verificarea vitezei de răspuns (reacție) a sistemului de suspensie și modul în care acesta suportă forțe verticale și laterale.

În conformitate cu diagramele prezentate în figura 5.23, se poate observa trecerea de la încărcarea monopostului pe o parte respectiv pe cealaltă (stânga / dreapta) în momentul virării, atât în virajele largi, cât și în cele strânse. Totodată, se observă un comportament liniar, fără bruscări în sistemul de suspensie, lucru care induce o manevrabilitate bună a monopostului și reduce corecțiile necesare din volan în momentul virării. Diagrama de variație a forței laterale la care este supusă suspensia pe durata testului este prezentată în figura 5.24.

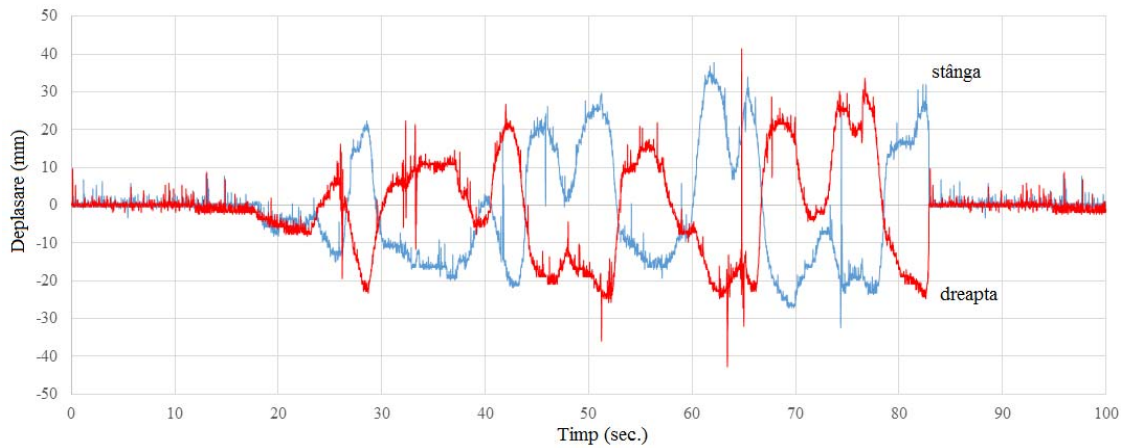


Fig. 5.23. Deplasarea (cursa) în amortizoarele suspensiei față - testul 3.

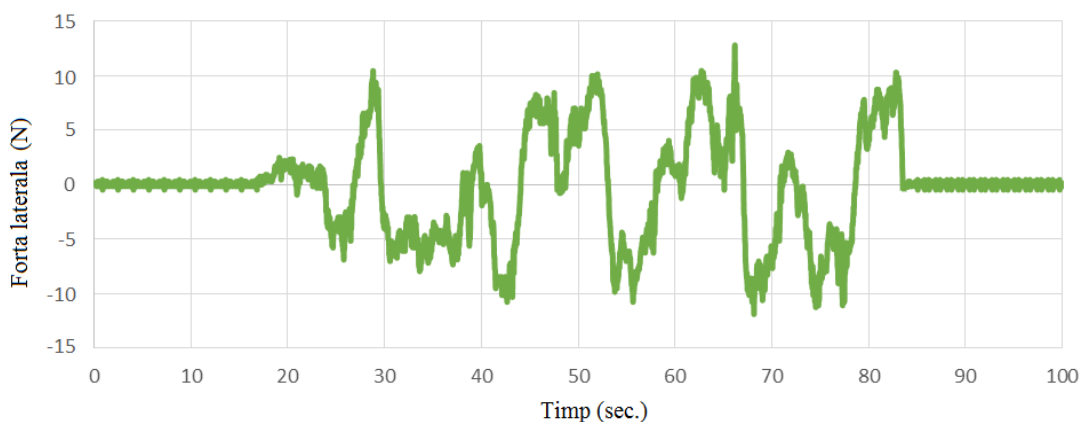


Fig. 5.24. Forța laterală transmisă în șasiu - testul 3.

### 5.3. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Din cele prezentate anterior se desprind următoarele **concluzii**:

- datele experimentale obținute demonstrează viabilitatea sistemului de suspensie propus/implementat (ca și performanțe funcționale), validând în același timp studiul teoretic bazat pe modelarea - simularea - optimizarea sistemului de suspensie în mediu virtual;
- pentru condiții de drum diverse pe care s-au realizat înregistrările de date experimentale, cum ar fi linie dreaptă, viraje și denivelări (vibratoare), se observă un comportament liniar al suspensiei, fără modificări bruște, care ar putea induce un comportament neliniar al monopostului.

Principalele **contribuții originale** care se desprind din acest capitol sunt:

- elaborarea desenelor de execuție și de ansamblu;
- realizarea și implementarea prototipului fizic al monopostului echipat cu sistemul de suspensie propus în cadrul echipei de Formula Student a Universității *Transilvania* din Brașov;
- achiziția, prelucrarea și interpretarea datelor experimentale.



## 6. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE. DISEMINAREA REZULTATELOR

### 6.1. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

**Obiectivul general al tezei de doctorat** constă din proiectarea optimală și implementarea unui sistem de suspensie inovativ (pur mecanic) destinat automobilelor de competiție (concret, monopost tip Formula Student).

Pe baza cercetării efectuate se pot formula următoarele **concluzii finale**:

- în timp ce pentru automobilele de oraș există o multitudine de soluții de sisteme de suspensie, în cazul automobilelor de competiție tip monopost, datorită reglementărilor specifice, gama de soluții este limitată, majoritatea soluțiilor existente fiind bazate pe suspensia cu patruleter;
- soluția clasică de suspensie cu patruleter prezintă inconvenientul major al contradicției între variația de ecartament și respectiv variația unghiului de cădere a roții, problemă care se poate rezolva prin utilizarea unei suspensii bazată pe mecanism pentalater;
- din considerente de complexitate, întreținere și cost, este de preferat utilizarea unei suspensii pur mecanice, deși suspensia activă ar asigura un comportament superior;
- sistemul de suspensie propus oferă avantajele suspensiei pur mecanice, în condițiile în care funcțional se apropie de comportamentul suspensiei active;
- în cazul monoposturilor, ansamblul arc & amortizor este poziționat, de regulă, în plan relativ orizontal, atât din considerente de spațiu disponibil, cât și din punct de vedere al preluării/descompunerii forțelor;
- sistemul de suspensie propus poate fi implementat atât pe puntea față cât și pe puntea spate a monopostului (indiferent care dintre acestea este punte motoare);
- strategie de investigație DOE Screening – Interactions – D-Optimal oferă rezultate corespunzătoare atât în optimizarea cinematică cât și în cea dinamică, fără a fi necesară finisarea funcțiilor de regresie;
- modelarea, simularea și optimizarea în mediu MBS precede realizarea și implementarea prototipului fizic, vizând evaluarea și îmbunătățirea comportamentului cinematic al mecanismului de suspensie;
- studiul de optimizare conduce la o reducere substanțială a variațiilor unghiurilor și deplasărilor importante din sistem, cu modificări minore în configurația geometrică a mecanismului, ceea ce are efect benefic asupra funcționalității sistemului de suspensie;
- modelarea, simularea și optimizarea dinamică în mediu MBS precede realizarea și implementarea prototipului fizic, vizând evaluarea și îmbunătățirea comportamentului sistemului de suspensie;
- modelele “jumătate de automobil”, cu articularea șasiului la bază prin cuple sferice, conduc la rezultate apropiate de modelul “tot-automobil” (în termeni de oscilații de ruli, tangaj și girație ale șasiului);
- strategia de investigație DOE Screening – Interactions – D-Optimal oferă rezultate corespunzătoare atât în cazul optimizării dinamice a sistemului de suspensie pasivă, cât și pentru suspensia activă, fără a fi necesară finisarea funcțiilor de regresie;
- toate tipurile de controlare investigate conduc la comportament corespunzător al sistemului de suspensie activă, condiții în care se alege soluția cea mai simplă/ieftină de controler (tip amplificator);
- schema de control mono-bucă cu controler proporțional asigură stabilitatea și robustețea sistemului de suspensie activă;
- datele experimentale obținute validează rezultatele obținute prin simularea prototipului virtual al sistemului de suspensie;

- pentru condiții de drum diverse cum ar fi linie dreaptă, viraje și denivelări (vibratoare) pe care s-au realizat înregistrările de date experimentale se observa un comportament liniar al suspensiei fără modificări bruște care pot induce un comportament neliniar al monopostului.

Dintre **contribuțiile originale** aduse prin tema de doctorat se pot enumera:

- evaluarea critică a unor variante reprezentative de sisteme utilizate/utilizabile la suspensia monoposturilor;
- identificarea - formularea listei de cerințe pentru sistemele de suspensie destinate monoposturilor;
- determinarea soluției optime a sistemului de suspensie pentru monopostul vizat (tip Formula Student);
- elaborarea unui algoritm numeric (bazat pe metoda celor mai mici pătrate) pentru sinteza mecanismului de ghidare a roții monopostului și conceperea programului de calcul aferent (utilizând limbajul de programare MATLAB);
- conceperea soluției optime a mecanismului de ghidare a roților față și spate pentru un automobil de competiție (monopost) tip Formula Student;
- modelarea mecanismului de suspensie ca sistem multicorp (MBS);
- conceperea modelului cinematic pentru analiza în mediu virtual (ADAMS) a sistemului de suspensie;
- modelarea variabilelor de proiectare și a funcțiilor obiectiv pentru optimizarea cinematică;
- optimizarea sistemului de ghidare a roților față & spate ale automobilului de competiție;
- conceperea modelului dinamic al sistemului de suspensie pasivă pentru monopostul tip Formula Student;
- conceperea modelului dinamic pentru sistemul de suspensie activă;
- identificarea și modelarea variabilelor de proiectare pentru optimizarea dinamică a sistemelor de suspensie pasivă, respectiv activă;
- identificarea și modelarea funcțiilor obiectiv pentru optimizarea dinamică a sistemelor de suspensie pasivă, respectiv activă;
- optimizarea dinamică a sistemelor de suspensie pasivă, respectiv activă;
- elaborarea desenelor de execuție și de ansamblu;
- adaptarea soluției de suspensie arc amortizor de mici gabarite destinate bicicletelor și implementarea acestora în sistemul de suspensie proiectat;
- realizarea și implementarea prototipului fizic în cadrul echipei de Formula Student a Universitatii Transilvania din Brașov;
- achiziționarea datelor experimentale;
- prelucrarea, analiza și validarea datelor experimentale.

## 6.2. DISEMINAREA REZULTATELOR

Cercetările efectuate în vederea elaborării prezentei lucrări de doctorat au fost valorificate prin [79 - 87]:

- **3 articole în reviste indexate ISI:**

1. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Multi-criteria kinematic optimization of a front multi-link suspension mechanism using DOE screening and regression model. Applied Mechanics and Materials, vol. 332, 2013, p. 351-356, ISSN 1660-9336, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.332.351.

2. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Dynamic simulation of a motor vehicle in virtual prototyping environment. Applied Mechanics and Materials, vol. 555, 2014, p. 369-374, ISSN 1660-9336, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.555.369.
3. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Dynamic optimization of a single-seater car suspension system. Applied Mechanics and Materials, vol. 658, 2014, p. 147-152, ISSN 1660-9336, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.658.147.

▪ **6 articole indexate BDI (în reviste & volume de conferințe internaționale):**

1. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Kinematic optimization of the front suspension system for a formula student car. Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series I: Engineering Sciences, vol. 5 (54), nr. 1, 2012, p. 51-56, ISSN 2065-2119.
2. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Multi-objective optimization of the rear guiding linkage of a formula student race car. Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series I: Engineering Sciences, vol. 5 (54), nr. 2, 2012, p. 53-58, ISSN 2065-2119.
3. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Dynamic analysis of a multi-link suspension mechanism with compliant joints. Bulletin of the Transilvania University of Brașov - Series I: Engineering Sciences, vol. 6 (55), nr. 1, 2013, p. 33-38, ISSN 2065-2119.
4. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Study concerning the effect of the bushings' deformability on the static behavior of the rear axle guiding linkages. Proceedings of the International Conference on Biomechanics, Neurorehabilitation, Mechanical Engineering, Manufacturing Systems, Robotics and Aerospace - ICMERA, 2012, p. 132-137, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.245.132.
5. **Țoțu, V.,** Alexandru, C. Optimal design of the front suspension mechanism used for a race car. Proceedings of the 11th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines - SYROM, Mechanisms and Machine Science, vol. 18, 2014, p. 243-253, ISBN 978-3-319-01844-7, DOI 10.1007/978-3-319-01845-4\_25, Springer.
6. **Țoțu, V.** A comparative analysis between the rigid and compliant joint models for the guiding system of the cars axles. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XIII (XXIII), nr. 1, 2014, p. 131-134, ISSN 1583-0691.

▪ **propunere brevet de invenție:**

**Țoțu, V.,** Alexandru, C. Mecanism de suspensie pentru autovehicule ușoare și monoposturi.

### 6.3. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

Ca și direcții viitoare de cercetare se propun următoarele:

- analiza cu elemente finite a sistemului de suspensie;
- implementarea sistemului de suspensie propus pe automobile cu propulsie electrică;
- implementarea sistemului propus pe automobile cu punte motoare față și respectiv 4x4;
- proiectarea și implementarea unei suspensii inteligente, capabilă să se adapteze condițiilor de carosabil pe un monopost de tip Formula Student.

## BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

1. Alexandru, C. Mecanisme articulate: analiză - sinteză - simulare cinematică. Ed. Universității Transilvania din Brașov, 2000.
2. Alexandru, C. Simularea pe calculator a sistemelor mecanice articulate. Ed. Lux Libris, Brașov, 2000.
3. Alexandru, C., Todor, I. Sisteme ale automobilelor și autovehiculelor speciale. Modelarea cinematico-dinamică a sistemului de ghidare a punților auto. Ed. Universității Transilvania din Brașov, 2002.
4. Alexandru, C., Pozna, C. Dinamica sistemelor mecanice pe baza prototipării virtuale, cu aplicare la mecanismele suspensiei vehiculelor. Ed. Universității Transilvania din Brașov, 2003.
5. Alexandru C. Software platform for analyzing and optimizing the mechanical systems, Proceedings of the 10th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines - SYROM, 2009, p. 665-677.
8. Alexandru, C. The kinematic optimization of the multi-link suspension mechanisms used for the rear axle of the motor vehicles. Proceedings of the Romanian Academy, Series A, 2009, vol. 10, nr. 3, p. 244-253.
9. Antonescu, P. *Mecanisme*. Ed. Printech, București, 2003.
10. Attia, H.A. Kinematic analysis of the multi-link five-point suspension system in point coordinates. Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 17 (8), 2003, p. 1133-1139.
11. Balike, K.P., Rakheja, S., Stiharu, I. Kinematic analysis and parameter sensitivity to hard points of five-link rear suspension mechanism of passenger car. Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference, 2008, vol. 5, p. 755-764.
12. Bernard, A. Virtual engineering - methods and tools. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, vol. 219, 2005, p. 413-421.
17. Dixon, J. Suspension analysis and computational geometry. Wiley, 2009.
21. Fischer, E. Standard multi-body system software in the vehicle development process. Journal of Multi-Body Dynamics, vol. 221, nr. 1, 2007, p. 13-20.
22. Georg, R. Road vehicle dynamics. CRC Press, 2011.
23. Gillespie, T. Fundamentals of vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers Inc., 2014.
25. Grossman, R., Del Vecchio, R. Design of experiments. John Wiley & Sons, 2007.
26. Guest, J.J. The main free vibrations of an autocar. Proc. Inst. Auto. Engrs (London), vol. 20, nr. 505.
29. Halderman, J. Automotive steering suspension and alignment. Prentice Hall, 2009.
31. Haug, E.J., Choi, K.K., Kuhl J.G., Vargo J.D. Virtual prototyping simulation for design of mechanical systems. Journal of Mechanical Design, vol. 117, 1995, p. 63-70.
32. Heisler, H. Advanced vehicle tehnology. Reed Educational and Professional Publishing, 2002.
33. Hiller, M., Woernle, C. Bewegungsanalyse einer fünfpunkt - radaufhängung (Kinematical analysis of a five-point wheel suspension). ATZ, vol. 87 (2), 1985, p. 59-64.
34. Hiller, M. Frik, S. Five link suspension. Vehicle System Dynamics, nr. 22, 1995.
39. Kim, S.P., Shim, J.K., Ahn, B.E., Lee, U.K. Approximate synthesis of 5-SS multi link suspension systems for steering motion. KSME, vol. 25, 2001, p. 32-38.
40. Knapczyk, J., Maniowski, M. Elastokinematic modeling and study of five-rod suspension with subframe. Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (9), 2006, p. 1031-1047.

41. Knowles, D. Automotive suspension & steering systems. 2nd Edition. Delmar Publishers, 1999.
44. Lee, H.G., Won, C.J., Kim, J.W. Design sensitivity analysis and optimization of McPherson suspension systems. Proceedings of the World Congress on Engineering - WCE, vol. II, 2009.
47. Li, T., Zhang, F., Ito, M. Semi-active suspension system with electro-rheological damper. Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on Circuits, Systems, Communications and Computers, 2002, p. 6971-6974.
48. Lopez, I., Nijmeijer, H. Prediction and validation of the energy dissipation of a friction damper. Journal of Sound and Vibration, nr. 328, 2009, p. 396-410.
49. Mailah, M., Priyandoko, G. Simulation of a suspension system with adaptive fuzzy active force control. International Journal of Simulation and Modeling, nr. 6, 2007, p. 25-36.
50. Michael, C., David, P., Allington, J. Racing and sports car chassis design. BT Batsford Ltd., 1966.
51. Min, H.K., Tak, T.O., Lee, J.M. Kinematic design sensitivity analysis of suspension systems using direct differentiation, KSAE, vol. 5 (1), 1997, p. 38-48.
52. Mohamed, N.A., Nor, M.J., Mukhlis, R.Z. Compromising vehicle handling and passenger ride comfort using ER-damper. Mechanika, nr. 4 (54), 2005, p. 50-54.
53. Mukhlis, R.Z., Mohamed, N. A., Nor, M.J. The design and simulation of flow mode electrorheological damper. Jurnal Teknologi, nr. 44(A), 2006, p. 115-125.
54. Nunney, M.J., Light and heavy vehicle technology. Butterworth-Heinemann, 2005.
55. Orwin, R.G., Cordray, D.S. Effects of deficient reporting on meta-analysis: a conceptual framework and reanalysis. Psychologica, vol. 97 (1), 1985, p. 134-147.
56. Papegay, Y., Merlet, J.P., Daney, D. Exact kinematics analysis of car's suspension mechanisms using symbolic computation and interval analysis. Mechanism and Machine Theory, vol. 40 (4), 2005, p. 395-413.
60. Raghavan, M. Suspension design for linear toe curves: a case study in mechanism synthesis. Journal of Mechanical Design, vol. 126 (2), 2004, p. 278-282.
61. Rahul, J. Design of passive suspension system with non-linear springs using B-spline collocation method. ProQuest, UMI Dissertation, 2012.
63. Reimpell, J. Fahrwerttechnik. Vogel-Verlag, Wurzburg, vol.1 – III, 1970.
64. Rocca, E., Russo, R. A feasibility study on elastokinematic parameter identification for a multilink suspension, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 216 (2), 2002, p. 153-160.
65. Romero, G., Maroto, J., Martinez, M.L. Training in engineering design using virtual prototypes. Transactions on Computers, vol. 5, nr. 4, 2006, p. 753-762.
66. Sancibrian, R., Garcia, P., Viadero, F., Fernandez, A., De-Juan, A. Kinematic design of double-wishbone suspension systems using a multiobjective optimisation approach. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, vol. 48 (7), 2010, p. 793-813.
67. Sankaranarayanan, V., Oncu, S., Ozcan, D. Vehicle chassis control using adaptive semi-active suspension. Proceedings of the 17th World Congress of the International Federation of Automatic Control, Seoul, 2008, p. 4677-4682.
68. Schiehlen, W.O. Multibody systems dynamics: roots & perspectives. Multibody Systems Dynamics, vol. 1 (2), 1997, p. 149-188.
73. Simionescu, P.A., Beale, D. Synthesis and analysis of the five-link rear suspension system used in automobile. Mechanism and Machine Theory, vol. 37 (9), 2002, p. 815-832.
75. Stănescu, N.D., Pandrea, N. Determination of the moving equations for a many degrees of freedom system using Kane's equations. Proceedings of the Romanian Academy, Series A, 6 (1), 2005, p. 1-5.

77. Tremayne, D. The science of Formula 1 design - 2nd edition. J.H. Haynes & Co. Ltd., Sparkford, 2006.
  79. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Study concerning the effect of the bushings' deformability on the static behavior of the rear axle guiding linkages. Proceedings of the International Conference ICMERA, 2012, p. 132-137, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.245.132.
  80. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Multi-objective optimization of the rear guiding linkage of a formula student race car. Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series I: Engineering Sciences, vol. 5 (54), nr. 2, 2012, p. 53-58.
  81. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Kinematic optimization of the front suspension system for a formula student car. Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series I: Engineering Sciences, vol. 5 (54), nr. 1, 2012, p. 51-56.
  82. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Multi-criteria kinematic optimization of a front multi-link suspension mechanism using DOE screening and regression model. Applied Mechanics and Materials, vol. 332, 2013, p. 351-356, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.332.351.
  83. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Dynamic analysis of a multi-link suspension mechanism with compliant joints. Bulletin of the Transilvania University of Brașov - Series I: Engineering Sciences, vol. 6 (55), nr. 1, 2013, p. 33-38.
  84. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Dynamic optimization of a single-seater car suspension system. Applied Mechanics and Materials, vol. 658, 2014, p. 147-152, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.658.147.
  85. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Dynamic simulation of a motor vehicle in virtual prototyping environment. Applied Mechanics and Materials, vol. 555, 2014, p. 369-374, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.555.369.
  86. **Țoțu, V.**, Alexandru, C. Optimal design of the front suspension mechanism used for a race car. Proceedings of the 11th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines - SYROM, vol. 18, 2014, p. 243-253, DOI 10.1007/978-3-319-01845-4\_25, Springer.
  87. **Țoțu, V.** A comparative analysis between the rigid and compliant joint models for the guiding system of the cars axles. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XIII (XXIII), nr. 1, 2014, p. 131-134.
  89. Vișa, I., Alexandru, C. General method for kinematic analysis of linkages for guidance of the car axles. Proceedings of the Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms - IFToMM, Milano, 1995, vol. 4, p. 2867-2871.
  91. Zhao, J.S., Chu, F., Feng, Z.J., Zhao, S. Synthesis of a rear wheel suspension mechanism with pure rectilinear motion. Journal of Mechanical Design, vol. 131 (10), 2009, p. 71-79.
  96. \*\*\* Getting started using ADAMS/Insight. MSC Software, 2012.
  97. \*\*\* Getting started using ADAMS/View. MSC Software, 2012.
  98. \*\*\* User guide EASY5, MSC Software, 2012.
- Brevete:**
99. Carlson, D. Magnetically controlled friction damper. Patent nr. WO 01/73313 A2, 2001.
  100. Atkinson, C.S. Vehicle. Patent nr. US 6267388(B1), 2001.
  101. Luttinen, J., Schabel, T., Vieu, M. Decoupled 5-link independent rear suspension. Patent nr. US 12/616412, 2008.
  102. Ralph, H. Variable orifice oil/gas damper. Patent nr. US5.325.943, 1994.
  103. Zhang, J., Liu, M., Zhang, L., Chaizhu, H. Front suspension system of electric vehicle. Patent nr. CN 201320254004, 2013.
- Website-uri:**
105. <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/>