



**UNIVERSITATEA "LUCIAN BLAGA" DIN SIBIU**  
**FACULTATEA DE INGINERIE**  
DEPARTAMENTUL DE INGINERIE INDUSTRIALA SI  
MANAGEMENT

**Ing. Lucian Ion ROMAN**

# **REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT**

***CERCETĂRI PRIVIND OPTIMIZAREA  
SUSPENSIILOR AUTOTURISMELOR  
EXPLOATATE ÎN ROMÂNIA***

**CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC  
PROF. DR. ING. NICOLAE FLORIN COFARU**

Sibiu, 2016



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI  
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI ȘI  
PROTECȚIEI SOCIALE  
AMFOSDRU



Fondul Social European  
POS DRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



OIPOSDRU

### **Investește în oameni**

Proiect cofinanțat din Fondul Social European prin Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Axa prioritară nr. 1: „Educația și formarea 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: Integrarea cercetării românești în contextul cercetării europene-burse doctorale

Cod Contract: POSDRU/CPP107/DMI1.5/S/76851

Beneficiar: Universitatea „Lucian Blaga” din Sibiu

# **REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT**

## ***CERCETĂRI PRIVIND OPTIMIZAREA SUSPENSIILOR AUTOTURISMELOR EXPLOATATE ÎN ROMÂNIA***

Sibiu, 2016

# CAPITOLUL 1

## Importanța și motivația studiului

Prezenta teză de doctorat abordează un domeniu interdisciplinar și anume domeniul ingineriei mecanice în general, domeniul proiectării componentelor autoturismelor și domeniul optimizărilor rezultate din știința calculatoarelor.

Motivația realizării acestei teze de doctorat este multiplă, motivele fiind prezentate în cele ce urmează.

Un **prim** motiv este necesitatea unor studii ingineresti aplicate, în vederea **optimizării construcției componentelor autoturismelor** în general și a celor marca OPEL în special, ținând seama de condițiile de exploatare proprii țării noastre.

Un al **doilea** motiv al abordării cercetărilor din cadrul tezei este **impactul social** favorabil pe care un astfel de studiu îl are. Creșterea confortabilității călătoriei și diminuarea numărului de accidente sunt deziderate foarte importante pentru orice producător auto

Astfel implementarea unor tehnici de optimizare multi-obiectiv de tip Non-Pareto, Pareto și Bio-inspirate în proiectarea sistemului de suspensie pentru găsirea parametrilor țintă de stabilitate și confort în condiții de exploatare diferite (pe drumuri de diferite profile), care să diminueze disconfortul datorat unor factori perturbatori și să asigure confortul pasagerilor autovehiculelor în timpul deplasării pe căile de rulare sunt elemente ce conferă acest caracter social al cercetărilor.

Al **treilea** motiv este cel legat de utilitatea creării unor sisteme asistate de calculator care să îmbunătățească managementul mentenanței autoturismelor și a unor predicții privind fiabilitatea acestora.

Un alt motiv (al **patrulea**) este cel legat de ideea de **interdisciplinaritate**. Între inginerii mecanici, cei de la calculatoare și cei din exploatarea și repararea autovehiculelor există dezvoltată o foarte bună relație atât din punct de vedere profesional cât și uman. Principiul „întregul este mai mult decât suma părților” își dovedește astfel încă odata utilitatea și eficiența.

Și **ultimul** motiv, dar nu mai puțin important, este acela că sunt licențiat în autovehicule rutiere și îmi desfășor activitatea de mai bine de 14 ani în service pentru autoturisme, actualmente fiind șef de service la OPEL AutoHaus Huber Sibiu

Prezenta teză de doctorat considerăm că are un important grad de actualitate iar argumentele mai sus prezentate justifică pe deplin importanța tematicii abordate

Teza își propune să reflecteze cât mai bine cunoștințele și posibilitățile de proiectare și optimizare a unor componente auto foarte importante atât pentru o bună funcționare dar și pentru sporirea confortului și siguranței și în trafic.

Prin studiile CAD-CAE de optimizare multiobiectiv sau experimentale, realizate în această teză s-a abordat îmbunătățirea suspensiei în general, dar și studii parametrizate pe bieletele antiruliu sau semibieletele care vizează particularizări ale formei geometrice precum și propunerea unor variante constructive noi.

Consider că demersul meu științific este unul important, un pas înainte în sporirea fiabilității autoturismelor exploatare în condițiile din România, a confortabilității călătoriei precum și a îmbunătățirii constructive a suspensiilor.

# CAPITOLUL 2

## Stadiul actual al cercetărilor

### 2.1. Fiabilitate. Mentenanță

În acest paragraf, sunt expemplificate mai întâi câteva concepte și metrici de bază folosite în fiabilitate urmând ca apoi să ne concentrăm pe unele provocări referitoare la fiabilitatea automobilelor exploatare în România, în principal pe fiabilitatea sistemului mecanic, dând ca exemple automobilele OPEL.

#### 2.1.1. Concepte de bază. Indicatori de fiabilitate.

**Disponibilitatea** unui sistem la momentul  $t$  este probabilitatea ca sistemul să funcționeze corect la momentul  $t$ .

$$\text{Disponibilitatea} = \frac{\text{MTTF}}{\text{MTTF} + \text{MTTR}} \quad (1)$$

unde:

- MTTF (mean time to fail) reprezintă timpul mediu până la defectare iar
- MTTR (mean time to repair) reprezintă timpul mediu de reparare

**Fiabilitatea** unui sistem la momentul  $t$  este probabilitatea ca sistemul să fi operat corect de la momentul zero până la momentul  $t$  [4]. Considerăm un sistem nou, în bună stare de funcționare la momentul  $t=0$  și, că durata de viață a sistemului poate fi reprezentată de o variabilă aleatoare  $T$ . Dacă defectul se produce la momentul  $T$ , atunci, conform definiției, fiabilitatea sistemului (funcția  $R(t)$ ) la momentul  $t$ , este dată de următoarea probabilitate:

$$R(t) = P(T > t) \quad (2)$$

Capacitatea de întreținere (**Mentenabilitatea**) este probabilitatea ca întreținerea unui sistem să păstreze sistemul funcțional sau să îl readucă la o stare specificată într-o perioadă de timp indicată.

În aplicațiile ingineresti dependabilitatea reprezintă o metrică a disponibilității, fiabilității și suportului de mentenanță al sistemelor. De asemenea, aceasta poate cuprinde și mecanisme menite să mențină și să crească fiabilitatea sistemelor. Dintre mijloacele de îmbunătățire a dependabilității sistemelor menționăm:

- Preîntâmpinare
- Eliminare (îndepărtare)
- Predicție (Anticipare)
- Toleranță la defectări

### 2.1.2. Provocări privitoare la fiabilitatea automobilelor

Un sistem proiectat îndeplinește dezideratul de fiabilitate dacă sistemul va funcționa în ciuda apariției unor probleme interne sau externe. În domeniul auto fiabilitatea se referă la proiectarea unui autovehicul care să ofere siguranță. În acest sens, trebuie dezvoltate aplicații care monitorizează vehiculul în timp real. Automobilele moderne sunt sisteme tehnice care reprezintă sisteme “*critical-safety*” adică sunt sisteme de securitate critice atât pentru siguranța autovehiculului cât și a pasagerilor. Se numesc astfel întrucât viața noastră poate depinde de acestea. Erorile de orice natură – defecțiunea componentelor, greșeli de proiectare, depășirea numărului de kilometri la care ar trebui să se facă revizia tehnică, etc. – pot să ducă la rănirea sau chiar moartea pasagerilor.

În procesul de operare și chiar în perioada de nefuncționare a vehiculelor, pot apărea fenomene care duc la înrăutățirea indicatorilor funcționali și la pierderea totală

sau parțială a capacităților funcționale și diminuarea performanței. Menținerea constantă a performanței întregului sistem pe toată durata de rulare definește un vehicul fiabil. Un parametru important care definește fiabilitatea automobilelor este indicele de fiabilitate [2], un factor care este calculat ca o combinație între numărul de ori în care un automobil se defectează (din cauza unui subsistem al său), costul necesar reparațiilor acestuia, timpul mediu petrecut „în service” pentru reparații și vârsta automobilului.

Factorii care influențează condițiile de operare ale vehiculului sunt pe de o parte, calitatea diferitelor materiale utilizate la întreținerea funcționalității vehiculului, cum ar fi lubrifianții, carburanții, lichidul sistemului de răcire, frânele, servomotoarele etc. și, pe de altă parte, condițiile de deplasare și transport accentuate de calitățile deficitare ale drumurilor și factori de mediu din regiune, software-ul instalat, etc.

Dacă analizăm problema fiabilității automobilelor atât din perspectiva clienților cât și din cea a producătorilor se observă că punctele lor de vedere converg. Primii vor ca automobilul lor să fie sigur iar ceilalți sunt interesați în ideea obținerii unor prețuri mai mari și vânzări mai multe.

Unul din motivele pentru care administrarea cheltuielilor cu automobilele este problematică îl reprezintă dificultatea prevederii performanței și a fiabilității vehiculelor încă din perioada de proiectare și apoi pe întreaga durată de viață sau de utilizare a automobilului în timp [6]. Astăzi, încearcă să îi facă față acestei provocări cercetătorii matematicieni, informaticieni și ingineri mecanici.

În subcapitolul următor ne concentrăm pe manipularea acestor mari seturi de date pentru a accentua cele mai importante rezultate privind fiabilitatea și mentenabilitatea automobilelor de la AutoHaus Huber Sibiu.

Pentru a ne apropia de dezideratul de fiabilitate ideală a vehiculelor, trebuie realizată o cunoaștere exactă a nivelului real de fiabilitate precum și a condițiilor de exploatare existente (în România) [7, 8].

În continuare dăm câteva exemple privind fiabilitatea automobilelor OPEL.

- a) Influența lubrifianților asupra fiabilității**
- b) Influența combustibililor asupra fiabilității**
- c) Influența condițiilor de drum**
- d) Influența regimului de exploatare**

### **2.1.3. Fiabilitate operațională la mașinile OPEL**



Elaborarea prezentei teze are drept scop scoaterea în evidența a celor mai importante aspecte referitoare la fiabilitatea și mentenabilitatea autoturismelor de import (OPEL).

. Analizând comportarea în exploatare a unui număr de 3358 automobile reparate în service-ul OPEL AutoHaus Huber Sibiu în intervalul 12.01.2009 ÷ 31.01.2011, am observat că bieletele și amortizoarele trebuie să fie înlocuite destul de devreme, la aproximativ 5 ani.

Pentru creșterea fiabilității autovehiculelor am propus o soluție de proiectare a componentelor sistemului de suspensie care vizează scăderea ratei de defectare a acestora, pentru găsirea parametrilor țintă de stabilitate și confort în condiții de exploatare diferite (pe drumuri de diferite profile) care să diminueze disconfortul datorat unor factori perturbatori și să asigure confortul pasagerilor autovehiculelor în timpul deplasării pe căile de rulare.

## **2.2. Condiții de drum. Parametrii și măsurarea confortului călătoriei.**

### **A. Generarea unui profil de drum artificial. Conceptele de bază ale standardului ISO 8608**

Din punct de vedere cinematic un autoturism în rulare este întotdeauna supus unor deplasări (modificări ale poziției față de momentul de start) pe cele trei axe verticală, transversală, și longitudinală, datorită în principal neregularității suprafeței drumului, care în mod suplimentar generează vibrații în direcții diferite. Reducerea impactului produs de nivelul de excitație al drumurilor de slabă calitate asupra mașinii aflate în diferite condiții de rulare reprezintă un deziderat pentru producătorii de autovehicule.

Conducerea confortabilă se obține păstrând un nivel redus al vibrațiilor și al zgomotului la nivelul vehiculului. Pentru a defini nivelul de confort al vehiculului, accelerarea (pe verticală  $a$ ) caroseriei vehiculului și deplasamentul pe verticală reprezintă doi dintre cei mai potriviți parametri [34].

Sistemul de suspensie reprezintă mecansimul prin care cadrul vehiculului (caroseria + interiorul acesteia) este izolat de ansamblurile de osii (axe), roți și anvelope aflate în contact cu drumul. Astfel, proiectarea eficientă a sistemului de

suspensie este vitală nu doar pentru confortul șoferului ci și pentru performanța autovehiculului.

La proiectarea unui sistem de suspensie convențională întotdeauna se realizează un compromis între nivelul de confort, cel de stabilitate și cel de performanță al vehiculului.

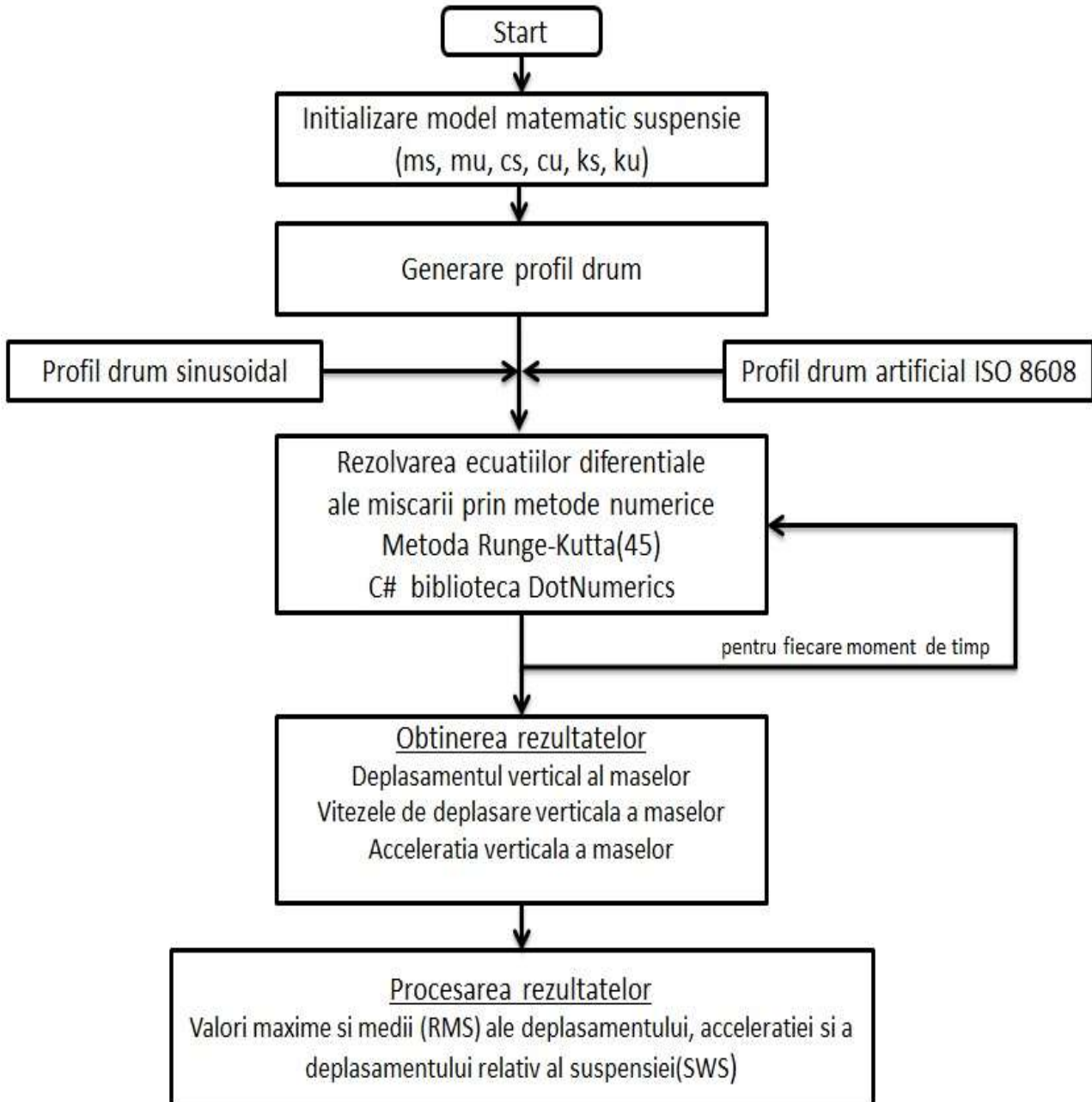


Figura 2.2.4. Simularea dinamicii suspensiei pe un profil de drum

Pentru a avea o performanță mai bună concomitent cu reducerea influenței produsă de compromisul mai sus amintit, cercetătorii ingineri au proiectat sisteme de suspensie semi-active și sisteme de suspensie active, caracterizate de performanțe non-lineare.

Profilul drumului reprezintă variațiile în înălțime (neuniformitatea în Europa sau rugozitatea în Statele Unite ale Americii [24]) a suprafeței drumului măsurată de-a lungul acestuia pe o anumită distanță parcursă. Standardul ISO 8608 clasifică profilul drumurilor și descrie metodologia care trebuie utilizată pentru simularea unor suprafețe de drumuri artificiale [25].

Pentru simplificarea modelării acestor drumuri vom considera că există doar mișcări verticale. Tangajul și ruliul sunt ignorate. Două metode sunt adoptate pentru a evalua performanțele sistemului de suspensie. Prima metodă consideră drumul a fi o simplă sinusoidă de o anumită frecvență și amplitudine, iar în a doua drumul va fi generat pe baza standardului ISO 8608 care permite generarea unor profile de drum artificial de profil "aleator". Acestea sunt prezentate în detaliu în cadrul tezei.

Pentru a simula comportarea vehicului pe un anumit profil de drum se va folosi procedura descrisă în diagrama din figura 2.2.4 pe care am implementat-o software:

## B. Implementarea software a profilului de drum

Pornind de la expresia analitică vom prezenta în continuare detalii despre implementarea software a diferitelor tipuri de drumuri pe care le vom folosi în analiza

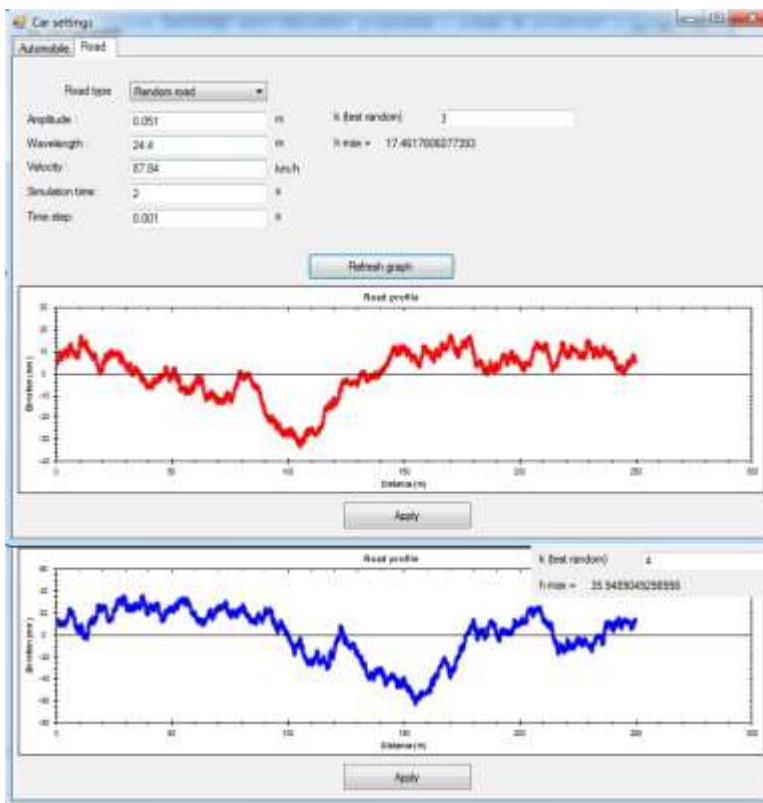


Figura 2.2.3. Drumuri generate artificial de profil aleator ISO

modelului *quarter-car* cu două grade de libertate. Principalele funcții C# folosite sunt *GenerateRoad()* – generează drumul și *CreateGraph()* – afișează graficul (figura 2.2.3)

Folosind pachetul de funcții ZedGraph (oferit de Microsoft Visual Studio 2012), am realizat reprezentarea grafică 2D a profilelor artificiale de drum. Funcția *CreateGraph()* are doar un singur parametru, un obiect *ZedGraphControl*. Acesta preia rezultatul furnizat de funcția *GenerateRoad()* și

generează o listă de structuri de date punctiforme care sunt conectate prin linii cu un anumit stil și de o anumită culoare. De asemenea, funcția calculează înălțimea maximă a drumului..

## 2.3. Sistemul de suspensii al autovehiculelor

### 2.3.1. Construcție și funcționare. Clasificare.

Sistemul de suspensie este subansamblul component al autovehiculului care leaga elementele de rulare cu habitacul autoturismului. Rolul funcțional al suspensiei trebuie privit în dublu sens, pe de o parte are rolul de a prelua și transmite uniform la sol forțele și încărcările aplicate autovehiculului iar pe de altă parte izolează habitacul autoturismului de solicitări parvenite dinspre carosabil, îmbunătățind astfel confortul călătoriei.

Din punct de vedere constructiv suspensia unui autovehicul cuprinde: elementele elastice (arcurile), care constituie partea de suspensie efectivă, subansamblurile de ghidare, subansamblurile de amortizare și cele de stabilizare.

Suspensiile automobilelor se pot clasifica după mai multe criterii cum ar fi:

- după dispozitivul de ghidare;
- după elementul elastic;
- după tipul caracteristicii suspensiei ,

În funcție de primul criteriu de clasificare (*dispozitivul de ghidare*) suspensiile pot fi *dependente sau independente*.

După *tipul elementului elastic*, suspensiile se clasifică în:

- Suspensii cu elemente metalice;
- Suspensii cu elemente pneumatice;
- Suspensii cu elemente hidropneumatice;
- Suspensii cu elemente din cauciuc;
- Suspensii cu elemente mixte

În fine cel de al treilea criteriu de clasificare-*tipul caracteristicii elastice* împarte suspensiile astfel :

- cu caracteristica liniară ;
- cu caracteristica în trepte;
- cu caracteristică progresivă.

În continuare în cadrul tezei s-au prezentat din punct de vedere constructiv principalele tipuri de suspensii utilizate actualmente în construcția automobilelor precum și noțiuni privind mișcarea de ruliu.

- A. **Suspensia independentă cu arc elicoidal**
- B. **Suspensia independentă cu arc elicoidal de tip picior elastic**
- C. **Suspensia independentă cu element elastic lamelar dispus transversal**
- D. **Suspensia independentă cu element elastic bară de torsiune**
- E. **Suspensie independentă cu element elastic pneumatic**
- F. **Barele stabilizatoare**
- G. **Mișcarea de ruliu**

### **2.3.2. Sisteme de suspensie alternative: suspensia electronică**

Sistemele de suspensii folosite de autovehicule au evoluat de-a lungul timpului de la sisteme convenționale, formate din arcuri elicoidale de oțel și amortizoare hidraulice până la sisteme complet pneumatice, alcătuite din arcuri și amortizoare pneumatice. Companii de prestigiu din domeniul automotive Continental și altele implementează astfel de sisteme în departamentele lor dedicate (Chassis and Safety) pentru autovehicule de lux, utilitare SUV, motocicletă, etc.

Sistemul de suspensie pneumatic controlează nivelul de amortizare a șocurilor atât pe axa din față cât și pe axa din spate. Folosind patru senzori de nivel, se poate determina nivelul mașinii pe fiecare parte a axelor. Fiecare colț al autoturismului poate fi controlat independent cu ajutorul valvelor. În acest scop, sistemul beneficiază de interfețe pentru senzori verticali, senzori de temperatură, de presiune și accelerație.

Sistemul pneumatic de suspensii este reprezentat de o parte pneumatică (tuburile prin care circulă aerul din sistem) și o parte electrică. Partea mecanică funcționează pe principiul conform căruia aerul circulă de la o presiune mare spre o presiune mică (prin deschiderea valvelor). În cazul în care este necesar ca aerul să circule invers (de la o presiune mică la o presiune mare), se va folosi compresorul. Pentru a umple un anumit air-spring cu aer se va face alimentarea cu curent a electrovalvei aferente acestuia. Această alimentare are ca și rezultat deschiderea valvei, permițând astfel deplasarea aerului spre air-spring-ul dorit. La finalizarea procedurii de umplere a air spring-ului cu aer, electrovalva nu mai este alimentată. Măsurarea fiecărei presiuni se face de către senzorul de presiune în timpul descărcării / umplerii de / cu aer a air-spring-urilor (rezervorului). Senzorul transmite ECU-ului un semnal proporțional cu presiunea măsurată. Pentru funcționarea normală, cantitatea de aer din sistem (air mass) trebuie să rămână constantă.

## **2.4. Metode și procedee de optimizare**

### **2.4.1. Bazate pe inteligență artificială**

Progresul economic obținut de-a lungul anilor ca urmare a dezvoltării industriale s-a bazat în parte pe conceptul de cercetare academică interdisciplinară, care aduce cercetători din diverse domenii pentru a lucra la problemele reale, care explorează date reale, având în vedere utilizatorii aplicațiilor dezvoltate. Scopul principal al cercetărilor actuale în domeniul tehnic constă în proiectarea optimală, și anume, găsirea soluțiilor optime din spațiul stărilor problemei, adaptate la modelul matematic al unei probleme specifice ingineresti. Există două obiective în construirea unui algoritm de optimizare: eficacitatea și eficiența.

Conceptul de optimizare se referă la problema căutării unor soluții optimale într-un set de posibile soluții, în scopul de a îmbunătăți anumite obiective. Dacă în procesul de optimizare avem de-a face cu un singur obiectiv, procedura de a găsi o soluție optimă se numește optimizare mono-obiectiv (*single-objective optimization*). Când o problemă de optimizat implică mai multe obiective ce trebuie optimizate simultan, procedura se numește optimizare multi-obiectiv (*multi-objective optimization*). Dintre aceștia, economistul Vilfredo Pareto, este unul dintre cei mai recunoscuți, el inventând și noțiunea de optimalitate Pareto [20].

În continuare în teză sunt prezentate următoarele:

**A. Optimizare mono-obiectiv**

**B. Optimizare multi-obiectiv**

**C. Tehnici clasice în optimizarea multi-obiectiv**

**D. Algoritmi evolutivi**

# CAPITOLUL 3

## Obiectivele tezei de doctorat

Obiectivul general este acela de a contribui la creșterea fiabilității autoturismelor Opel exploatare în România și a confortabilității călătoriei prin optimizarea suspensiei acestora.

În conformitate cu acest obiectiv general teza de doctorat își propune și următoarele obiective specifice:

1. Sintetizarea și structurarea stadiului actual al cercetărilor privind: fiabilitatea și mentenanța autoturismelor în general și a celor marca Opel în special, modelarea condițiilor de drum și a confortabilității călătoriei, studiul și prezentarea suspensiilor din punct de vedere funcțional, static, cinematic și dinamic;
2. Realizarea unei analize a fiabilității și a mentenanței autoturismelor prin implementarea unei baze de date relaționale pentru studiul fiabilității autoturismelor OPEL exploatare în România și crearea unei aplicații software pentru managementul mentenanței acestora. Stabilirea cu aceste instrumente a elementelor vulnerabile din construcția autoturismelor;
3. Implementarea unor algoritmi de optimizare multi-obiectiv pentru rezolvarea diferitelor probleme de optimizare cu aplicabilitate la optimizarea sistemului de suspensii rezultat ca principal element vulnerabil;
4. Modelarea matematică în vederea simulării cinematicii și dinamicii sistemului de suspensie în condiții de drum de o calitate precară, crearea sistemului de ecuații diferențiale și soluționarea acestuia;

5. Optimizarea avansată a suspensiei, în vederea atingerii parametrilor țintă de stabilitate și confort în condiții de exploatare diferite prin utilizarea instrumentelor specifice inteligenței artificiale cum ar fi optimizările de tip Non-Pareto, Pareto sau bioinspirate, folosind algoritmi evolutivi implementați într-un mediu distribuit de optimizare care să permită evaluarea în paralel pe mai multe stații de lucru.
6. Realizarea unor statistici pe baza rezultatelor experimentale obținute în urma procesului de optimizare.
7. Modelarea tridimensională CAD a bieletei antirului. Realizarea de modele parametrizate pentru optimizarea constructivă a corpului semibieletelor de la autoturismele OPEL. Propunerea de modele constructive noi;
8. Optimizarea topologică prin metoda elementului finit a corpului bieletei antirului;
9. Realizarea unei analize statice a corpului semibieletei cu simularea condițiilor de solicitare din funcționare pentru varianta inițială, cea optimizată topologic și o propunere constructivă nouă;
10. Studiul experimental privind caracteristicile mecanice și elastice ale materialului din care este construit corpul bieletei antirului;
11. Studii experimentale privind comportarea bieletei antirului la cele mai importante solicitări la care este supusă în funcționare;

Privind mijloacele, metodele și tehnicile de cercetare ce se vor utiliza, putem aminti următoarele:

- utilizarea resurselor hardware și software necesare implementării unei baze de date relaționale și a creării unei aplicații software;
- utilizarea aparatului matematic necesar modelării matematice în vederea simulării cinematicii și dinamicii sistemului de suspensie în condiții de drum prestabilite;
- utilizarea tehnicilor clasice în optimizarea multi-obiectiv;
- utilizarea metodelor, procedeele și principiilor de proiectare 3D utilizând capabilitățile programului Catia V5 pentru modelarea corpului semibieletelor și propunerea de noi modele;
- folosirea metodei elementului finit și a programului ANSYS pentru optimizarea și simularea comportării corpului bieletei antirului prin studiul stărilor de tensiuni și deformații, optimizarea topologică și analiza modală în vederea creșterii confortabilității în utilizarea suspensiilor;
- realizarea unui sistem experimental și proiectarea experimentelor pentru încercarea mecanică a corpului semibieletei;
- utilizarea unor mașini moderne de încercare la tracțiune, compresiune și flambaj în vederea evaluării proprietăților mecanice și elastice atât ale materialelor cât și ale



diverselor structuri prin încercări la tracțiune, compresiune, încovoiere, impact și duritate.

- utilizarea unui sistem optic de măsurare a deformațiilor Aramis care determină deformațiile specifice în cazul solicitărilor mecanice la care sunt supuse atât epruvetele confecționate din materialul semibieletei cât și semibieleta în ansamblul său.

# CAPITOLUL 4

## Analiza fiabilității autoturismelor Opel exploatare în România

### 4.1 Implementarea unei baze de date relaționale pentru studiul fiabilității autoturismelor exploatare în România

Scopul principal al acestei secțiuni este de a proiecta și implementa o bază de date relațională care să permită studierea fiabilității autoturismelor OPEL exploatare în România. Pornind de la documente Microsoft Excel, am dezvoltat un program software numit “*crawler*” cu rolul de a scana periodic fișierele cu devize de lucru și de a extrage datele relevante din acestea structurându-le apoi într-o bază de date relațională. Scopul bazei de date este de a reține și actualiza informații referitoare la componentele și piesele defectate și înlocuite, manopera executată, costuri, care să permită echipei de management realizarea unei analize în timp a fiabilității autoturismelor OPEL exploatare în România. Prin evidențierea șabloanelor (tiparelor / structuri / piese de schimb / servicii de întreținere) comune întâlnite frecvent în service-urile auto și a pieselor defectate și înlocuite, și prin analiza lor pot rezulta informații importante cu privire la fiabilitatea și mentenabilitatea mașinilor.

Cercetarea experimentală a urmărit studierea comportamentului în operare pe o perioadă bine determinată de timp a autoturismelor OPEL și de colectare a datelor din devizele de servicii. Cu ajutorul acestei aplicații software se pot colecta informații pe o perioadă îndelungată de la orice sistem de indexare a fișierelor din orice service auto și, prin investigații suplimentare, managerul reușește să înțeleagă extrem de bine defecțiunile comune pe care le poate suferi o mașină și poate chiar sublinia producătorului de piese auto, ce modificări să facă în proiectarea acestora. Aceste informații vor îmbunătăți calitatea producției pieselor de schimb prin focalizarea pe anumite direcții, în funcție de zona geografică, de infrastructură existentă, de caracteristicile combustibililor, etc.

Abordarea științifică se bazează pe mineritul datelor (*Data Mining*) – un domeniu interdisciplinar al științei calculatoarelor, care are scopul de a descoperi modele / tipare în seturi mari de date. Metodele implicate sunt la intersecția dintre inteligența artificială, sisteme de statistică și de management al bazelor de date.

Am dezvoltat în Microsoft Visual Studio 2012, folosind Microsoft SQL Server 2008, o aplicație software care extrage datele relevante din devizele de lucru care conțin comenzi cu operațiuni de service de întreținere, componente auto și piese de schimb. La intrare i se transmit aplicației devizele de reparare a automobilelor. În prezent, aceste informații sunt documente de tip Microsoft Excel. Ieșirea aplicației o reprezintă o bază de date relațională implementată și populată cu datele extrase. Cu cât sunt extrase mai multe date, cu atât mai precisă va fi analiza. În prezent, baza de date este personalizată pentru a fi folosită la service-ul Autohaus Huber SRL Sibiu, dealer OPEL, dar cu mici modificări ar putea fi extinsă la orice service auto din România sau din străinătate.

Aplicația dezvoltată este extrem de utilă, deoarece prin prelucrarea și interpretarea datelor extrase din devize se obține o înțelegere destul de precisă a defectelor comune care pot apărea la un vehicul cu motor și pot reprezenta cauzele unor defecțiuni, se poate identifica uzură anormală. De asemenea, se poate urmări modul de depanare și chiar se poate sugera la producător șabloanele care apar în proiectarea de piese de schimb, analiză numită "*Business Intelligence*". Cu această capacitate de recunoaștere a modelelor, echipa de management poate lua cu ușurință decizii care, în trecut, ar fi fost considerate a fi riscante în funcție de abilitățile de managerului pe această temă.

#### **4.1.1.Arhitectura bazei de date**

##### **A. Explicarea conceptelor esențiale**

Proiectarea bazei de date cuprinde următoarele trei etape: proiectarea conceptuală, proiectarea logică și proiectarea fizică a bazei de date. Prima etapă în implementarea unei baze de date relaționale care suportă analiza temporală a automobilelor care s-au defectat constă în colectarea și analiza datelor și a cerințelor, și implementarea unui model conceptual. În această fază sunt avute în vedere varietatea și tipul datelor care intervin în studiu. Datele identificate vor trebui stocate, regăsite la cerere și procesate ulterior. Ele sunt divizate în grupuri logice și trebuie stabilite relații între aceste grupuri. Baza de date este normalizată, cu scopul de elimina anumite anomalii și inconsistențe ale datelor. Datele nu trebuie să fie redundante și operațiile de manipulare a datelor (actualizare / introducere / ștergere) trebuie să asigure integritatea bazei de date.

Următorul pas de proiectare îl reprezintă transformarea modelului conceptual în schema logică a modelului de date. Modelul bazei de date utilizat în aplicația noastră este cel relațional datorită simplității tipurilor de date folosite, informații de

tip numeric, text și date calendaristice. Datele sunt organizate în tabele, între acestea existând relații. Modelul relational bazat pe algebra relațională a făcut posibilă dezvoltarea de limbaje relaționale ca instrumente software care asistă implementarea bazelor de date asigurând manipularea datelor cum ar fi limbajul de interogare structurat SQL (Structured Query Languages).

## **B. Arhitectura bazei de date de tip 3-tier**

Este implementată o arhitectură pe 3 niveluri în aplicația software dezvoltată, cu avantaje de tip flexibilitate, reutilizare, și extensibilitate, sporind capacitatea de întreținere.

- *Nivelul Prezentare* (sau *Front end*), constituie nivelul cel mai înalt al aplicației situat la interfața cu utilizatorul sau managerul care gestionează aplicația. Este nivelul în care utilizatorii pot accesa direct o pagină web sau o aplicație cu interfață grafică prietenoasă. Prin nivelul *Prezentare* utilizatorul solicită o informație (“*Care este cea mai înlocuită piesă?*” sau “*Care este cea mai frecvent efectuată operație la un anumit automobil?*”).
- *Nivelul Logic (aplicație)* include *nivelul Business* și *nivelul Acces date*, fiind cunoscute ca nivel intermediar, între nivelul *Prezentare* și nivelul de memorare fizică a datelor care este nivelul *Baza de date*. Nivelul *Logic* controlează funcționalitatea aplicației prin efectuarea procesării detaliate a cerințelor primite de la nivelul *Prezentare* pe baza unui set de reguli. Nivelul *Logic* este compus din două subniveluri: nivelul *Business* și nivelul *Acces date*. Nivelul *Business* include modulul *Crawler* care realizează interpretarea inteligentă a documentelor. Acesta este responsabil pentru extracția datelor din devizele de lucru, analiza, prelucrarea și sincronizarea acestora. Datele extrase sunt colectate și indexate. Cu ajutorul lor, în nivelul de *Acces date*, sunt concepute și proiectate schema bazei de date, tabelele și relațiile. Acest nivel administrează accesesele la baza de date prin intermediul SQL, transformând solicitările clientului din nivelul *Prezentare* în interogări ale bazei de date. După ce nivelul de *Baza de date* furnizează datele cerute, acestea sunt trimise înapoi la nivelul *Prezentare*.
- Nivelul *Baza de date* (sau *Backend*) reprezintă stratul fizic de stocare, responsabil pentru persistența datelor și constă din serverul bazei de date. Aici informațiile care sosesc din datele procesate în cadrul nivelului *Logic* sunt stocate, regăsite ulterior la cerere și trimise înapoi la nivelului *Logic*. Acest nivel păstrează datele în mod neutru și independent față de cele două niveluri anterioare. Prin păstrarea fizică a datelor într-un nivel propriu lor, separat de celelalte, se îmbunătățește scalabilitatea și performanța aplicației.

## C. Descrierea nivelului *Business*

Intrarea în aplicație o constituie documentele de birou de tip Microsoft Excel – devize de servicii facturate și colectate pe o perioadă de 5 ani de la AutoHaus Huber SRL Sibiu, dealer OPEL. Principalul avantaj al acestei implementări software este abilitatea de a aduna informații într-o manieră foarte simplă. Aceasta datorită faptului că o istorie cât mai bogată în informații oferă o acuratețe a concluziilor mai mare. Așadar, pentru a putea strânge informații de la toți furnizorii de servicii automobilistice avem nevoie de o aplicație inteligentă care să interpreteze șabloane de documente de tipul devizelor folosite la AutoHaus Huber SRL Sibiu. Acest tip de aplicație inteligentă, cu caracter proactiv îl reprezintă modulul software numit „*Crawling*” - primul pas în descrierea nivelului *Logic* al aplicației dezvoltate. Modulul „*Crawler*” furnizează interfața cu datele actuale prezente în calculatoarele service-ului. Acest modul este responsabil pentru colectarea datelor, indexarea lor și apoi trimiterea lor la nivelul *Bază de date*. Unele dintre aceste date sunt nume de câmpuri în tabelele de date dezvoltate ca structură în nivelul *Acces date* și altele vor fi valorile câmpurilor.

Într-o asemenea aplicație în timp real, sincronizarea și consistența datelor sunt foarte importante. O provocare o reprezintă configurarea dinamică a momentului când fișierele sunt „*parsate*” (analizate) și datele sunt extrase, și apoi sunt introduse în baza de date. Modulul „*Crawler*” creează o ierarhie de fișiere și adaugă în fiecare „*folder*” (director) un fișier cu extensia „*.nrd*” folosit pentru indexare și sincronizare.

## D. Maparea bazei de date

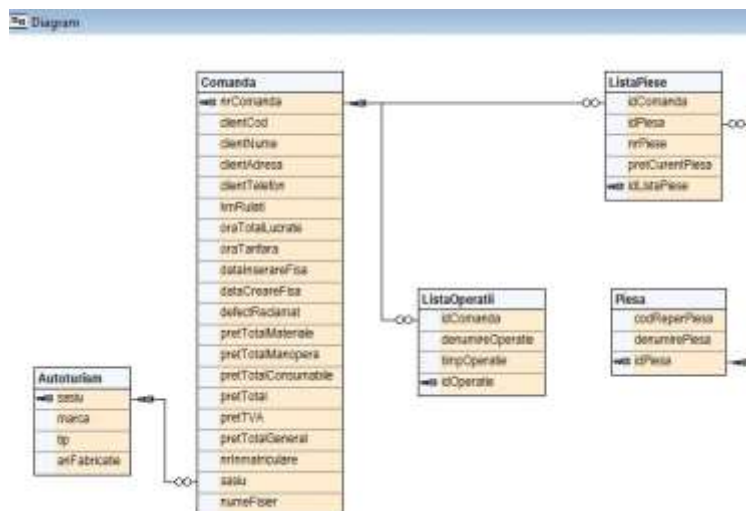


Figura 4.1.4. Relații între tabelele de bază de date

După ce datele au fost extrase din devize și au devenit gata de stocare a fost necesară generarea structurii bazei de date și a modului de mapare în având în

vedere datele obținute și tipul acestora. În urma analizei informațiilor necesare managementului și respectiv a structurii devizelor, baza de date implementată conține următoarele tabele: *Autoturism*, *Comanda*, *ListaOperații*, *ListaPiese* și *Piesa*. Figura următoare prezintă structura bazei de date, tabelele de componente, relațiile dintre tabele și câmpurile principale, cheile primare etc.

#### **4.1.2. Sistemul relațional de management al bazei de date**

##### **A. Caracteristicile principale ale limbajului de interogare SQL**

În practică crearea și utilizarea bazelor de date relaționale necesită un limbaj standard care permite aceste operații. Astfel, s-a dezvoltat un limbaj de programare relațional ca instrument software care asistă definirea, implementarea și manipularea bazelor de date. IBM a realizat la mijlocul anilor 1970 prima implementare a limbajului de interogare structurat SQL (*Structured Query Languages*), urmat apoi de prima versiune comercială a companiei Relational Software (cunoscută astăzi ca Oracle). Astăzi SQL este complet standardizat și este recunoscut de către Institutul Național American de Standarde (ANSI).

Comenzile SQL pot fi clasificate în 5 categorii: de **interogare**, de **manipulare**, de **definire** a datelor, de **control al tranzacțiilor** din tabelele bazei de date, de **control al accesului** la date.

##### **B. Interogări ale bazei de date pentru scoaterea în evidență a comportamentului în funcționare al automobilelor OPEL**

În acest paragraf sunt prezentate comenzile de interogare, a bazei de date implementate. Cu ajutorul interogărilor ilustrăm șabloane comune de defecte sau operații de mentenanță întâlnite la mașinile prezente în service-ul auto și piesele care se defectează preponderent. Accesarea datelor din nivelul Baza de date se realizează folosind comenzi specifice care vor interoga tabelele *Autoturism*, *Comanda*, *ListaOperatii*, *ListaPiese*, *Piesa*. În continuare sunt ilustrate exemple de interogări folosite în aplicația software dezvoltată pentru analiza fiabilității autoturismelor OPEL exploatate în România.

- Identificarea șasiului în baza de date pentru a insera dacă e cazul o nouă înregistrare în tabelul cu autovehicule care trec prin service-ul OPEL.
- Care este numărul de operații efectuate în fiecare zi și cât costă manopera executării lor? Gruparea înregistrărilor în funcție de dată / oră într-o perioadă predeterminată și ordonate descrescător după manoperă. Sunt utilizate funcții agregate.

```

SELECT      dataCreareFisa,      COUNT(*)      as      total_manopera,
SUM(oraTotalLucrate*oraTarifara) AS suma_incasata_manopera FROM
Comanda      WHERE      (dataCreareFisa>'2009-1-1')      AND
(dataCreareFisa<'2010-1-1') GROUP BY dataCreareFisa ORDER BY
suma_incasata_manopera DESC

```

## **4.2. Aplicație software pentru managementul mentenanței autoturismelor**

### **4.2.1. Modulul de vizualizare a datelor**

Modulul de vizualizare a datelor implementează nivelul *Prezentare* al arhitecturii aplicației cu bază de date structurată pe 3 niveluri. Aplicația dezvoltată în cadrul acestui capitol furnizează o interfață grafică atractivă, prietenoasă cu utilizatorul. În primul rând se poate selecta perioada de analiză. Pasul următor îl reprezintă alegerea tipului de analiză efectuat: individual sau general.

Pentru o analiză a defectelor în timp, prin intermediul aplicației se poate cuantifica frecvența de apariție a defectelor la anumite tipuri de automobile dar și invers, introducând un anumit tip de automobil se poate determina care sunt piesele cu cea mai scăzută fiabilitate sau la ce automobile au loc cele mai multe defecte? Alte facilități ale aplicației dezvoltate sunt:

- Identificarea operațiilor efectuate frecvent la un anumit automobil (sau la toate automobilele) pentru o perioadă bine definită de timp sau determinând de câte ori s-a făcut o anumită operație.
- Identificarea celor mai înlocuite piese la un anumit automobil (toate automobilele).
- Analiza temporală a veniturilor. Abordarea financiară a companiei pe baza automobilelor reparate.

## **4.3. Rezultate experimentale. Stabilirea elementelor vulnerabile și potențiale soluții.**

Cercetarea experimentală s-a axat pe studiul comportamentului în funcționare pentru o perioadă bine determinată de timp a automobilelor Opel și colectarea de date din documentele de servicii de facturare. Rezultatele obținute au arătat că automobilele OPEL produse în anul 2008, indică cea mai scăzută rată de fiabilitate. În medie, în perioada analizată, între 2001 și 2009, 85.5% din automobilele reparate la AutoHaus Huber Sibiu au fost OPEL, 6% au fost CHEVROLET și 8.5%

au fost alte mărci (26 de brand-uri). Unele automobile sunt foarte fiabile – acestea au rulat aproape 350 de mii de km fără a necesita o operație majoră în vreme ce altele sunt reparate de 29 de ori până când ating 100 de mii de km. De asemenea, multe piese de schimb au fost înlocuite doar de câteva ori, dar unele dintre ele au fost foarte frecvent înlocuite. În figura 4.3.5 se poate vedea numele componentelor și frecvența lor de înlocuire.

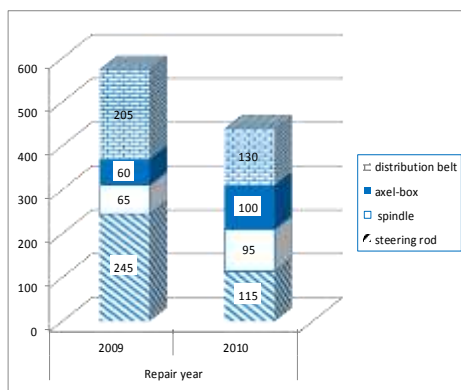


Figura 4.3.5. Statistici pe ani ale componentelor mecanice relevante care au fost reparate [10]

Informațiile din figura 4.3.5 sunt corelate cu degradarea drumurilor din România, influențând printre altele condițiile de funcționare a motorului, numărul de cuplări și decuplări ale sistemului de ambreiaj, frână, direcție, suspensii, etc.

### Metodologie de evaluare a fiabilității operaționale la automobilele OPEL

În această secțiune vom încerca să răspundem la următoarele întrebări: Care sunt componentele auto cele mai des înlocuite? De ce apar aceste defecțiuni? Ce se poate face pentru a anticipa defecțiunile? Ce soluție trebuie să se aplice în scopul optimizării sistemului?

În Figura. 4.3.7 se prezintă analiza vânzării de piese de schimb de la Autohaus Huber Sibiu începând cu anul 2007 până în 2013 și concentrându-se pe piesele de schimb mai bine vândute.

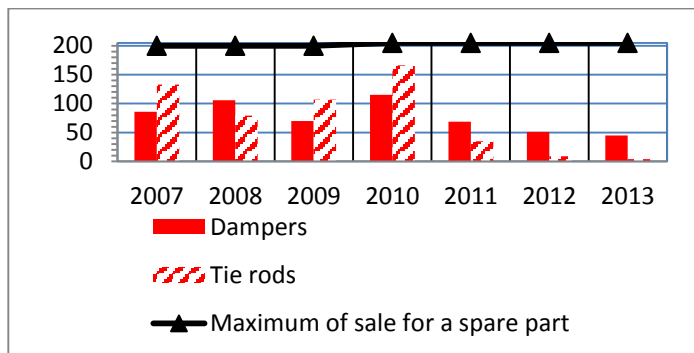


Fig. 4.3.7. Piesele de schimb vândute pe ani.

Dintre toate piesele vândute, au existat cel mult șase tipuri de piese care au fost mai vândute decât amortizoarele și tiranții. Totuși, toate acestea sunt



consumabile (filtre, antigel, ulei de motor, clipuri, nituri, bujii). În concluzie, părțile principale care trebuie luate în considerare și a căror fiabilitate trebuie studiată, sunt componentele sistemului de suspensie: tiranților și amortizoarele. De aceea, în continuare ne vom concentra evaluarea doar pe cele două componente, prin analizarea probelor de defecțiuni pe fiecare 10000 km, până la 150000 km.

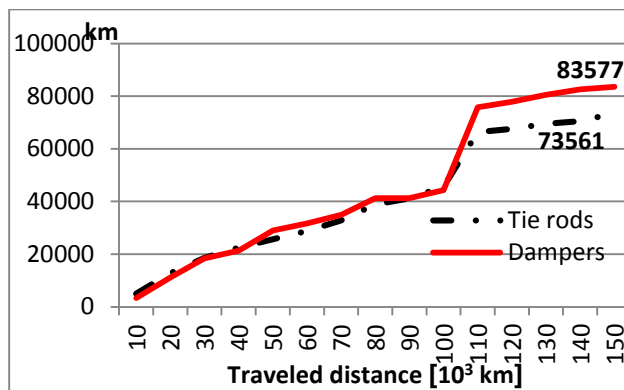


Fig. 4.3.10. Componentele sistemului de suspensie: MTTF.

În statisticile noastre am denumit ca fiind tiranți, următoarele piese de schimb: tije de legătură interioară și exterioară, tije de direcție, tije antiruliu, bucse, articulații sferice, culisă cu 2 tije de stabilizare, contrapiulițele și pârghiile de comandă aferente. De asemenea, noi folosim termenul de amortizoare substituind următoarele piese de schimb: amortizoarele, rulmenții, arcurile elicoidale, tamponanele, inelele și flanșele aferente. Din cele 3358 mașini reparate la Autohaus Huber Sibiu în intervalul 12.01.2009 ÷ 31.01.2011, 271 s-au defectat din cauza tiranților și 130 s-au defectat din cauza amortizoarelor, după o rulare de până la maximum 150000 km. Numărul de amortizoare defecte este aproximativ jumătate din numărul tiranților și, numărul maxim de defecțiuni a avut loc în intervalul de conducere 100000 km până la 110000 km.

Rezultatele arată că MTTF este de aproximativ cinci ani de funcționare (timpul estimat pentru o distanță de deplasare este de 73500 km cu un șofer obișnuit care conduce aproximativ 250 de km pe săptămână, în oraș, care conduce anual aproximativ 2000 de km în vacanță, și face una sau mai două călătorii pe an în afara localității (aprox. 1300 km). Deși producătorul nu specifică durata medie de viață a acestor tipuri de componente, experții OPEL sugerează că acestea prezintă o durată de viață prea scurtă (numai cinci ani). Este evident că o cauză a defecțiunilor constă în condițiile de drum. De exemplu, dacă o roată cade într-o groapă, tija de legătură este expusă la o sarcină de șoc masivă. În cazul în care acest lucru se întâmplă în condiții de umiditate și de frig, și cum materialele utilizate în partea articulației sferice ale tijeii sunt foarte fragile, atunci articulația sferică devine vulnerabilă la apă și pătrunderea pietrișului, ceea ce duce la defecțiuni.

# CAPITOLUL 5

## Optimizarea multi-obiectiv a sistemului de suspensie

### 5.1. Modelarea matematică în vederea simulării dinamicii a sistemului de suspensie

În cadrul acestei secțiuni vor fi prezentate aspecte referitoare la modele dinamice ale suspensiei cu două grade de libertate (2 DOF – *degrees of freedom*), insistând pe modelul implementat în cercetarea de față – modelul sfert de mașină ( $\frac{1}{4}$  - *quarter-car model* - QCM) ale autovehiculelor OPEL care este stimulat de un profil de drum ce conține iregularități. De asemenea, va fi descrisă modelarea matematică a suspensiei bazat pe crearea sistemului de ecuații diferențiale de ordin 2 (Runge-Kutta).

Scopul este de a aplica strategii de optimizare multi-obiectiv, folosind algoritmi evolutivi, în vederea atingerii parametrilor țintă de stabilitate și confort, în condiții de exploatare diferite. Problema de optimizare constă în găsirea valorilor optime a constantei de elasticitate a resortului amortizor și a coeficientului de amortizare al amortizorului de șoc, având ca obiective minimizarea accelerației verticale absolute și a deplasamentului vertical al masei suspendate. În procesul de optimizare se iau în considerare și anumite constrângeri ce apar din considerații cinematice precum maximul accelerației verticale a caroseriei, spațiul de lucru al suspensiei (SWS) și frecvența naturală a suspensiei ( $\omega$ ).

Pentru optimizare s-au folosit tehnici Pareto, non-Pareto și bio-inspirate (bazate pe comportamentul grupurilor – „*swarm-based*”). Din categoria non-Pareto fac parte algoritmul genetic bazat pe agregarea obiectivelor („*weighted-sum*”) și algoritmul VEGA („*vector evaluated genetic algorithm*”). Pentru tehnici Pareto s-a folosit algoritmul NSGA-II („*non-sorting genetic algorithm*”), SPEA-2 („*strength Pareto evolutionary algorithm*”), FastPGA („*Fast Pareto Genetic Algorithm*”), iar din categoria celor bio-inspirate algoritmul SMPSO („*particle swarm optimization*”). Funcțiile obiectiv folosite la generarea fronturilor Pareto se determină prin rezolvarea ecuațiilor cinematice aferente sistemului de ecuații diferențiale de ordin 2, care matematic practic se rezolvă prin trecerea în sisteme de ecuații de ordin 1 dar

presupune introducerea de noi funcții crescând (dublarea acestora) numărul de ecuații ale sistemului de ordin 1.

*Modelul quarter-car* este un model de bază folosit în simularea performanțelor suspensiei unui autovehicul. În cea mai simplă formă a sa, modelul este alcătuit dintr-un arc cu constanta de elasticitate  $K$  și un amortizor cu coeficientul de amortizare  $C$ . Rolul arcului este de a susține greutatea vehiculului în timp ce amortizorul are rolul de a disipa energia cinetică, vibrațiile și forțele ce sunt transmise de către suprafața pe care rulează. Valorile alese pentru coeficientul de elasticitate și coeficientul de amortizare stabilesc modul de comportare al suspensiei pentru diferite caracteristici ale vehiculului cât și ale drumului.

Modelul folosit în această lucrare este prezentat în figura 5.1.2. El este format din două mase solide,  $M_s$  („sprung mass”) și  $M_u$  („unsprung mass”) care reprezintă masa caroseriei respectiv masa roții. Masa caroseriei  $M_s$  este un sfert din masa unui vehicul iar  $M_u$  reprezintă masa unei singure roți. Se consideră astfel că masa totală a vehiculului este împărțită în mod egal pe cele patru roți, de aceea și numele de „quarter-car”, sfert de mașină. Un arc cu constanta de elasticitate  $K_s$  și un amortizor de șocuri cu coeficientul de amortizare  $C_s$ , susțin masa vehiculului  $M_s$ . Masa roții este în direct contact cu solul printr-un arc cu constanta de elasticitate  $K_u$  ce reprezintă elasticitatea cauciucului roții. Atât masa caroseriei cât și masa roții se consideră a fi rigide și se mișcă vertical cu deplasamentul  $x_s$  respectiv  $x_u$ . Astfel modelul sfert de mașină este un model cu două grade de libertate cu deplasările verticale  $x_s, x_u$ .

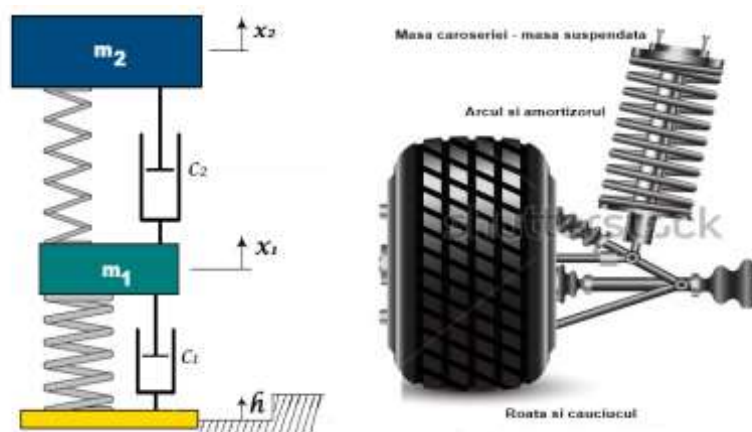


Figura 5.1.2. Modelul quarter car (doua grade de libertate) [32]

Ecuațiile matematice ce descriu modelul quarter-car sunt:

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (5.3)$$

$$m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_u(x_u - y) - c_u(\dot{x}_u - \dot{y}) \quad (5.4)$$

Sistemul de ecuații obținut reprezintă un sistem de ecuații diferențiale de ordin doi, a cărui rezolvare va duce la aproximarea valorilor pentru  $\ddot{x}_s$  (acelerația verticală a masei suspendate) și  $x_s$  (deplasamentul vertical al masei suspendate).

### **A. Metode de rezolvare a sistemului de ecuații: abordarea clasică a unei probleme de tip Cauchy**

În continuare se vor prezenta două metode pentru rezolvarea sistemului de ecuații ale mișcării. Prima metodă reprezintă abordarea clasică matematică, care pleacă de la problema reducerii ecuațiilor diferențiale de ordinul  $n$  liniare cu coeficienți constanți la un sistem de  $n$  ecuații diferențiale de ordinul întâi liniare, cu coeficienți constanți, aceasta din urmă numindu-se „problemă cu date inițiale sau de tip Cauchy”. A doua metodă reprezintă o metodă specifică analizei numerice, iterativă, și anume metoda Runge-Kutta de ordinul 4, care presupune dezvoltarea în serie Taylor a diferențelor finite până la puterea a patra a acestora.

Se consideră sistemul suspensiei unei roții de automobil cu o denivelare de  $h$  descris de următorul sistem de ecuații diferențiale de ordin 2 (ecuațiile de mișcare ale celor două mase componente):

$m_1$  – masa roții, axului și lagărului (valori netriviale);

$m_2$  – masa caroseriei, 1/4 din masa automobilului (valori netriviale);

$k_1$  – constanta de elasticitate a cauciucului roții;

$k_2$  – constanta de elasticitate a resortului amortizor (arc);

$c_1$  – coeficientul de amortizare a roții și a jantei;

$c_2$  – coeficientul de amortizare al amortizorului de șoc (telescop);

$x_1$  – deplasarea pe verticală a butucului roții (funcții variabile în timp);

$x_2$  – deplasarea pe verticală a caroseriei automobilului (funcții variabile în timp);

$h$  – modificarea nivelului șoselei (decalaj pe verticală, înălțimea gropii).

Acest sistem are ca mărime de intrare denivelarea șoselei ( $h$ ), iar ca mărimi de ieșire – deplasarea pe verticală a caroseriei automobilului ( $x_2$ ), respectiv deplasarea pe verticală a roții ( $x_1$ ). Inițial, s-a considerat valoarea  $h$  ca fiind fie valoarea medie, fie o valoare maximă a gropii pe traseul analizat. Cu toate că, în mod normal, drumul are un caracter neregulat, aleatoriu, iar în unele cazuri el este descris printr-o funcție (sinusoidală, sau compunere de funcții trigonometrice, etc), din punct de vedere al implementării informatice funcția a trebuit discretizată la un vector de puncte în funcție de un grad de granularitate impus (pas pe axa deplasării – parametru ce va fi variat în interfața aplicației software). În acest mod,  $h$  din modelul propus este o instanță a denivelării la un anumit moment de timp pe axa deplasării. Deci practic, pe drumul parcurs a fost nevoie de rezolvarea mai multor sisteme de ecuații, pentru

fiecare punct (indice din vector) rezultând un vector de valori pentru funcțiile obiectiv  $x_2$  și  $\ddot{x}_2$ .

$$M \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + K \cdot x = f(t)$$

unde,  $x(t) = (x_1 \ x_2)^T$ , reprezintă vectorul răspuns, iar M, C și K sunt matricele masă, coeficienți de amortizare și constantă de elasticitate.

$$M = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix}, \quad C = \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{pmatrix} \text{ și } K = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_1 \cdot h \\ 0 \end{pmatrix}$$

## B. Metode de rezolvare a sistemelor de ecuații diferențiale prin analiză numerică

A doua soluție propusă de rezolvare a sistemului de ecuații diferențiale de ordin 2 se bazează pe folosirea metodelor Runge-Kutta de ordin 4 [29]. În analiza numerică, metodele Runge-Kutta (RK) sunt o familie importantă de metode iterative implicite și explicite, care sunt folosite pentru aproximarea soluțiilor ecuațiilor diferențiale. Pentru a explica cum funcționează metoda Runge-Kutta se consideră următoarea problemă:

$$\dot{y} = f(t, y), \quad y(t_0) = y_0 \quad (5.18)$$

În exemplul de față  $y$  este o funcție de timp oarecare, pe care dorim să o aproximăm.  $\dot{y}$  este rata (diferența finită) cu care  $y$  se schimbă și este o funcție de  $t$  și  $y$ . La momentul inițial  $t_0$  valoarea lui  $y$  este  $y_0$ . Funcția de  $t$  și valorile inițiale  $t_0$  și  $y_0$  se cunosc.

Se alege diferența dintre două valori consecutive pe axa timpului ( $t_{i+1}$  și  $t_i$ ) ca fiind  $h$ , valoare numită pas, unde  $h > 0$  și se definesc:

$$y_{n+1} = y_n + (k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4) \cdot h/6 \quad (5.19)$$

$$t_{n+1} = t_n + h \quad (5.20)$$

pentru  $n = 0, 1, 2, 3, \dots$ , folosind:

$$k_1 = f(t_n, y_n) \quad (5.21)$$

$$k_2 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{h}{2}k_1\right) \quad (5.22)$$

$$k_3 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{h}{2}k_2\right) \quad (5.23)$$

$$k_4 = f(t_n + h, y_n + hk_3) \quad (5.24)$$

În exemplul prezentat  $y_{n+1}$  este aproximarea RK a termenului  $y(t_{n+1})$ , iar următoarea valoare ( $y_{n+1}$ ) este determinată de valoarea curentă ( $y_n$ ) plus media

ponderată a 4 coeficienți unde fiecare coeficient este produsul mărimii intervalului  $h$  și o pantă estimată de funcția  $f$  din partea dreaptă a ecuației diferențiale 5.18. Astfel:

$k_1$  este coeficientul bazat pe panta de la începutul intervalului, folosind  $\dot{y}$ .

$k_2$  este coeficientul bazat pe panta de mijlocul intervalului, folosind  $\dot{y} + \frac{1}{2}hk_1$ ;

$k_3$  este coeficientul bazat pe panta de mijlocul intervalului, dar acum folosind  $\dot{y} + \frac{1}{2}hk_2$ ;

$k_4$  este coeficientul bazat pe panta de sfârșitul intervalului, folosind  $\dot{y} + hk_3$ .

Tan Delin și Chen Zheng [33] au dezvoltat o formulă generală pentru metoda Runge-Kutta 4:

$$y_{n+1} = y_n + (k_1 + (4-\lambda) \cdot k_2 + \lambda \cdot k_3 + k_4) \cdot h/6 \quad (5.25)$$

$$t_{n+1} = t_n + h \quad (5.26)$$

pentru  $n = 0, 1, 2, 3, \dots$

$$k_1 = f(t_n, y_n)$$

$$k_2 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{h}{2}k_1\right) \quad (5.27)$$

$$k_3 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, y_n + \left(\frac{1}{2} - \frac{\lambda}{\lambda}\right)k_1h + \frac{1}{\lambda}k_2h\right) \quad (5.28)$$

$$k_4 = f\left(t_n + h, y_n + \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)k_2h + \frac{\lambda}{2}k_3h\right) \quad (5.29)$$

Avantajele metodei Runge-Kutta: metoda nu necesită cunoașterea derivatelor lui  $f$ , se poate implementa cu ușurință un mecanism de *Automatic Error Control*, prezintă o acurațete mai mare, ușor de implementat software ca și orice altă funcție descrisă în analiza numerică. De altfel, biblioteca C# DotNumerics conține implementări ale acestor metode.

Metoda Runge-Kutta prezintă avantaje care o recomandă pentru a fi folosită în continuare. De altfel, metoda RK este folosită în numeroase medii precum Matlab ca fiind alegerea de bază în rezolvarea sistemelor de ecuații diferențiale.

## 5.2. Optimizarea avansată a suspensiei, în vederea atingerii parametrilor țintă de stabilitate și confort în condiții de exploatare diferite.

### 5.2.1. Descrierea problemei de optimizat. Reprezentarea problemei și descrierea algoritmului genetic

Principala funcționalitate a sistemului de suspensie este să izoleze vibrațiile produse la nivelul roților de către condițiile drum, spre a nu fi transmise către pasageri. Vibrațiile produse la nivelul vehiculului pot face ca întreg corpul pasagerilor să

vibreze ceea ce poate cauza neplăceri atunci când timpul de expunere este mare. Astfel este necesar ca un sistem de suspensie să fie proiectat cât mai performant care să ofere atât un confort ridicat cât și o manevrabilitate bună. Prin confort se înțelege senzația resimțită de pasageri când se află într-un vehicul în mișcare. Acesta este deseori afectat de condițiile de drum precum: gropi, denivelări, iregularități la nivelul suprafeței. Acestea sunt o sursă principală de excitare a vehiculului prin intermediul roților și a sistemului de suspensie. Din diferite experimente s-a concluzionat că oameni resimt o stare de rău de mișcare (disconfort), când sunt expuși la frecvențe în intervalul 0.1-1Hz, iar confortul crește atunci când accelerația și deplasamentul scaunului sunt reduse.

Proiectarea unui design optim a unui sistem de suspensie implică alegerea corectă a caracteristicilor dinamice și geometrice astfel încât să minimizăm accelerația și deplasamentul suspensiei, luând în calcul anumite constrângeri cum ar fi frecvența naturală a sistemului, deplasamentul relativ al maselor ce intervin în sistemul de suspensie, etc.

În această teză s-a ales modelul *quarter-car* prezentat anterior (figura 5.1.2), model ce va fi testat pe diferite condiții de drum iar procesul de optimizare va consta în găsirea parametrilor optimi  $K_s$  și  $C_s$ , ce reprezintă constanta de elasticitate și coeficientul de amortizare al suspensiei.

### 5.2.2. Stabilirea obiectivelor și a constrângerilor

În ceea ce privește confortul la rulare, două obiective sunt extrem de importante: deplasamentul vertical al masei suspendate reprezentat de  $x_s$  și accelerația verticală a masei suspendate, reprezentată de  $\ddot{x}_s$ . Minimizarea acestora duce de obicei la îmbunătățirea confortului. Totuși aceste obiective sunt de obicei concurente, reducerea uneia nu înseamnă neapărat reducerea celei de-a doua și vice-versa. Mai mult existența unor constrângeri complică și mai mult sarcina proiectantului. Constrângerile provin din anumite limitări precum suportabilitatea corpului uman la vibrații, limitări în procesul de fabricație, etc.

Pentru această lucrare s-au definit trei constrângeri. Prima reprezintă valoarea maximă a accelerației masei suspendate care nu trebuie să depășească 1G ( $9.8m/s^2$ ). 1G reprezintă valoarea normală a forței gravitaționale pe care o resimte un om. A doua constrângere se referă la intervalul de frecvențe la care omul experimentează rău de mișcare. Conform ISO 2631 oamenii resimt rău de mișcare când sunt expuși la frecvențe mai mici de un 1Hz. A treia constrângere ia în calcul deplasamentul relativ dintre masa suspendată și masa nesuspendată (dintre caroserie și roata) dată de  $|x_s - x_u|$ . Această valoare a fost aleasă a fi 0.13m.

Problema optimizării unui sistem de suspensie poate fi formulată astfel:

minimizează  $x_s$  și  $\ddot{x}_s$

Păstrând următoarele condiții:

$$|\ddot{x}_s| < 9.8m/s^2$$

$$\omega > 1 Hz$$

$$|x_s - x_u| < 0.13m$$

Avem de a face cu o problemă multi-obiectiv cu anumite constrângeri, ceea ce o face un candidat perfect pentru metode euristice de optimizare bazate pe algoritmi evolutivi.

### 5.2.3. Metodologia de optimizare folosind algoritmi evolutivi

În această secțiune se descrie modul în care se va realiza procesul de optimizare și pașii necesari a fi făcuți pentru obținerea rezultatelor.

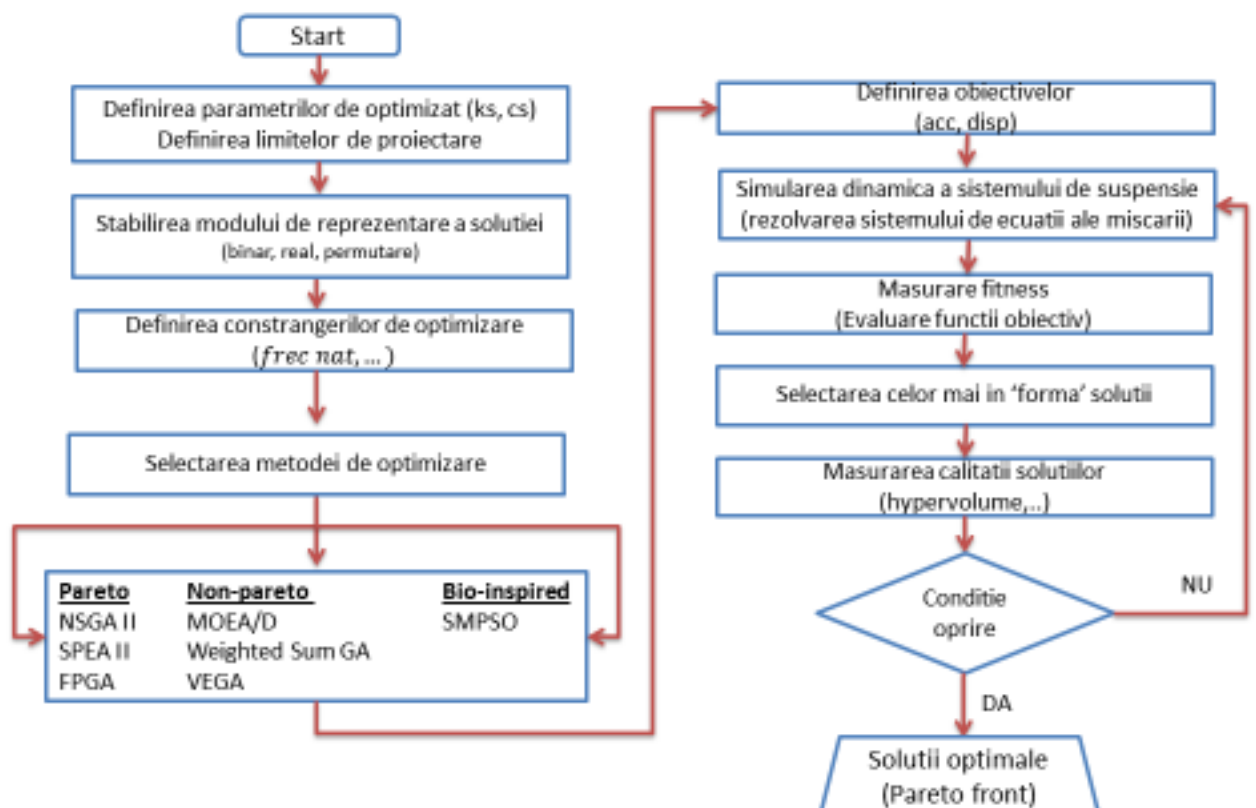


Figura 5.2.1. Metodologia de optimizare

1) Mai întâi se inițializează parametrii modelului de suspensie. Parametrii precum masa caroseriei, masa roții, constanta elastică și coeficientul de amortizare al roții (anvelopei) sunt parametrii ficși ce nu se vor schimba pe perioada simulării.



- 2) Apoi, se definesc parametrii de optimizat (variabilele de decizie) și limitele de proiectare ale acestora. În cazul de față aceste variabile sunt constanta de elasticitate a suspensiei  $K_s$  și coeficientul de amortizare al suspensiei  $C_s$ .
- 3) Următorul pas presupune stabilirea modului de reprezentare al soluției, aceasta putând fi sub formă de vector de biți, de valori reale sau permutare. Modul de reprezentare al soluției este foarte important întrucât în funcție de acesta se aleg operatorii de variație (încrucișare și mutație) specifici.
- 4) La acest pas se definesc constrângerile de optimizare. În cazul de față acestea sunt trei la număr și vizează frecvența naturală a suspensiei, maximul accelerației a masei suspendate și deplasamentul relativ al maselor.
- 5) Urmează definirea obiectivelor, pentru sistemul de suspensie acestea sunt minimizarea accelerației și deplasamentului masei suspendate.
- 6) Urmează selectarea algoritmului de optimizare. În această lucrare aceștia sunt: NSGA-II, SPEA-2, FPGA, SMPSO, VEGA, și GA cu agregarea ponderilor.
- 7) În acest moment toate datele necesare startării procesului de optimizare au fost date, iar algoritmul de optimizare poate începe.
- 8) Indiferent de algoritmul ales, acesta va avea în general următorul comportament:
  - Se pornește cu o mulțime de soluții inițiale numită populație, de regulă aceasta este generată în mod aleator.
  - Apoi se intră într-o buclă de optimizare ce presupune evoluția populației folosind operatorii genetici specifici în scopul îmbunătățirii calității soluțiilor obținute (adecvarea noilor indivizi).
    - În această buclă se evaluează funcțiile obiectiv, în cazul suspensiei se rezolvă sistemul de ecuații ale mișcării ale modelului de suspensie. Pe baza acestei evaluări se atribuie un *fitness* fiecărei soluții din populație, care reprezintă calitatea sau probabilitatea de a supraviețui și a se reproduce a individului.
    - Se selectează apoi cei mai buni candidați pentru a se reproduce și a crea o nouă populație (abordare elitistă a algoritmului genetic).
    - Se aplică operatorii de selecție, reproducere și mutație.
    - În acest moment o nouă populație de soluții este creată, iar procesul se reia până când o condiție de terminare este îndeplinită.
- 9) La terminarea algoritmului se va obține o populație de soluții considerate a fi optimale (front Pareto). Tot în acest pas se poate măsura calitatea soluțiilor obținute folosind indicatori de calitate precum Hipervolumul.

Întregul proces este prezentat sintetizat în diagrama de mai jos:

#### 5.2.4. Tehnici non-Pareto

Următoarele paragrafe descriu teoretic dar și la nivel de pseudocod metodele de optimizare multi-obiectiv de tip Non-Pareto, Pareto și Bio-inspirate implementate software în cadrul acestei teze. Scopul îl reprezintă găsirea coeficienților: constanta de elasticitate a resortului amortizor -  $K_s$  și coeficientul de amortizare al amortizorului de șoc (telescop) –  $C_s$  astfel încât să fie minimizată valoarea maximă a accelerației dinamice verticale și totodată să minimizeze valoarea medie a deplasamentului pe verticală a masei suspendate a vehiculului respectând constrângerile impuse.

##### 5.2.4.1 Algoritmul genetic clasic cu agregarea obiectivelor

Algoritmii genetici reprezintă metode euristice adaptive de căutare, bazate pe principiile evoluției biologice și a geneticii. Astfel ei reprezintă metode inteligente de exploatare a unui spațiu de căutare folosiți în special în probleme de optimizare. Tehnicile de bază folosite de către algoritmi genetici sunt proiectate să simuleze procesele naturale ale evoluției în special cele formulate de Charles Darwin și anume “selecția naturală care presupune supraviețuirea celui mai bun individ” și „moștenirea genetică a informațiilor de la părinți”. Astfel cei mai adaptați indivizi vor domina pe cei mai slabi și vor avea șanse de supraviețuire și reproducere mai mari.

Principiul de funcționare al algoritmilor genetici constă în actualizarea unei populații de indivizi (cromozomi, set de soluții ale problemei de optimizat), în mod iterativ de-a lungul unui număr de generații. La fiecare generație indivizii sunt evaluați folosind o funcție de fitness. O nouă generație este obținută prin selectarea celor mai buni indivizi din populația curentă care se face pe bază fitness-ului, cei mai buni vor avea șansa să se reproducă printr-un proces numit încrucișare (crossover). La fel ca în natură indivizii noi creați pot suferi mutații care sunt aplicate prin intermediul operatorului de mutație. Noile generații de soluții produse conțin în general, mai multe gene bune decât cele din generația anterioară. În cele din urmă odată ce populația converge și nu mai produce indivizi diferiți se spune că algoritmul converge și se poate opri.

Deoarece algoritmul genetic clasic este potrivit doar pentru probleme mono-obiectiv, este necesară modificarea acestuia pentru a putea trata și probleme multi-obiectiv.

Mitsuo Gen a propus o abordare bazată pe metoda de agregare a obiectivelor (*weighted-sum*), în care obiectivele sunt agregate într-unul singur prin atribuirea de ponderi fiecărui obiectiv și însumarea lor. Deoarece alegerea ponderilor poate fi o problemă, iar metoda cu ponderi fixe are dezavantajul în a îndrepta căutarea spre

frontiera Pareto optimală, s-a propus o schemă prin care ponderi aleatori sunt generate la fiecare iterație având ca efect o abilitate mai mare a algoritmului de a acoperi uniform spațiul de căutare.

Avantajul acestei metode este eficiența din punct de vedere computațional și posibilitatea de a genera soluții non-dominate puternice, ce pot fi folosite ca soluții inițiale pentru alți algoritmi. Dezavantajul principal al acestei metode este că nu poate genera soluții Pareto-optimale în prezența unui spațiu convex de căutare indiferent de ce ponderi se aleg.

#### 5.2.4.2 Algoritmul VEGA

David Schaffer a propus un algoritm numit VEGA (Vector Evaluated Genetic Algorithm) care extindea algoritmul genetic simplu pentru a include mai multe funcții obiectiv. Diferența dintre cei doi algoritmi constă doar în modul în care se face selecția. Acest operator a fost modificat astfel încât la fiecare generație, populația curentă să fie împărțită în subpopulații, asupra cărora să se execute selecția având ca și criteriu fiecare obiectiv în parte. Astfel pentru un număr de  $n$  de obiective, populația se împarte în  $n$  subpopulații. Asupra fiecărei subpopulații este aplicat operatorul de selecție pentru un anumit obiectiv. Apoi cele  $n$  subpopulații sunt amestecate și refăcute într-o singură populație asupra căreia se pot executa pașii obișnuiți din algoritmul genetic.

### 5.2.5. Tehnici Pareto

#### 5.2.5.1 Algoritmul NSGA II

Algoritmul NSGA-II este un algoritm multi-obiectiv cu elitism care înlătură dezavantajele predecesorului său NSGA. Printre aceste dezavantaje se numără complexitatea computațională ridicată pentru populații mari, menținerea diversității populației și lipsa elitismului.

Pornind de la o populație părinte, algoritmul aplică operatorii genetici (încrucișare, mutație) pentru a obține o populație nouă. Cele două populații sunt mai apoi combinate într-una singură care se ordonează după criteriul de non-dominanță al indivizilor. Rangul (*rank*) și distanța de aglomerare „*crowding*” (*crowding distance*) sunt folosite pentru a ghida selecția în vederea creării unei populații noi. Mecanismul de selecție de tip turneu binar („*Binary Tournament*”) consideră un individ a fi mai bun dacă are un rang mai mic, sau în cazul egalității între ranguri pe cel cu distanța *crowding* mai mare. Diversitatea între soluțiile non-dominate este introdusă folosind procedura de comparație pe baza distanței *crowding* în faza de reducere a populației.

NSGA-II este unul dintre cei mai folosiți algoritmi de optimizare multiobiectiv datorită capacității sale de a genera soluții optimale indiferente de problemă.

### 5.2.5.2 Algoritmul SPEA2

Algoritmul SPEA (Strength Pareto Evolutionary Algorithm) folosește o populație externă numită arhivă (*archive*) ce conține soluții non-dominate găsite anterior. La fiecare generație, indivizi non-dominați sunt copiați în arhivă. Pentru fiecare individ se calculează o valoare numită *strength*. Această valoare este proporțională cu numărul de soluții pe care soluția curentă le domină. Fitness-ul unui individ al populației este calculat în concordanță cu valorile *strength* a tuturor soluțiilor non-dominate externe care domină soluția curentă. Procesul de asignare a fitness-ului ia în calcul atât apropierea de frontul Pareto real cât și distribuția uniformă a soluțiilor.

Pe scurt algoritmul funcționează astfel:

- Se pornește de la o populație inițială și o arhivă goală.
- Toti indivizi non-dominați ai populației sunt copiați în arhivă.
- Se asignează un fitness atât membrilor populației cât și a arhivei pe baza valorile “strength”.
- Urmează procesul de selecție a indivizilor pe bază de turneu binar. La selecție participă atât membrii populației cât și membri arhivei.
- Se aplică operatorii de reproducere și mutație.
- Se reia algoritmul până la îndeplinirea condiției de oprire.

SPEA2 împreună cu NSGA-II sunt doi dintre cei mai folosiți algoritmi din categoria algoritmilor evolutivi, folosiți ca benchmark de comparație atunci când un nou algoritm este proiectat.

### 5.2.5.3 Algoritmul FastPGA

Algoritmul FPGA (Fast Pareto Genetic Algorithm) este un algoritm genetic ce introduce o nouă strategie de *ranking* a soluțiilor. Operatori noi de căutare sunt introduși pentru a îmbunătăți convergența algoritmului și pentru a reduce efortul computațional. Un operator de reglare este introdus pentru a adapta în mod dinamic mărimea populației a cărei limită este stabilită de către utilizator. Principalii pași ai algoritmului sunt:

1. Se inițializează aleator o populație.
2. Evaluează funcțiile obiectiv și selectează perechi de părinți pentru a se reproduce (încrucișa)
3. Aplică operatorul de încrucișare și mutație.

4. Evaluează noile soluții pentru fiecare obiectiv.
5. Combină noua populație cu vechea populație pentru a forma o singură populație.
6. Asignează un rang pe baza strategiei de *ranking* și valorile fitness.
7. Reglează mărimea populației în concordanță cu numărul de soluții non-dominate.
8. Oprește algoritmul dacă s-a îndeplinit condiția de oprire.

Rezultate obținute pe diferite benchmark-uri indică faptul că FPGA este capabil să direcționeze eficient căutarea spre frontul Pareto. Pentru un număr mic de generații FPGA surclasează NSGA-II în majoritatea problemelor în termeni de convergență rapidă către frontul Pareto real, menținând în același timp o diversitate uniform distribuită a soluțiilor non-dominate. Dimensionarea adaptivă a populației reprezintă cel mai probabil, factorul principal care face ca FPGA să fie superior pentru anumite probleme.

## 5.2.6. Tehnici bio inspirate

### 5.2.6.1 Algoritmul SMPSO

Tehnica PSO („*particle swarm optimization*”) este inspirată din comportamentul social al ființelor vii precum pasări, pești, albine [38]. Procesul de căutare este realizat prin intermediul unui set de *particule* (echivalenți ai cromozomilor / indivizilor pentru algoritmi genetici) a căror mișcare este caracterizată de viteze care se schimbă în timp, în funcție de caracteristicile întregului sistem. Populația este aici numită *roi* („*swarm*”). Particulele „zboară” prin spațiul de căutare urmărind cele mai bune particule la acel moment. Fiecare particulă încearcă să se apropie de cele mai bune. Pentru a realiza acest lucru ele își schimbă poziția și viteza având în vedere poziția celei mai bune particule (lider) cât și poziția locală cea mai bună pe care a avut-o. După schimbarea poziției o particulă va fi re-evaluată. După ce întreg roiul este re-evaluat, se alege noul lider și fiecare particulă își actualizează istoricul local.

Algoritmul SMPSO este varianta multi-obiectiv a algoritmului PSO. În această variantă nu mai există un singur lider ci un set de lideri, introducându-se metode noi pentru cazurile în care viteza particulelor este prea mare. Acest lucru se realizează printr-un mecanism de constrângere a vitezei. SMPSO folosește o populație externă numită *arhivă* pentru a stoca soluțiile non-dominate găsite în timpul căutării și un estimator de densitate a soluțiilor non-dominate („*crowding distance*”) în procesul de selecție. De menționat este că, spre deosebire de algoritmi genetici nu există operatori de încrucișare, ci doar de mutație în cazul SMPSO.

### 5.3. Implementarea software a problemei de optimizare a suspensiei

În această secțiune se va prezenta modul în care problema optimizării modelului de suspensie prezentată în capitolul 5.2 se poate implementa în cadrul aplicației EVA („*evolutionary algorithm*”) Suspension Framework. Mai întâi se vor enumera pașii logici ce trebuie executați pentru a transforma problema într-o problemă de optimizare pe care EVA Suspension Framework o poate înțelege, apoi se vor detalia acești pași.

Procesul de integrare a problemei presupune:

1. Păstrarea parametrilor unei suspensii într-o structură de date sugestivă care să permită accesarea lor cu ușurință.
2. Generarea profilului de drum
3. Modelarea și rezolvarea modelului matematic reprezentat de sistemul de ecuații ale mișcării.
4. Scrierea problemei (funcții obiectiv, constrângeri) în forma pe care EVA Suspension Framework o înțelege și o poate executa.

Rezolvarea sistemului de ecuații presupune folosirea unor metode de integrare pentru aproximarea soluțiilor ecuațiilor diferențiale. Metoda de rezolvare aleasă a fost metoda Runge-Kutta de ordin 4. Biblioteca *DotNumerics* conține implementări ale acestor metode și a fost folosită pentru această teză. Cu ajutorul acestei biblioteci rezolvarea sistemelor de ecuații diferențiale devine simplă.

1. Mai întâi se creează un obiect de tip *OdeFunction* care primește ca parametru o funcție de tip *callback* în care sunt definite ecuațiile.
2. Se creează un obiect de tip *OdeImplicitRungeKutta5* care primește ca parametru obiectul „funcție” definit anterior.
3. Se stabilesc condițiile inițiale apelând metoda *SetInitialValues()*.
4. Se rezolvă sistemul apelând metoda *Solve()* ce primește ca parametru intervalul  $t$  de integrare.
5. Rezultatele sunt returnate sub forma unei matrici și conține valorile pentru fiecare moment de timp  $t$ .

De menționat este că metoda Runge-Kutta se poate aplica doar ecuațiilor diferențiale de ordin I. Sistemul de ecuații folosit pentru optimizarea suspensiei conține sisteme de ecuații de ordin doi, astfel, acestea trebuie mai întâi transformate într-un sistem de ecuații de ordin întâi și mai apoi pot fi rezolvate. Din fericire acest lucru se poate face foarte ușor introducând noi variabile de stare.

## 5.4 Interfața grafică și mod de utilizare aplicație

EVA Suspension Framework a fost scrisă în limbajul C# în mediul de dezvoltare Visual Studio 2012. Cerințele minime necesare pentru a rula cu succes aplicația sunt: un sistem de operare Windows XP SP2 sau mai nou și versiunea 4.5 a bibliotecii .NET Framework.

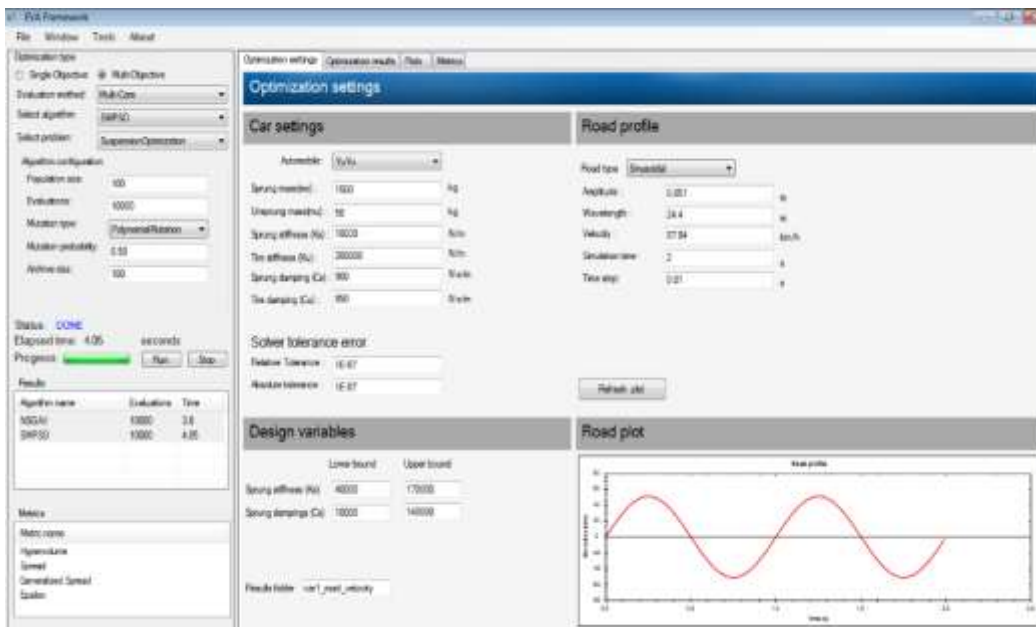


Figura 5.4.1 Interfața grafică principală

Pentru a porni aplicația se lansează în execuție executabilul *EvaSuspensionFramework.exe*. La deschiderea acestuia este afișată pe ecran o interfață grafică prietenoasă în modul full-screen (fig. 5.4.1). Aceasta este compusă din mai multe elemente precum un meniu principal, un panou de configurare a algoritmilor, un panou de configurare a problemelor, o listă a rezultatelor, o listă a metricilor existente.

Panoul principal aflat în stânga ferestrei principale este panoul de configurare a algoritmilor. De aici utilizatorul poate executa următoarele acțiuni:

- Selectarea modului de optimizare mono/multi obiectiv.
- Stabilirea modului de evaluare a soluțiilor single-core, multi-core sau distribuit. În modul single-core evaluarea se face local folosind doar un nucleu de procesare, în modul multi-core se face uz de toate nucleele existente iar în modul distribuit evaluarea se face pe mai multe stații de lucru conform numărului de nuclee al acestora.
- Selectarea problemei / algoritmului de optimizat
- Configurarea parametrilor de optimizare
- Pornirea/Oprirea procedurii de optimizare.

În partea dreaptă, ocupând o mare parte a ferestrei se află o componentă multi-tab unde se vor configura parametrii problemei și se vor afișa rezultatele. În tabul de configurare a problemei se fac setările necesare problemei, în cazul de față aceștia sunt: parametrii modelului de suspensie, parametrii profilului de drum, limitele variabilelor de proiectare. Pentru profilul de drum se afișează și un grafic pentru a permite și vizualizarea acesteia.

Pornirea unui proces de optimizare se face apăsând butonul *Run*. Pornirea se face imediat, utilizatorul fiind informat de progresul operațiunii printr-o bară de progres. În modul distribuit o nouă fereastră este deschisă ce reprezintă interfața serverului de unde se poate porni/opri serverul. La sfârșitul optimizării se afișează un grafic cu setul de soluții optimale, frontul Pareto, asupra căruia se pot face diferite operațiuni de tip zoom / salvare.

Prin apăsarea unui click pe oricare dintre punctele ce reprezintă soluțiile frontului Pareto, se afișează informații adiționale despre soluția respectivă. În cazul problemei suspensiei se deschide un nou tab ce afișează grafice cu informații despre comportamentul suspensiei.

Deoarece se pot executa mai multe operațiuni de optimizare consecutive acestea sunt salvate și pot fi accesate din partea dreapta a interfeței din meniul "*Results*". Acesta conține o listă cu numele algoritmului, numărul de evaluări și timpul de execuție. Tot de aici prin selectarea multiplă a rezultatelor, graficele acestora sunt suprapuse pentru a facilita compararea lor.

Meniul "*Metrics results*" permite calcularea unor indicatori de calitate (hipervolum, etc) afișând grafice cu evoluția acestora de-a lungul unui număr de generații. Aceste metrice pot fi salvate direct sub forma unei imagini sau valorile pot fi salvate sub forma unui fișier .csv.



# CAPITOLUL 6

## Modelări CAD ale bieletei antirului din constructia autoturismelor OPEL

### 6.1 Generalități

Modelarea CAD a componentelor auto este o metodă de cercetare ce își găsește pe deplin utilitatea atunci când dorim să studiem comportamentul unor subansambluri funcționale ale autoturismului.

În cadrul acestui capitol se va realiza o abordare organologică a unuia dintre reperetele componente ale suspensiei față și anume bieleta antirului.

### 6.2 Modelarea CAD a corpului bieletei antirului

Tipul de bieletă antirului sau semibieletă pe care dorim să-l studiem este cel montat pe autoturismele OPEL ASTRA G, ZAFIRA sau MERIVA deoarece aceste autoturisme sunt frecvent utilizate în România fiind destul de accesibile ca preț unei game largi de conducători auto. Pe de alta parte și analizele de fiabilitate realizate în cadrul capitolului 4 relevă faptul că bieleta antirului este un element vulnerabil în condițiile de exploatare specifice țării noastre.

Înainte de a trece la modelarea propriu-zisă a bieletei se cuvine să facem câteva precizări privind construcția și funcționarea acestei importante componente auto.

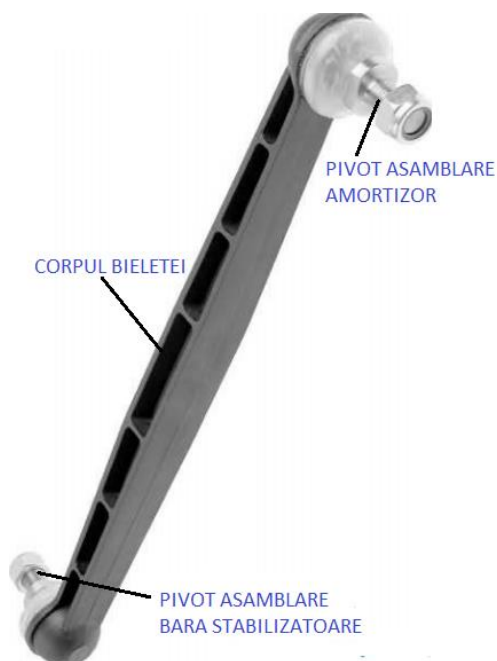


Figura 6.2.1. Bielea antirului OPEL ASTRA G, ZAFIRA, MERIVA

În ce privește construcția putem deosebi trei părți principale și anume: corpul bieletei și cele două subansambluri de tip pivot prin care bieleta antirului se assemblează pe amortizor și respectiv pe bara stabilizatoare a autoturismului (Figura 6.2.1).

Din punct de vedere funcțional bieleta antirului este o piesă componentă a suspensiei mașinii care are două funcții de bază și anume: **reducerea înclinării mașinii și reglarea balansului mașinii**. Pe drumurile de calitate proastă mașina va intra într-o mișcare de balans iar balansul este dependent de construcția corpului bieletelor

sau de materialul din care acestea sunt confecționate.

De aceea considerăm ca este deplin justificat un studiu aprofundat al corpului bieletelor chiar dacă în cadrul acestui subansamblu piesele ce se uzează mai repede sunt elementele de tip pivot de pe capete. De asemenea corpul bieletei antirului a fost mai puțin studiat în literatura de specialitate comparativ cu uzarea pivoților.

Modelarea 3D a semibieletei se va realiza în manieră clasică utilizând pachetul software CatiaV5R20.

Pentru modelarea generală s-au realizat succesiv următoarele: modelarea corpului semibieletei, modelarea locașelor de asamblare a pivoților de pe capete, modelarea nervurii perimetrice și în final a nervurilor transversale.

Ca și principiu modelarea a fost făcută în manieră cât se poate de generalizată și parametrizată. Acest lucru, chiar dacă presupune câteodată o modelare mai greoaie are marele avantaj că permite foarte multe particularizări, rezultând în consecință multe forme constructive ce pot fi în continuare studiate prin alte metode cum ar fi de exemplu metoda elementului finit.

Pentru modelarea 3D a corpului plin al semibieletei s-a considerat originea sistemului triortogonal al corpului în centrul de simetrie al acesteia, aceasta pentru a putea utiliza ulterior funcțiile de simetrizare ce permit flexibilitate în modelare.

Pasul următor este realizarea formei de grindă de egală rezistență a semibieletei în planul xOy.

Pentru realizarea celorlalte degajări se vor folosi facilitățile programului Catia de oglindire a entităților constructive. După aceste simetrizări este creată forma de bază a corpului bieleții antirului.

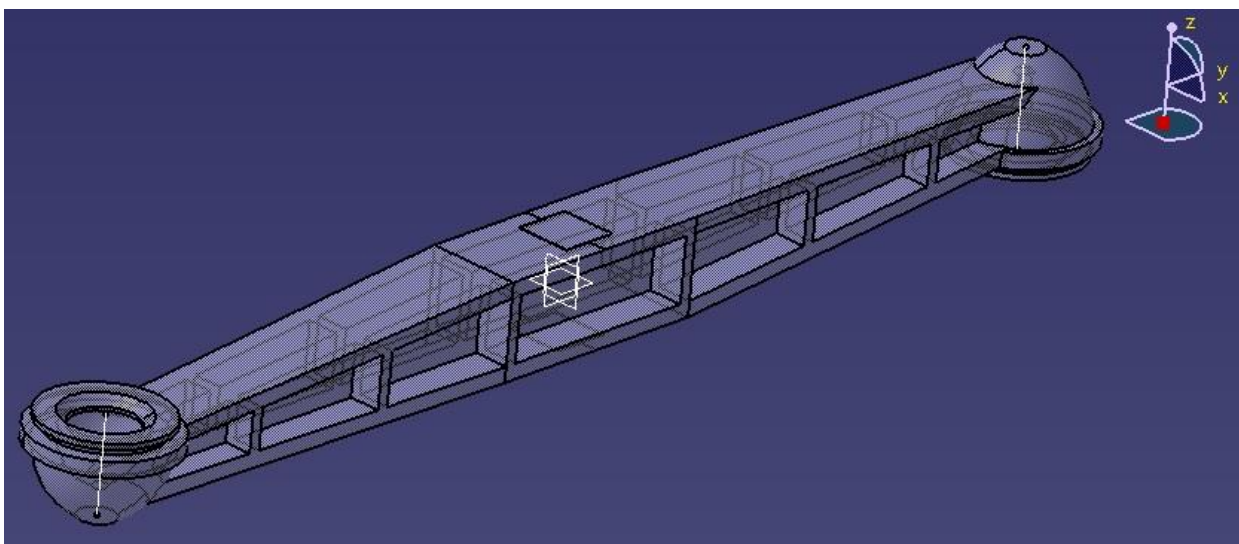
În continuare se modelează nervura perimetrală care rezultă prin realizarea unei entități de tip pocket pe cele două fețe paralele cu planul  $yOz$  ale corpului.

Pentru realizarea nervurii perimetrice de pe fața opusă se va aplica din nou funcția *Mirror* pentru entități oglindindu-se față de planul  $yOz$  degajarea creată anterior.

Se trece la modelarea capetelor bieleții antirului și anume a locașurilor pentru montarea pivoților. Tot din motive de parametrizare și de flexibilitate ulterioară a proiectării se va modela în primă fază suprafața exterioară a locașului.

Folosind aceiași pași se va realiza și suprafața de revoluție interioară a locașului pentru pivot.

Cel de-al doilea locaș din punct de vedere al formei constructive este identic cu primul, ceea ce diferă fiind doar poziționarea sa față de corpul semibieleții.



**Figura 6.2.19. Model bieleții antirului**

Pentru finalizarea modelului se vor modela în continuare nervurile transversale. După realizarea în aceeași manieră a nervurilor situate și în cealaltă parte a corpului modelarea semibieleții este finalizată, modelul final fiind prezentat în figura 6.2.19.

Așa cum precizăm încă de la începutul capitolului în cadrul tezei se va studia corpul semibieleții în vederea optimizării constructive funcționale a acestuia. În consecință, modelul corpului semibieleții a fost modelat parametrizat și de aceea doar prin simpla introducere de noi valori parametrilor rezultă particularizări ce pot constitui obiect de studiu în continuare.

Particularizările propuse sunt următoarele:

- Modificarea unghiului ce creează forma de grinda de egală rezistență în planul  $xOy$  (figura 6.2.21);

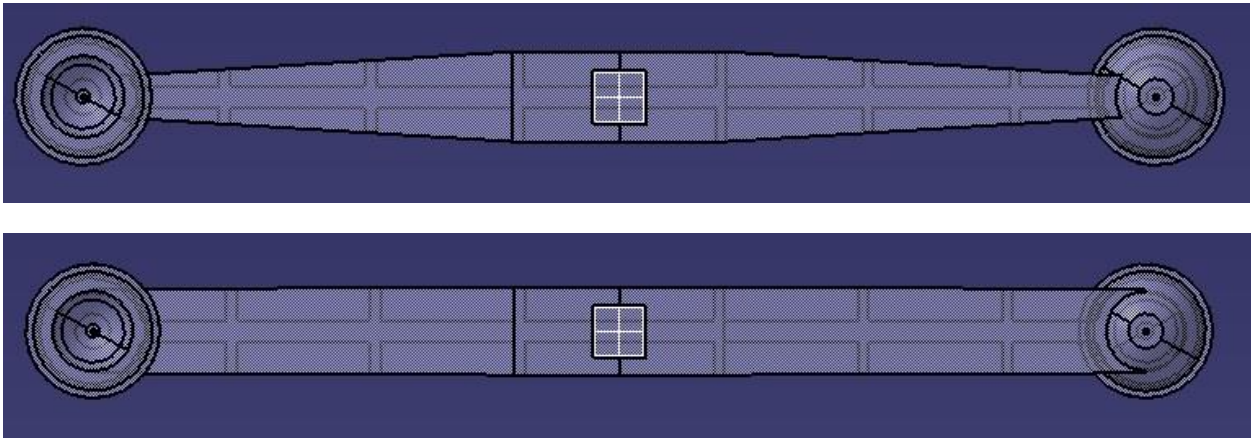


Figura 6.2.21. Forme constructive cu unghiul de înclinare a suprafețelor simetrice în planul  $xOy$  modificate

- Subțierea sau îngroșarea zonei de mijloc a corpului atât în planul  $xOy$  cât și în planul  $yOz$  (figurile 6.2.23, 6.2.25);

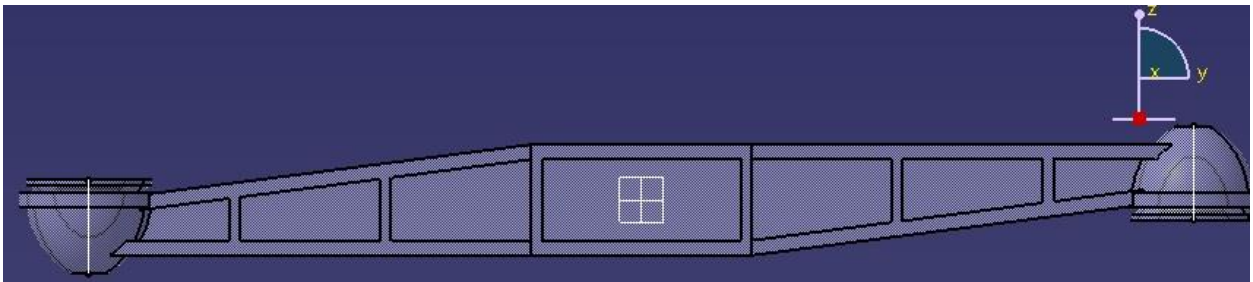


Figura 6.2.23. Modelul îngroșat în zona de mijloc în planul  $zOy$

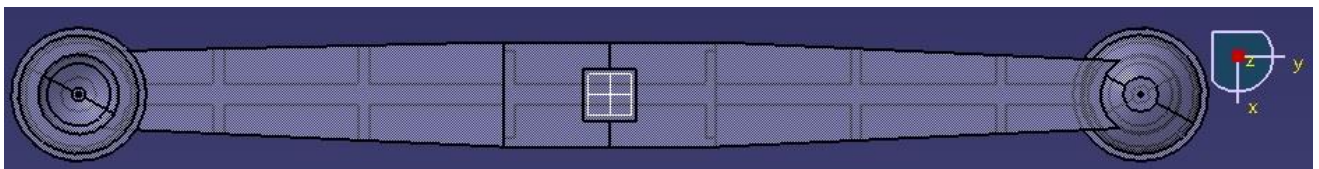


Figura 6.2.25. Modelul îngroșat în zona de mijloc în planul  $xOy$

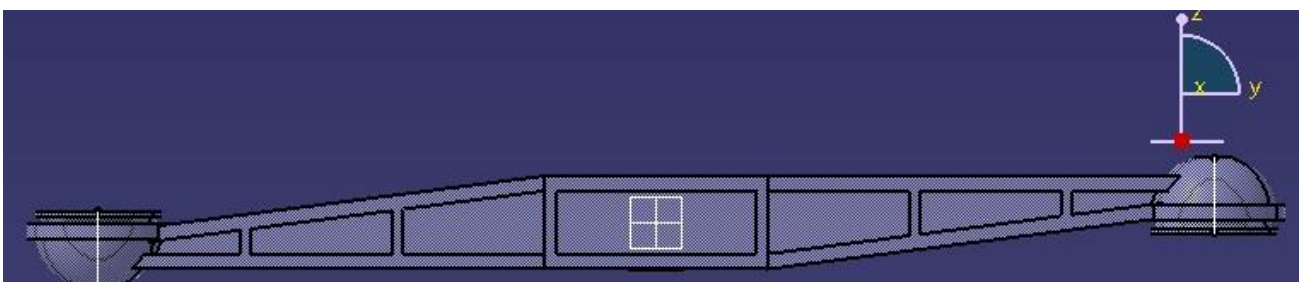


Figura 6.2.27. Modelul modificat ca și înclinație a suprafețelor în planul  $zOy$

- Modificarea înclinației suprafeței corpului în planul  $yOz$  (figura 6.2.27);
- Îngroșarea sau subțierea nervurii perimetrice (figura 6.2.28);
- Modificarea poziției nervurilor transversale și a dimensiunii acestora (figura 6.2.30).

Aceste particularizări vor fi prezentate în continuare.

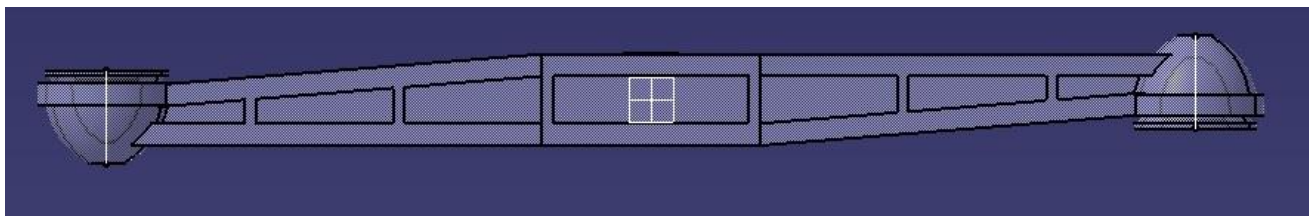


Figura 6.2.28. Model cu nervura perimetrală îngroșată

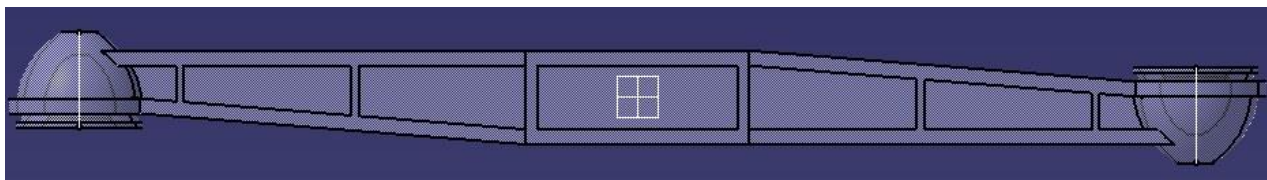


Figura 6.2.30. Model cu nervură transversală subțiată și distanța dintre nervuri mărită

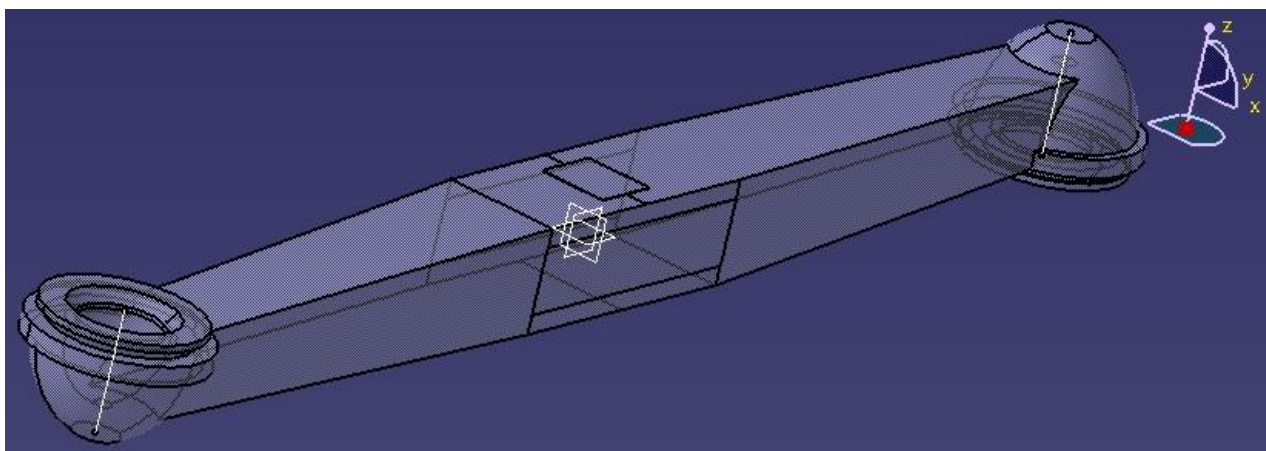


Figura 6.2.31. Corp semibieleță plin

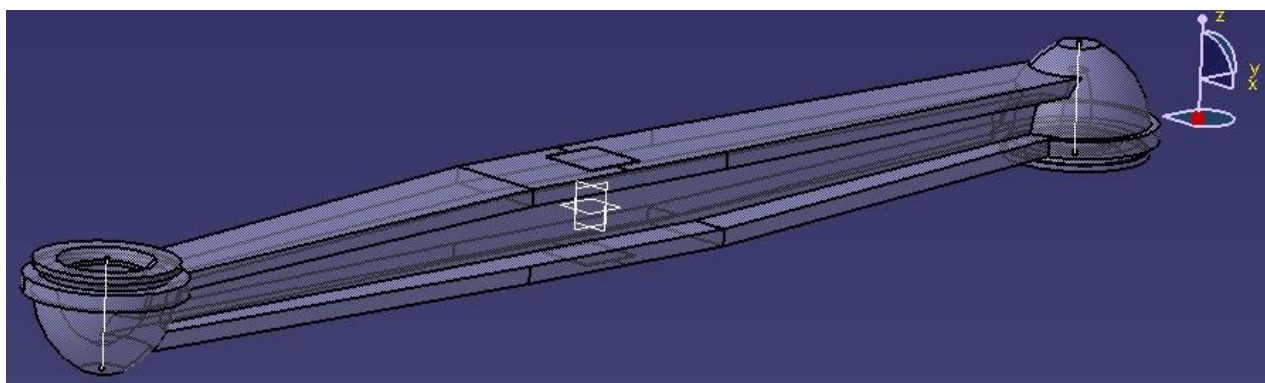
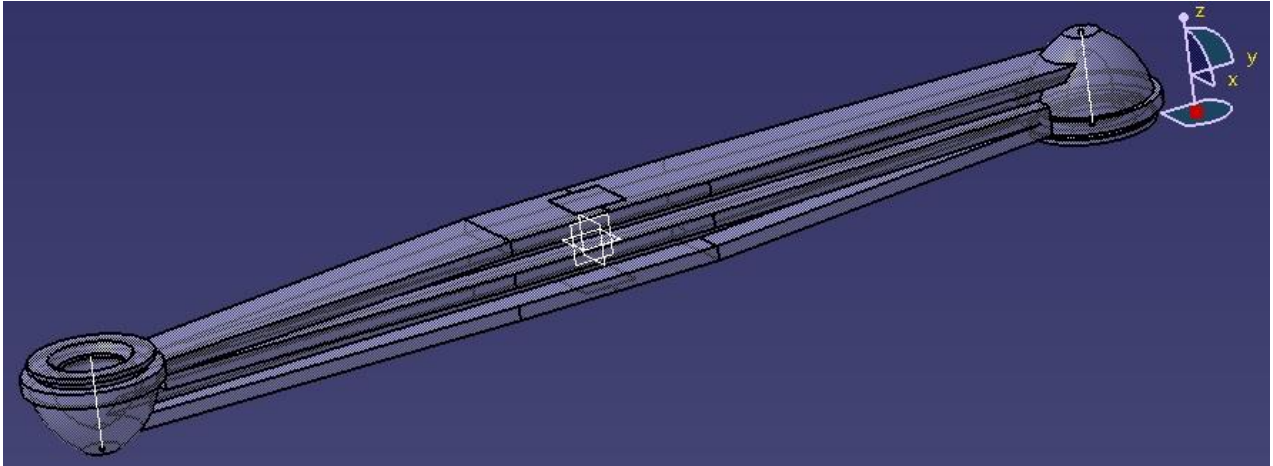


Figura 6.2.32. Corp semibieleță fără nervuri transversale

Așa cum s-a putut vedea modelarea parametrizată permite un studiu destul de amplu asupra formei constructive a bieletei antirului.

Pornind de la modelarea prezentată în detaliu prin adaptări constructive mai pot fi propuse câteva tipuri constructive de corpuri de bielete antirului..

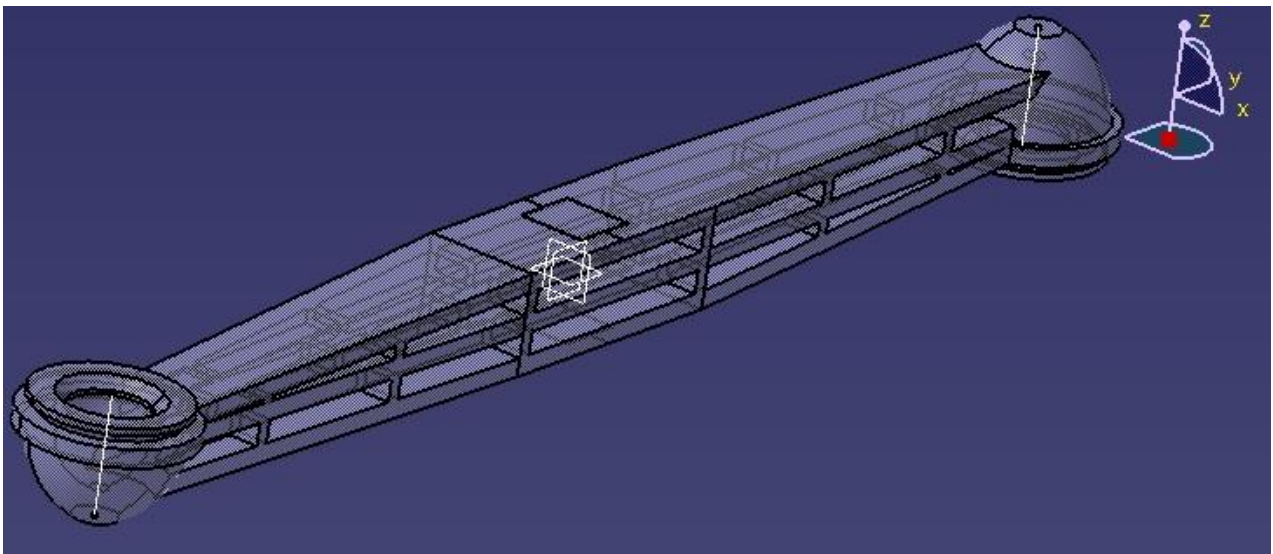
O primă variantă propusă este aceea în care corpul semibieleței este efectiv plin. Modelul a fost obținut din modelul inițial renunțând la modelarea nervurilor. Construcția acestui corp este prezentă în figura 6.2.31.



**Figura 6.2.33. Corp semibieletă cu nervură longitudinală**

Cea de a doua variantă propusă se caracterizează prin absența nervurilor transversale corpul având doar nervura perimetrală. (figura 6.2.32). Evident modelul a fost obținut prin absența modelării nervurilor transversale.

Un alt model de corp s-a modelat tot fără nervuri transversale. Acestea au fost înlocuite cu o nervură longitudinală ce trece prin centrul de simetrie al corpului și conține medial planul  $xOy$ . (figura 6.2.33)



**Figura 6.2.34. Corp semibieletă cu nervură longitudinală și nervure transversale**

În fine ultima propunere este un model de rigiditate sporită fiind practic o combinație între modelul original cu nervuri transversale și cel cu nervură longitudinală. (figura 6.2.34)

Proiectarea generalizată prezentată în cadrul acestui capitol va constitui un punct important de plecare în optimizarea constructivă și funcțională a corpului bieletei antiruliu ce va fi tratată în capitolele următoare.

# CAPITOLUL 7

## Simularea numerică folosind metoda elementului finit a bieletei antirului. Optimizarea topologică

### 7.1 Simularea numerică a structurilor mecanice

Elaborarea modelului pentru calculul de rezistență al unei structuri trebuie corelată riguros cu metoda de calcul care va fundamenta calculul propriu-zis, deoarece modelul va reflecta ipotezele, limitările, avantajele și dezavantajele specifice metodei. O clasificare generală a metodelor de calcul utilizate în mecanica solidului deformabil definește metodele exacte și metodele aproximative de calcul.

1. **Metodele exacte** de calcul sunt acele metode de rezolvare, în general analitice care au în vedere integrarea teoriei elasticității. Metodele analitice de calcul sunt aplicabile pentru un număr restrâns de clase de probleme particulare. Limitarea este impusă de geometria corpului ce se studiază și de configurația sistemului de sarcini, ambele fiind necesare să fie relativ simple.

2. **Metodele aproximative** sunt metode de calcul utilizate pentru probleme mai complicate, când nu se poate găsi o soluție exactă. Pentru ca o metodă aproximativă de calcul să fie acceptabilă trebuie să permită determinarea soluției cu o precizie suficientă, satisfăcătoare pentru problema concretă ce se rezolvă, pentru scopurile practice cărora îi este destinată.

Metodele numerice pot fi aplicate în cadrul unor structuri complexe, aproximările introduse fiind de cele mai multe ori inacceptabile. Introducerea în

calculul structurilor a metodelor numerice a fost posibilă datorită dezvoltării pe scară largă a calculatoarelor.

Metodele numerice cele mai des folosite în calculul structurilor, pot fi clasificate în:

- metoda diferențelor finite;
  - metoda elementelor finite;
  - metoda elementelor de frontieră.
- Metoda diferențelor finite constă în înlocuirea structurii reale cu un model simplificat de calcul, urmată de transformarea ecuației diferențiale ce corespunde modelului adoptat într-un sistem de ecuații cu diferențe finite, ușor de rezolvat prin metode clasice [46]. Cea mai largă utilizare însă o au celelalte două metode.
  - Metoda elementelor finite constă în înlocuirea structurii reale (continuă) cu o structură idealizată (discontinuuă), împărțită sau discretizată în subdomenii mai mici, numite elemente finite.
  - Metoda elementelor de frontieră pornește de la teorema reciprocității lucrului mecanic, valabilă în cazul corpurilor cu comportare liniară. Metoda constă în împărțirea frontierei domeniului de analiză (a structurii) în elemente de-a lungul cărora se presupune că deplasările și încărcarea exterioară au variații cunoscute. Ecuația diferențială care descrie comportarea structurii modelate conținând necunoscute atât în interiorul domeniului, cât și pe frontiera acestuia, se transformă într-o ecuație integrală definită pe contur.

Metodele analitice de calcul se pot aplica în calculul unor structuri simple. Folosirea lor în calculul structurilor complexe este practic imposibilă. Pentru aplicarea metodelor analitice de calcul, mult timp s-au folosit schematizări ale structurilor prin bare simple dispuse în plan sau în spațiu, rezultatele obținute cu astfel de modele de calcul fiind de cele mai multe ori diferite de cele reale.

## **7.2 Optimizarea structurilor folosind metoda elementelor finite**

### **7.2.1 Metoda elementelor finite. Generalități.**

Problemele de elasticitate în domeniul bidimensional au fost primele exemple de aplicare reușită a metodei elementelor finite [48].



Ideea de bază a metodei elementelor finite constă în faptul că deplasările unui element de tip oarecare din interiorul corpului variază după o lege cunoscută, aleasă apriori de obicei de formă polinomială: Hermite, Lagrange, Pascal etc.

La starea plană de tensiuni și deformații câmpul de deplasare este unic determinat de deplasările  $u$  și  $v$ , în direcțiile  $x$  și  $y$  ale sistemului cartezian de referință. Trebuie luate în considerare numai cele trei componente ale deformațiilor și tensiunilor ce apar în planul  $(xy)$ .

Metoda elementelor finite dispune de o mare suplețe în aplicare, permite o discretizare cu o geometrie variabilă, precum și folosirea simultană a oricâtor tipuri de elemente finite pentru o modelare adecvată a structurii.

## 7.2.2 Tehnici de optimizare

Optimizarea reprezintă un algoritm matematic care caută să determine cel mai bun set de parametri ce satisfac criteriile definite de utilizator [47]. Algoritmii de optimizare permit de obicei minimizarea unei funcții obiectiv. Tehnicile folosite în prezent pentru rezolvarea problemei de minim a funcției obiectiv sunt:

1. Metoda criteriului optim
  - Metoda Kuhn – Tucker
  - Metoda bazată pe teoria informatică (formalismul entropiei maxime)
2. Metode de programare matematice
  - Metoda simplex
  - Metoda direcției realizabile
  - Tehnica minimizării neconstrânse secvențiale
3. Metode aproximative
  - Dezvoltări în serii Taylor

Marea majoritate a programelor de optimizare structurală lucrează în prezent în conjuncție cu metoda elementului finit. Procedurile constau în general din patru module distincte: modelarea parametrică a structurii, analiza prin elemente finite, analiza de sensibilitate și aplicarea algoritmilor de optimizare.

## 7.2.3 Optimizarea topologică

Optimizarea topologică este o modalitate de optimizare a configurației structurii mecanice. Scopul optimizării topologice este de a găsi cea mai bună întrebuintare a materialului pentru un corp care este solicitat fie cu o încărcare singulară, fie cu încărcări multiple distribuite. Cea mai bună utilizare a materialului,

În viziunea optimizării topologice, o reprezintă maximizarea rigidității structurii. Față de optimizarea dimensională sau cea de formă, pentru optimizarea topologică, nu este necesară definirea explicită a variabilelor de optimizare sau a funcției obiectiv. Funcția obiectiv în acest caz este predefinită și de asemenea variabilele de stare și variabilele de proiectare.

### 7.3 Analiza statică aplicată bieletei antirului

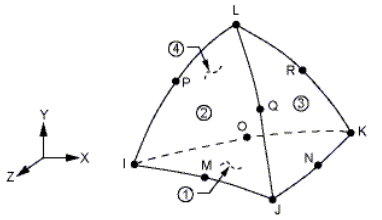
La ora actuală analizele folosind metoda elementelor finite se pot aborda fie modelând și discretizând întreg modelul geometric într-un program dedicat acestor tipuri de analize fie modelând corpul geometric într-un program CAD iar apoi realizându-se importul modelului în programul de element finit. În cadrul tezei de față am abordat cea de-a doua varianta, respectiv am folosit un program CAD pentru modelare (Catia) și programul Ansys Workbench pentru analiza cu elemente finite. După salvarea modelului în formatul stp, acesta a fost introdus în programul de analiză și a fost discretizat.

Programul Ansys dispune de un set de module dedicate anumitor domenii, precum: analiza structurilor, mecanica fluidelor, analiză termică, studiu electromagnetic etc;

Unul dintre modulele cele mai importante ale acestui program este cel structural care, datorită facilităților extinse pe care le permite, a fost ales în studiul comportării statice și modale a bieletei antirului.

Pentru discretizarea structurii spațiale a bieletei antirului s-au utilizat elemente finite de tip Solid 92. Caracteristicile acestui tip de element sunt prezentate în tabelul 7.3.1.

**Tabelul 7.3.1 Caracteristicile elementului finit utilizat la discretizare**

Tip element finit	Schița elementului	Funcții de formă pentru matricea de rigiditate
SOLID 92		$u = \frac{1}{8}(u_I(1-s)(1-t)(1-r) + u_J(1+s)(1-t)(1-r) -$ $u_I(1-s)(1-t)(1-r) + u_K(1+s)(1+t)(1-r) + u_L(1-s)(1+t)(1-r) +$ $u_M(1-s)(1-t)(1+r) + u_N(1+s)(1-t)(1+r) + u_O(1+s)(1+t)(1+r) +$ $u_P(1-s)(1+t)(1+r)$ $v = \frac{1}{8}(v_i(1-s)... \text{ analog } u$ $w = \frac{1}{8}(w_i(1-s)... \text{ analog } u$

Modelul geometric discretizat inițial al bieletei antirului este prezentat în figura 7.3.1. Datele de material introduse pentru analiza statică au fost: modulul de elasticitate longitudinal (modulul lui Young)  $E = 7200 \text{ MPa}$  și coeficientul contracției transversale  $\nu = 0.35$ .

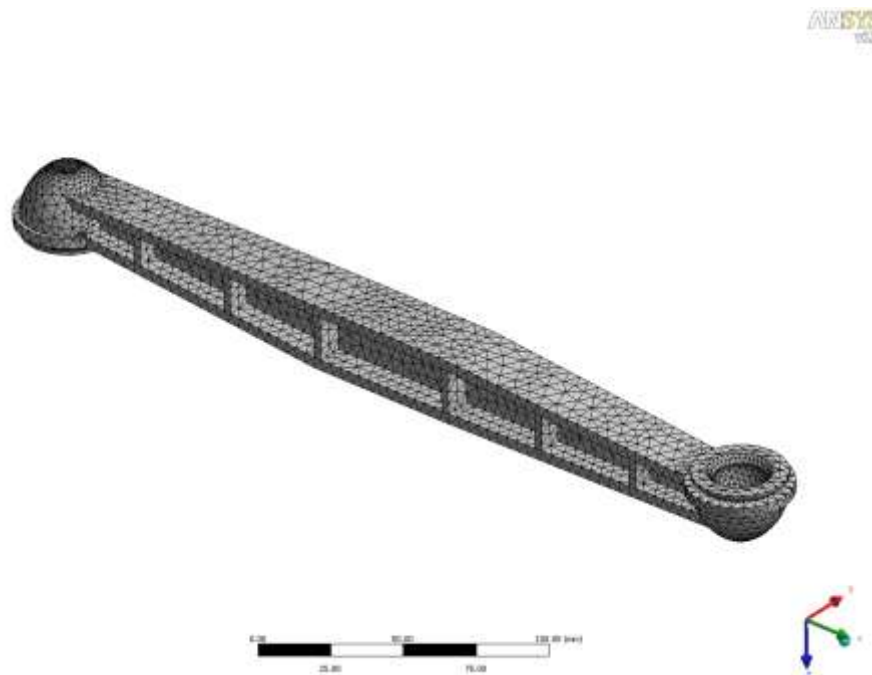


Figura 7.3.1 Modelul geometric discretizat al bieletei antirului

În figura 7.3.2 este prezentat modul în care au fost aplicate încărcările și constrângerile asupra bieletei. Astfel, în zonele de sprijin cu amortizorul respectiv cu bara stabilizatoare au fost aplicate constrângeri de tip "remote displacement" anulându-se translațiile pe axele  $O_x$  și  $O_y$  și lăsând liberă translația pe  $O_z$ .

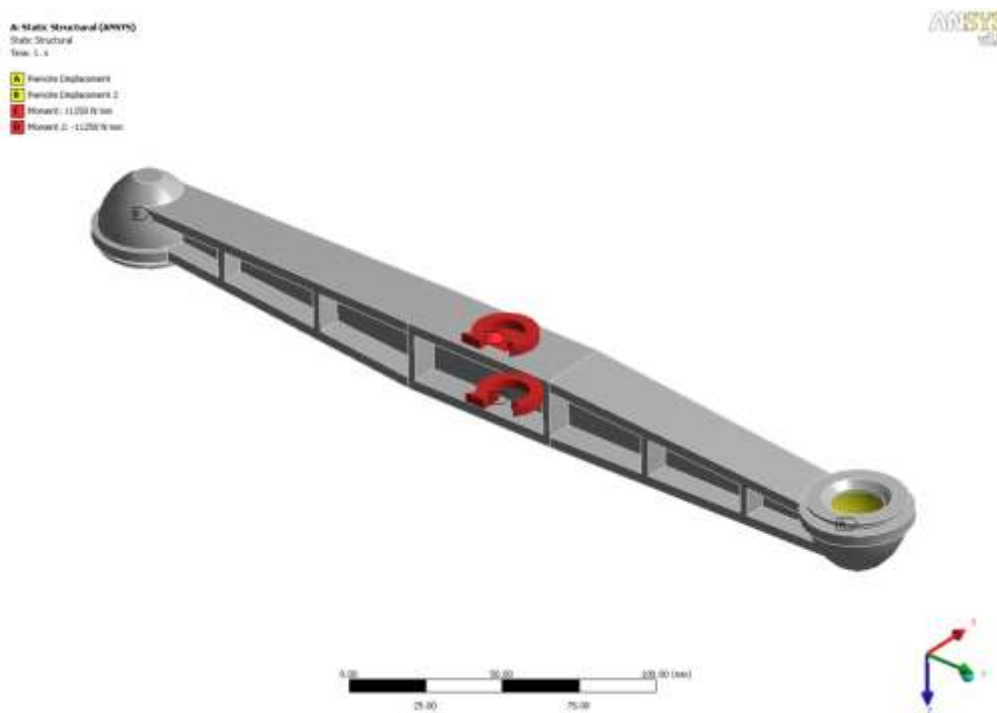


Figura 7.3.2 Modul de încărcare al bieletei antirului la analiza statică

În ceea ce privește rotațiile, au fost anulate cele două rotații în jurul axelor Ox și Oy și a fost lăsată liberă rotația în jurul axei Oz. Sarcina aplicată a fost un moment a cărui valoare totală a fost  $M = 22500 \text{ Nmm}$ , valoare rezultată din calcul.

În urma analizei statice au fost obținute valorile tensiunilor principale, tensiunii echivalente Von Mises (Fig. 7.3.3), valoarea deplasării totale (Fig. 7.3.4), și factorul de siguranță la analiza statică (Fig. 7.3.5).

Valorile maxime ale tensiunilor principale sunt de  $\sigma_1 = 13.23 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_2 = 3.41 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_3 = 12.76 \text{ MPa}$ . Prin combinarea acestor tensiuni rezultă pentru tensiunea echivalentă Von Mises o valoare de  $\sigma_{VM} = 21.93 \text{ MPa}$ , mai mică decât rezistența admisibilă a materialului PA66-GF de  $130 \text{ MPa}$ . Prin urmare, se obține o valoare de  $5.92$  pentru factorul de siguranță. Valoarea maximă a deplasării nodale este  $u_{tot} = 0.31 \text{ mm}$ .

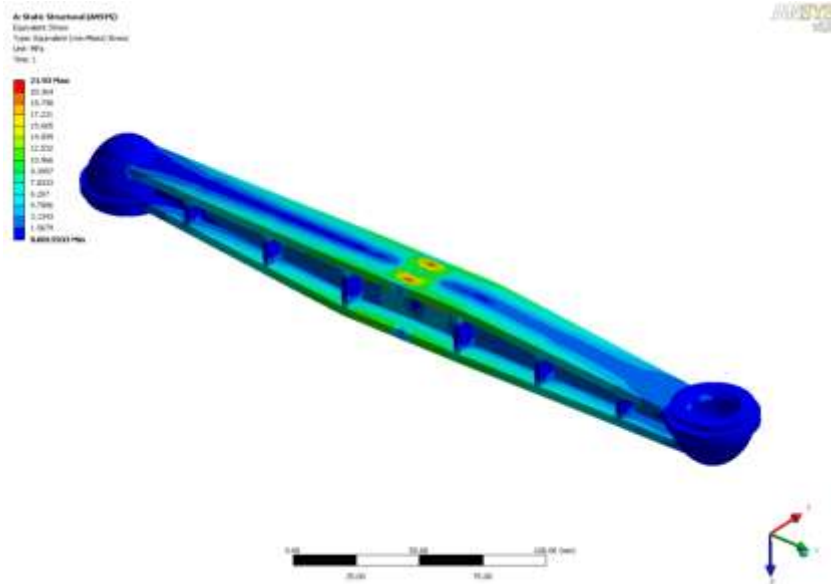


Figura 7.3.3 Variația tensiunii echivalente Von Mises  $\sigma_{VM}$  [MPa] la analiza statică pentru varianta inițială

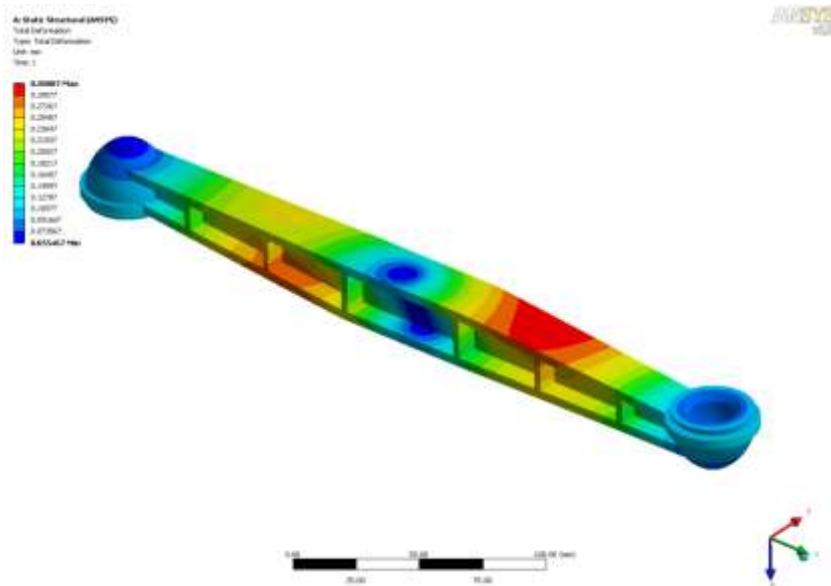


Figura 7.3.4 Variația deplasărilor nodale  $u_{tot}$  [mm] la analiza statică pentru varianta inițială

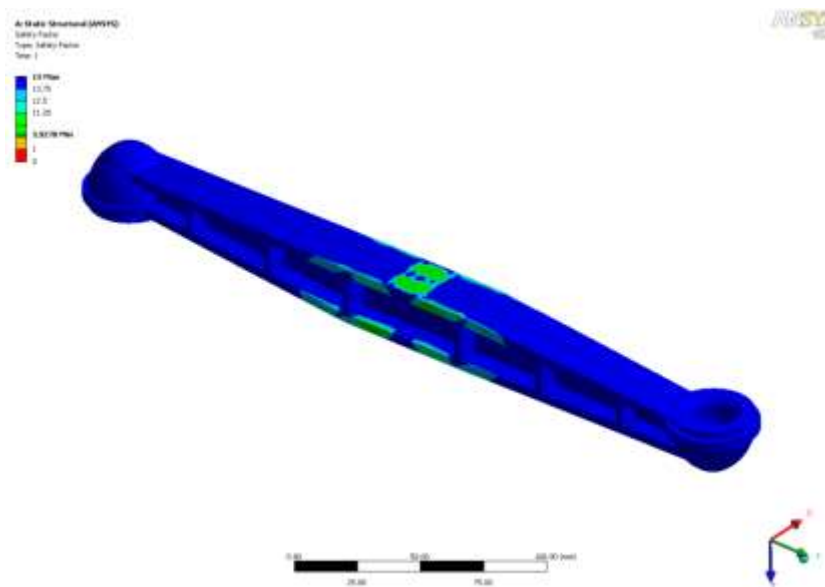


Figura 7.3.5 Variația factorului de siguranță la analiza statică pentru varianta inițială

## 7.4 Analiza modală aplicată bieletei antirului

Analiza modală este o posibilitate de studiu a comportării sistemelor elastice prin care se urmărește determinarea frecvențelor proprii ale structurii, punerea în evidență a unor puncte slabe ale acestora, precum și determinarea tendințelor de deformare în domeniul dinamic, cu influențe asupra comportării în sarcină. Aceasta va fi aplicată asupra modelului pretensionat al bieletei obținut în urma primei etape, analiza statică.

Analiza modală efectuată cu ajutorul programului Ansys este o analiză liniară, iar ca metodă de extragere a modurilor proprii se utilizează metoda iterației pe subspații care utilizează algoritmul generalizat Jacobi. Metoda este preferată datorită preciziei rezultatelor, deoarece lucrează cu matricele de rigiditate și de masă întregi, evitându-se, în acest fel, necesitatea alegerii unor grade de libertate master de către utilizator.

Pentru rularea analizei modale, am folosit același model geometric ca la analiza statică, singura diferență fiind introducerea densității materialului în analiză ca și dată de material.

Evidențiate cu ajutorul programului menționat, în urma rulării analizelor prin metoda elementului finit, frecvența și deformată pentru primul mod propriu de vibrație, pentru structura mecanică a bieletei antirului, sunt prezentate grafic în figura 7.4.1 iar valorile frecvențelor proprii pentru primele șase moduri sunt prezentate în tabelul 7.4.1.

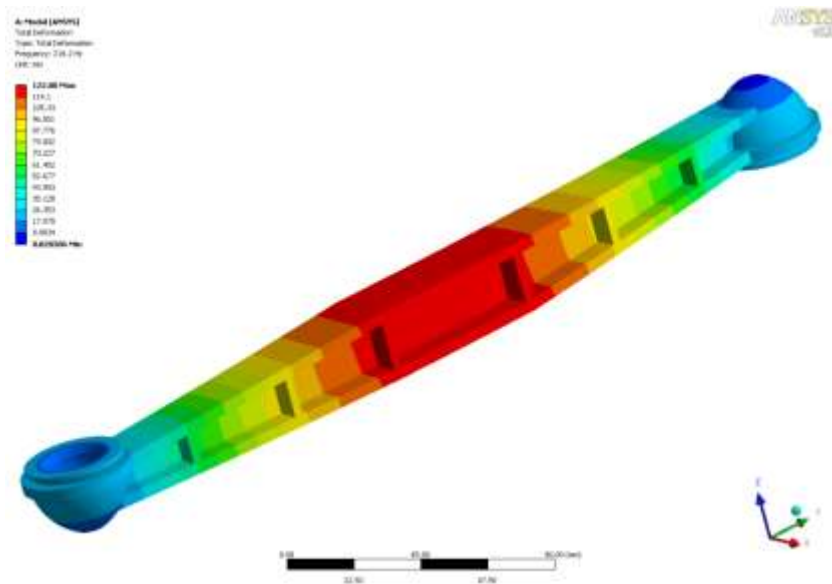


Figura 7.4.1 Tendința de deformare pentru primul mod propriu pentru varianta inițială

Tabelul 7.4.1 Valorile frecvențelor proprii pentru analiza modală - varianta inițială

Nr.mod	Frecvența [Hz]
1	218,2
2	546,37
3	789,17
4	842,47
5	1478,6
6	1736,3

## 7.5 Analiza de optimizare topologică aplicată bieletei antirului

Optimizarea topologică are ca scop determinarea distribuției optime de material pentru structura bieletei antirului, solicitată în regim static de încărcare. Rezultatele acestei optimizări sunt utilizate apoi la definirea parametrilor constructivi ai acesteia.

Obiectivul aplicării algoritmului de optimizare topologică, pus la dispoziție de programele evaluate de analiză cu elemente finite, este acela de a determina distribuția optimă de material pentru o structură, în condiții de rigiditate maximă. Funcția obiectiv a optimizării este predefinită, și constă în minimizarea energiei complianței structurii, care este echivalentă cu maximizarea rigidității globale a structurii. Programul Ansys Workbench 12, utilizează variabile de proiectare definite ca funcții de densitate pentru fiecare element rezultat prin discretizare.

Procedura de optimizare topologică a presupus parcurgerea următoarelor etape:

- Modelarea geometrică a bieletei antirului;
  - modelul geometric este identic cu cel realizat și analizat în cazul analizei statice;
  - definirea proprietăților de material (modulul de elasticitate longitudinal, densitatea, coeficientul lui Poisson);
  - discretizarea modelului cu elemente finite;
  - aplicarea sarcinilor și impunerea constrângerilor de deplasare:
    - Încărcarea structurii s-a realizat prin două momente de încovoiere aplicate la nivelul brațului bieletei, pe două suprafețe dispuse simetric. Valoarea încărcării este egală cu momentul maxim de solicitare, în cazul de față, 22500 Nmm, la fel ca în cazul solicitării statice.
  - Selectarea tipurilor de elemente:
    - S-a utilizat același tip de element 3-D, Solid 92.
- Definirea parametrilor procedurii de optimizare topologică:
  - Se definesc: procentul de material îndepărtat din structură (15%), numărul cazurilor de încărcare (1), toleranța convergenței (0.0005) și numărul maxim de iterații (50).
- Procesarea rezultatelor :
  - Este prezentată distribuția densității de material pentru corpul bieletei (fig. 7.5.1).

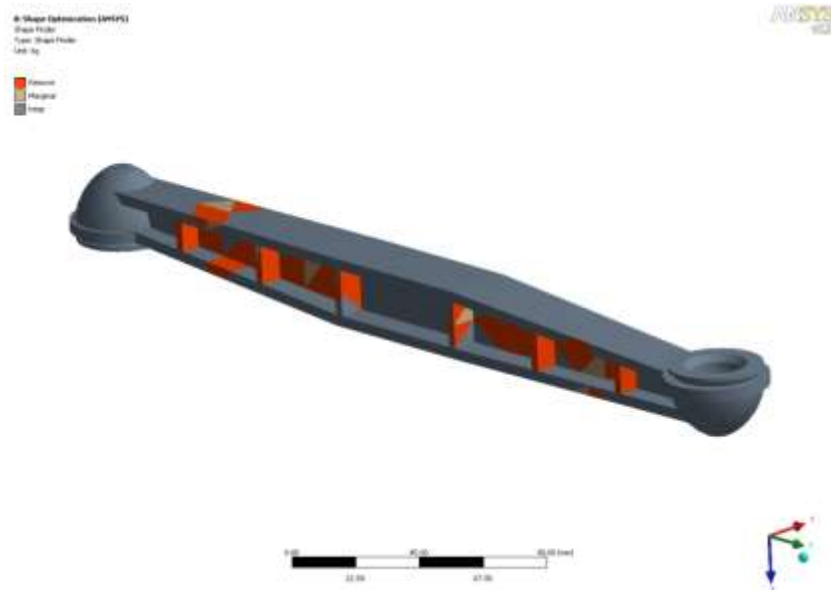


Figura 7.5.1 Rezultatul analizei de optimizare topologică pentru varianta inițială a bieletei

În figura 7.5.1, zonele mai puțin solicitate, care pot fi modificate sunt reprezentate cu culoare roșie respectiv cele puternic solicitate care nu admit remodelări sunt reprezentate cu culoare gri.

## 7.6 Analiza statică și modală pentru bieleta optimizată

În urma analizei de optimizare topologică s-a observat faptul că nervurile de rigidizare transversale pot fi subțiate. Dacă grosimea inițială a nervurilor transversale era de 3 mm în urma analizei de optimizare topologică aceasta a devenit 2 mm. Ca urmare a remodelării volumul piesei optimizate a scăzut cu un procent de 7,57% de la 1024800 mm<sup>3</sup> la 94722 mm<sup>3</sup>, realizându-se o importantă economie de material.

Datele de material, condițiile de rezemare și încărcare au fost identice și au fost rulate două analize: una statică și una modală. Rezultatele celor două analize sunt prezentate în figurile 7.6.1 ... 7.6.4. Tabelul 7.6.1 prezintă valorile numerice ale frecvențelor modurilor proprii pentru bieleta optimizată.

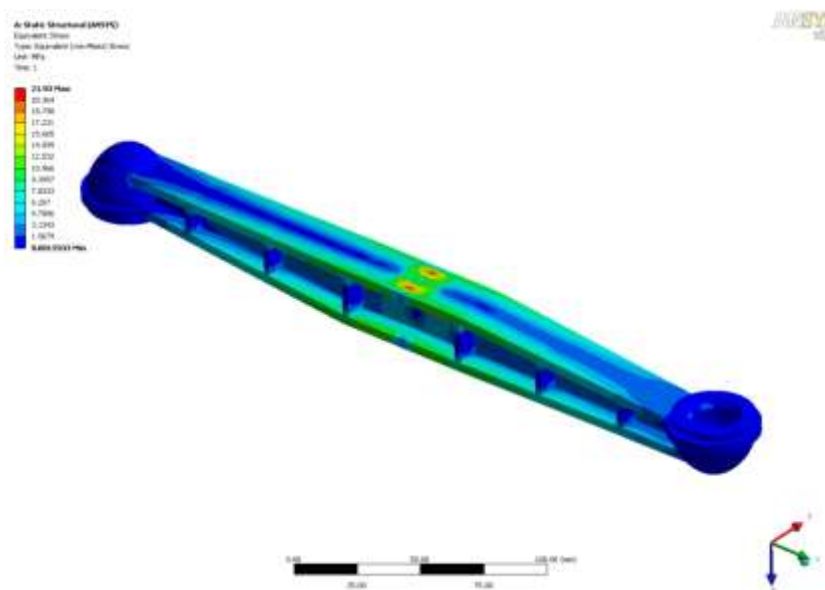


Figura 7.6.1 Variația tensiunii echivalente Von Mises  $\sigma_{VM}$  [MPa] la analiza statică pentru varianta optimizată



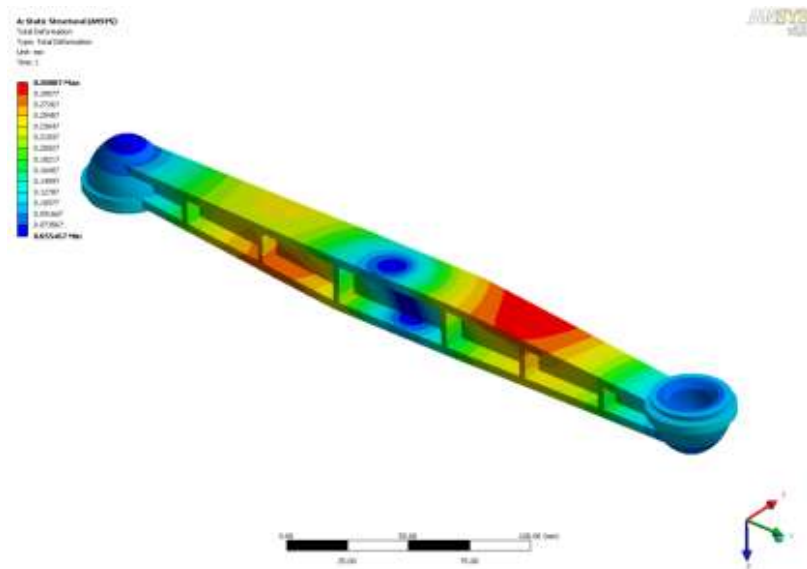


Figura 7.6.2 Variația deplasărilor nodale  $u_{tot}$  [mm] la analiza statică pentru varianta optimizată

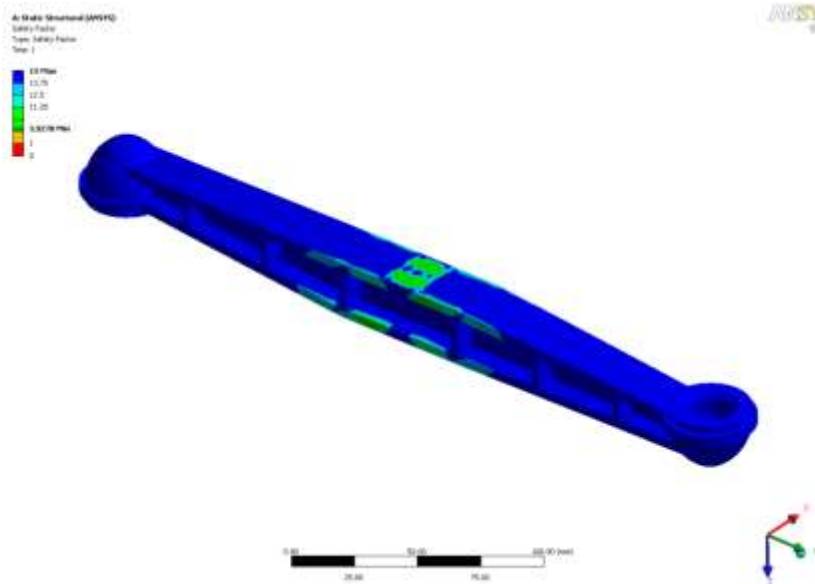


Figura 7.6.3 Variația factorului de siguranță la analiza statică pentru varianta optimizată

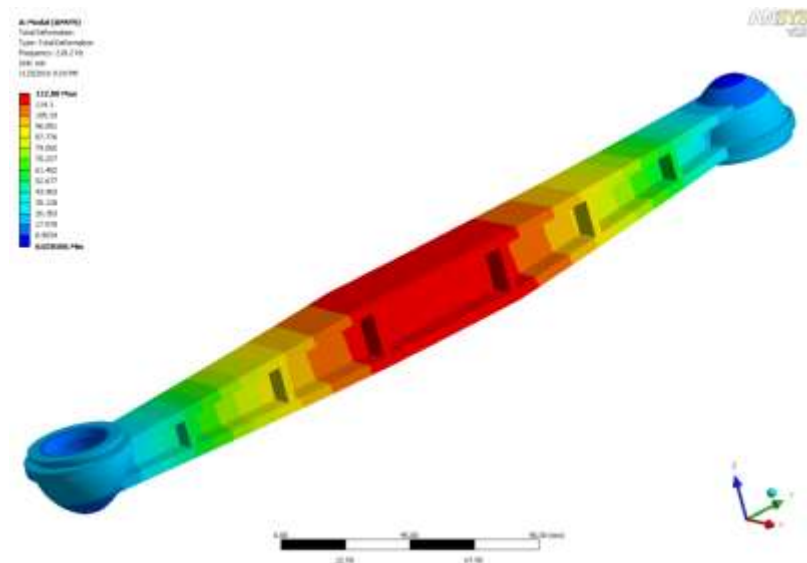


Figura 7.6.4 Tendința de deformare pentru primul mod propriu pentru varianta optimizată

**Tabelul 7.6.1 Valorile frecvențelor proprii pentru analiza modală - varianta optimizată**

Nr.mod	Frecvența [Hz]
1	220.42
2	519.57
3	786.56
4	840.84
5	1417.1
6	1693.7

Rezultatele analizei statice au fost axate pe determinarea tensiunii echivalente Von Mises (Fig. 7.6.1), a deplasărilor nodale (Fig. 7.6.2) și pe valoarea factorului de siguranță (Fig. 7.6.3). Pentru analiza modală au fost extrase tot primele șase moduri proprii de vibrații. Astfel, rezultatele analizei statice au fost: tensiunea echivalentă Von Mises maximă  $\sigma_{VM} = 22.34$  MPa în varianta optimizată față de  $\sigma_{VM} = 21.93$  MPa în varianta inițială, factorul de siguranță în varianta optimizată  $f_s = 5.82$  față de  $f_s = 5.92$  în varianta inițială, valoarea maximă a deplasării nodale în varianta optimizată este  $u_{tot} = 0.53$  mm față de  $u_{tot} = 0.31$  mm în varianta inițială. Se observă deci că, din punct de vedere al rezistenței mecanice, în urma optimizării topologice, chiar dacă valoarea factorului de siguranță scade, înrăutățirea nu e semnificativă. În ceea ce privește modurile proprii de vibrație, valoarea frecvenței la primul mod propriu crește în varianta optimizată față de varianta inițială deci nu se produce nicidecum o înrăutățire a comportării la vibrații.

## **7.7 Analiza statică și modală pentru bieleta cu nervură longitudinală**

În urma optimizării bieletei antiruliu a fost obținut modelul cu nervuri transversale subțiate. Am ales apoi un alt model care are la bază modelul optimizat dar care are în plus o nervură longitudinală.

Și modelul bieletei cu nervură longitudinală a fost construit parametrizat. Bieleta cu nervură longitudinală are un volum de  $1072400 \text{ mm}^3$  adică cu 13% mai mult decât volumul bieletei optimizate și chiar cu 4,7% mai mult decât volumul bieletei inițiale de  $1024800 \text{ mm}^3$ .

Am urmărit apoi să verific dacă creșterea volumului și implicit a masei bieletei cu nervură longitudinală conduce la modificări semnificative în ceea ce privește rezistența mecanică și comportarea vibratorie a bieletei. Pentru aceasta, am importat din nou modelul geometric remodelat din programul Catia în programul

Ansys folosind același standard de transfer stp și am discretizat modelul optimizat folosind același tip de element finit.

Datele de material, condițiile de rezemare și încărcare au fost identice cu cazurile precedente. Au fost rulate din nou două analize: una statică și una modală. Rezultatele celor două analize sunt prezentate în figurile 7.7.1 ... 7.7.4. Tabelul 7.7.1 prezintă valorile numerice ale frecvențelor modurilor proprii pentru bieleta cu nervură longitudinală.

Rezultatele analizei statice pentru bieleta cu nervură longitudinală au fost axate pe determinarea aceluiași date: tensiunea echivalentă Von Mises (Fig. 7.7.1), deplasările nodale (Fig. 7.7.2) și pe valoarea factorului de siguranță (Fig. 7.7.3).

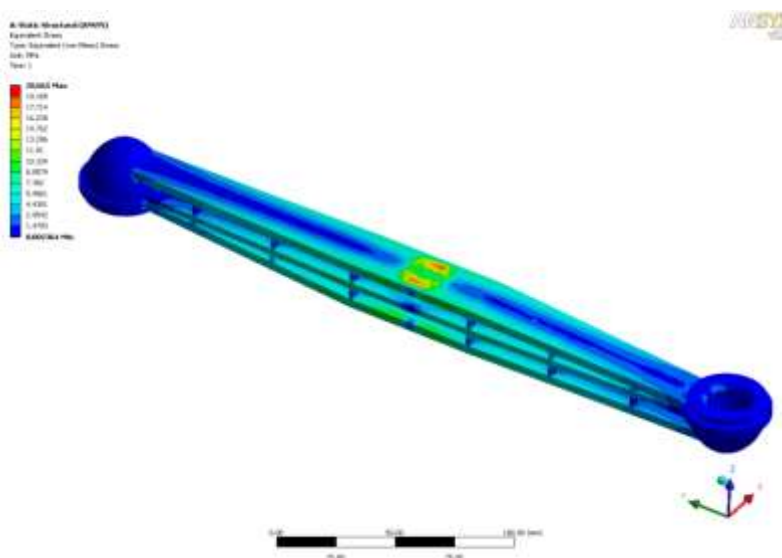


Figura 7.7.1 Variația tensiunii echivalente Von Mises  $\sigma_{VM}$  [MPa] la analiza statică pentru varianta cu nervură longitudinală

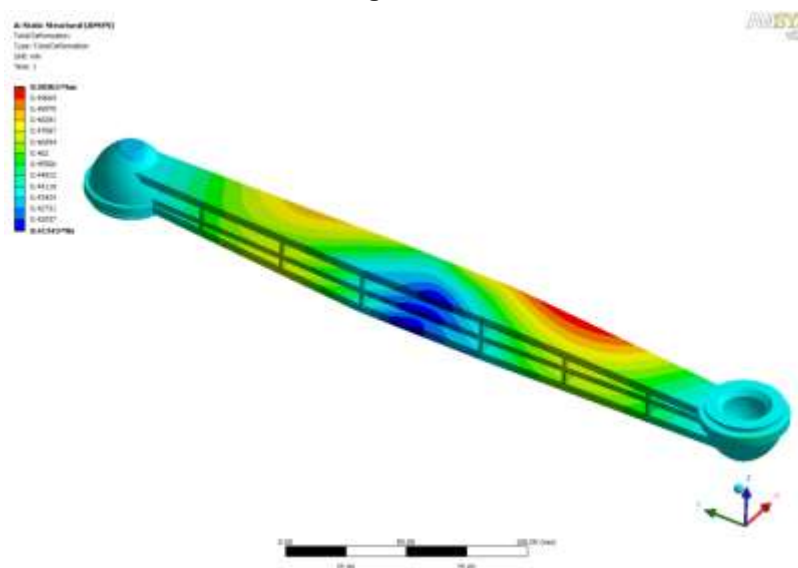
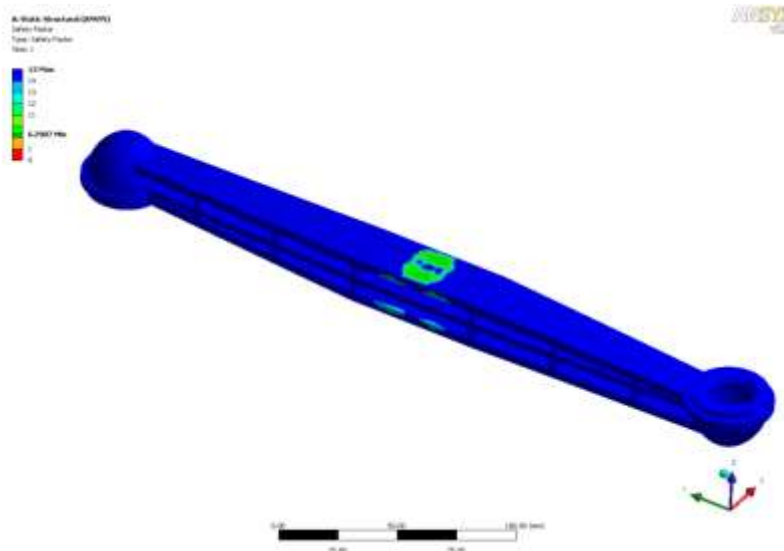
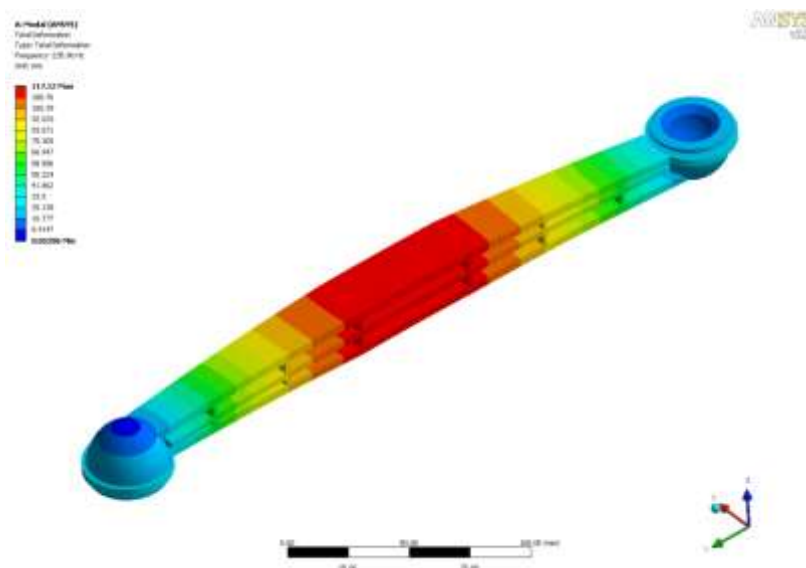


Figura 7.7.2 Variația deplasărilor nodale  $u_{tot}$  [mm] la analiza statică pentru varianta cu nervură longitudinală



**Figura 7.7.3 Variația factorului de siguranță la analiza statică pentru varianta cu nervură longitudinală**

Valorile maxime obținute în urma analizei statice pentru bieleta cu nervură longitudinală comparativ cu varianta optimizată sunt: tensiunea echivalentă Von Mises maximă  $\sigma_{VM} = 20.67$  MPa în varianta cu nervură longitudinală față de  $\sigma_{VM} = 22.34$  MPa în varianta optimizată, factorul de siguranță în varianta cu nervură longitudinală  $f_s = 6.23$  față de  $f_s = 5.82$  în varianta optimizată, valoarea maximă a deplasării nodale în varianta cu nervură longitudinală este  $u_{tot} = 0.50$  mm față de  $u_{tot} = 0.53$  mm în varianta optimizată. Se observă deci că, din punct de vedere al rezistenței mecanice, în varianta cu nervură longitudinală se îmbunătățește valoarea factorului de siguranță dar nu semnificativ.



**Figura 7.7.4 Tendința de deformare pentru primul mod propriu pentru varianta cu nervură longitudinală**

**Tabelul 7.7.1 Valorile frecvențelor proprii pentru analiza modală - varianta cu nervură longitudinală**

<b>Nr. mod</b>	<b>Frecvența [Hz]</b>
1	235.96
2	480.46
3	843.2
4	883.72
5	1319.1
6	1796.2

În ceea ce privește modurile proprii de vibrație, valoarea frecvenței la primul mod propriu crește în varianta cu nervură longitudinală față de varianta optimizată și varianta inițială deci se produce o îmbunătățire a comportării la vibrații.

## **7.7 Concluzii privind optimizarea folosind metoda elementelor finite**

În urma rulării analizelor numerice prin metoda elementelor finite menționate în acest capitol se pot trage următoarele concluzii:

- utilizarea metodei elementului finit a permis evidențierea stării de tensiuni și deformații prezente în bieleta antiruliu la solicitarea statică dar și determinarea modurilor proprii de vibrații în urma analizei modale;
- pentru toate cele trei tipuri de bielete antiruliu, valoarea maximă a tensiunii echivalente Von Mises nu depășește rezistența admisibilă a materialului PA66-GF, obținându-se valori cuprinse între 5.82 și 6.23 pentru coeficientul de siguranță la analiza statică;
- valoarea maximă a deplasării nodale pentru cele trei modele geometrice de bielete antiruliu are valori cuprinse între 0.31 și 0.53 mm, valori acceptabile pentru bieletele antiruliu;
- în urma analizelor modale au fost obținute valori ale frecvențelor proprii cuprinse între și 218,2 și 1796.2 Hz;
- trebuie menționat faptul că pentru toate cele trei model de bielete primul mod propriu are o frecvență de peste 218 Hz, frecvență care se situează în afara domeniului de lucru al autovehiculelor rutiere. Din această cauză realizarea unor analize dinamice de tip armonic care să studieze comportarea dinamică în apropierea frecvențelor naturale nu își găsește justificarea;

- bieleta optimizată prin reducerea grosimii nervurii transversale o consider optimă deoarece permite obținerea unei bune rigidități în condițiile reducerii volumului de material cu 7,57%. Din aceste considerente, cercetările experimentale prezentate în capitolul 8 se vor referi doar la acest model geometric de bieletă antiruliu;
- modelul geometric al bieletei cu nervură de rigidizare longitudinală nu se justifică a fi utilizat în cazul autovehiculelor care rulează pe drumuri nesolicitante ci doar în cazul celor care rulează pe teren accidentat (off-road) deoarece îmbunătățirea rezistenței mecanice nu justifică altfel consumul ridicat de material pentru corpul bieletei;
- cercetările numerice vor fi validate în capitolul 8 prin cercetări experimentale la încovoiere excentrică respectiv încovoiere pură.

# CAPITOLUL 8

## Cercetări experimentale

### 8.1. Rezultate obținute pe un profil de drum sinusoidal

Acest capitol prezintă și analizează rezultatele obținute prin simulare, concluzii și interpretări ale acestora, privind optimizarea multi-obiectiv a sistemului de suspensie specific unui model sfert de mașină cu două grade de libertate (2-DOF QCM). În teză cercetările experimentale s-au realizat considerând viteza vehiculului variabilă putând avea 20 km/h, 50 km/h și 80 km/h, iar durata simulării este 5 secunde. De asemenea, profilurile de drum testate au fost de următoarele tipuri: sinusoidal, drum ISO 8608 calitate bună (A-B) cu denivelări de maxim 1.5 cm și drum ISO 8608 de proastă calitate (C-D) cu denivelări de maxim 6 cm. Ținând cont că lucrarea de față reprezintă un rezumat al tezei, aici au fost prezentate doar selectiv rezultatele experimentale: viteză de 20 km/h pe un drum sinusoidal și viteză 50 km/h pe un drum ISO 8608 calitate bună (A-B).

Procedura de optimizare va consta în folosirea unui model *quarter-car* ce va parcurge un profil de drum reprezentat de o sinusoidă cu amplitudine 0.051 m și lungime de undă 24.4 m. Profilul de drum este generat conform formulei prezentate în capitolul 2.2.

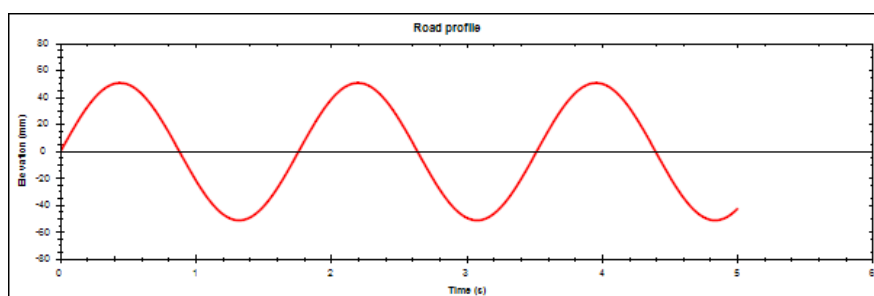


Figura 8.1.1. Profil de drum sinusoidal

Parametrii modelului *quarter-car* sunt:

Quarter-car model	
Sprung mass ( $m_s$ )	1500 kg
Unsprung mass ( $m_u$ )	50 kg
Tire stiffness ( $K_s$ )	200000 N/m
Tire damping ( $K_u$ )	850 N*sec/m

Tabelul 8.1.1. Parametrii modelului *quarter-car* simulat

Variabilele de proiectare sunt  $K_s$  (elasticitatea arcului) și  $C_s$  (coeficientul de amortizare).

	Lower Bound	Upper bound
$K_s$	30000	170000
$C_s$	10000	140000

Tabelul 8.1.2. Limitele variabilelor de proiectare

Parametrii algoritmilor sunt dați în tabelul 8.1.3. S-a folosit reprezentarea “reală” a soluțiilor, tipul de mutație, polinomială și tipul de crossover “SBX”.

Testarea s-a făcut pe un procesor Intel Pentium (dual-core) la o frecvență de 2.4 Ghz dispunând de o memorie RAM de 3GB.

	NSGAI	SMP	SPEA2	FPGA	VEGA	WSGA (weighted sum)
Population	100	100	100	100	100	100
Archive	-	100	100	-	-	-
Mutation probability	1/nvar					
Crossover Probability	0.9	-	0.9	0.9	0.9	0.9
Evaluations	5000					

Tabelul 8.1.3. Parametrii algoritmilor de optimizare simulați

Rezultate următoare au fost obținute pentru profilul de drum sinusoidal:



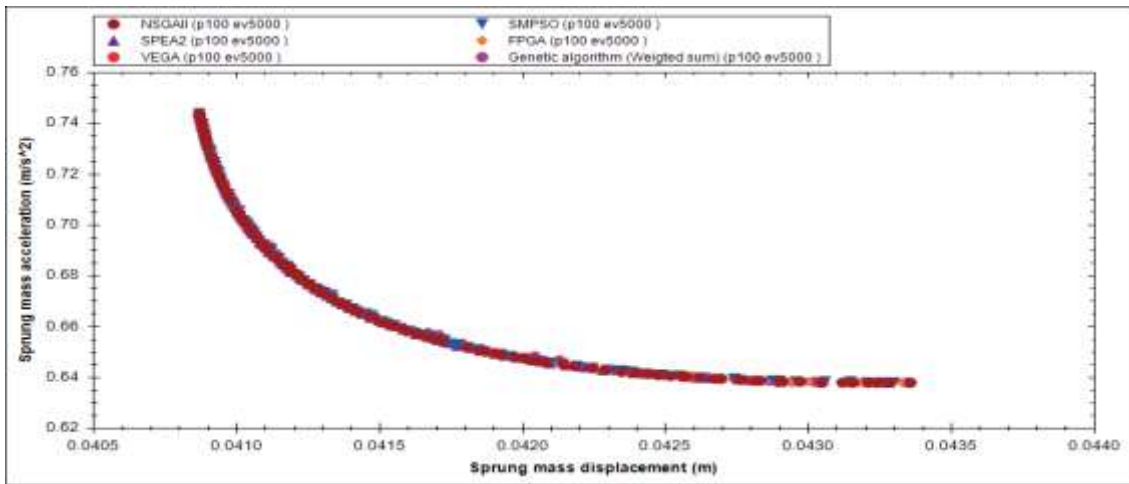


Figura 8.1.2. Fronturile Pareto suprapuse

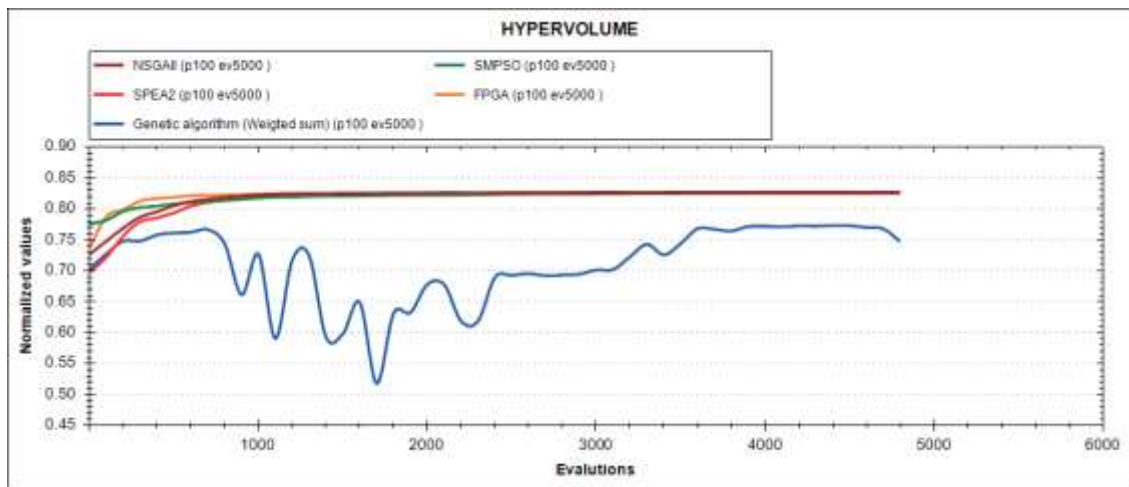


Figura 8.1.3. Hipervolumul pentru fiecare algoritm de optimizare

Din figura 8.1.2 ce reprezintă front-urile Pareto obținute în urma a 5000 de evaluări se observă că toți algoritmulii au putut găsi soluții situate aproximativ pe același front.

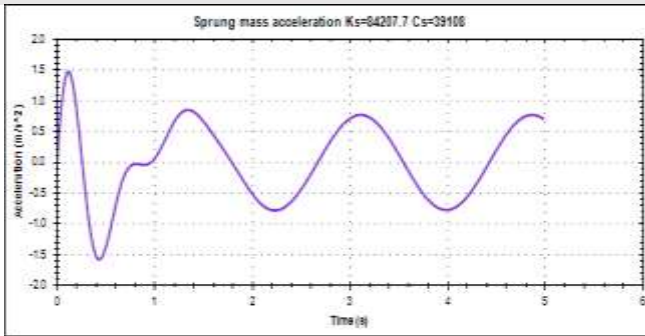
În figura 8.1.3 este calculat hipervolumul de-a lungul celor 5000 de evaluări. Dintre setul de soluții găsite s-a luat câte un punct pentru fiecare dintre algoritmi NSGA-II, SMPSO, WSGA și s-a calculat performanțele modelului *quarter-car* în acele puncte (tabelul 8.1.4).

	Ks	Cs	Peak Acc.	Peak Disp.	RMS Acc.	RMS Disp.	Natural frequency
NSGA-II	84207.6	39107	1.572	0.065	0.638	0.042	1.00
SMPSO	84271.5	45193.8	1.661	0.065	0.642	0.042	1.00
GA(ws)	84159.1	41576.3	1.61	0.065	0.640	0.042	1.00

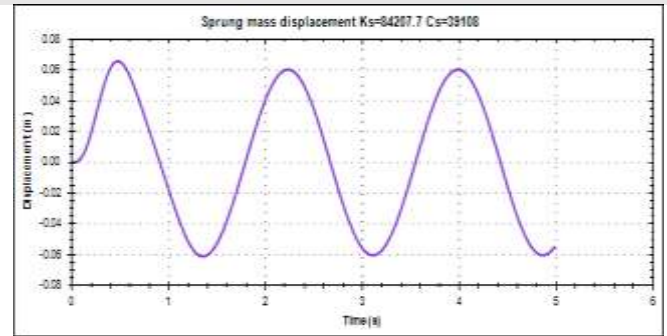
Tabelul 8.1.4. Comparația între algoritmi din punct de vedere al metricilor determinate (deplasament, accelerație)

**Accelerația verticală a masei suspendate  
(sprung mass acceleration)**

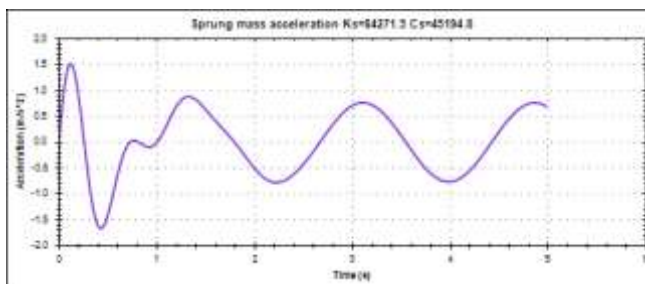
**Deplasamentul vertical al masei suspendate  
(sprung mass displacement)**



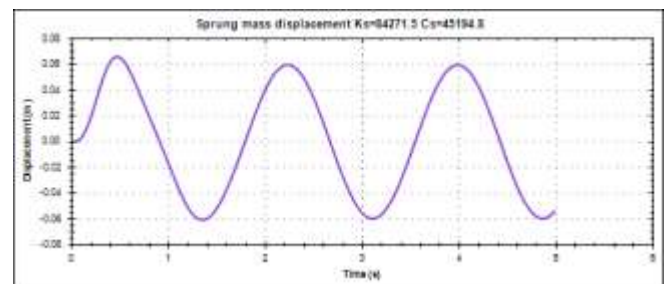
**NSGA-II**



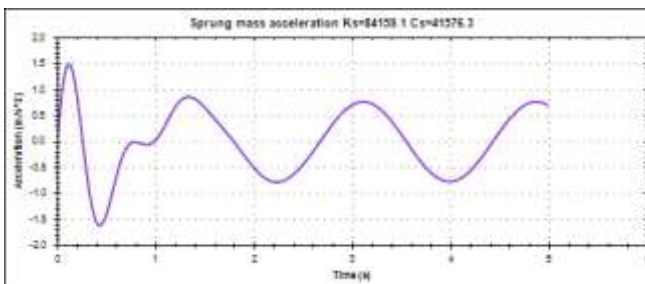
**NSGA-II**



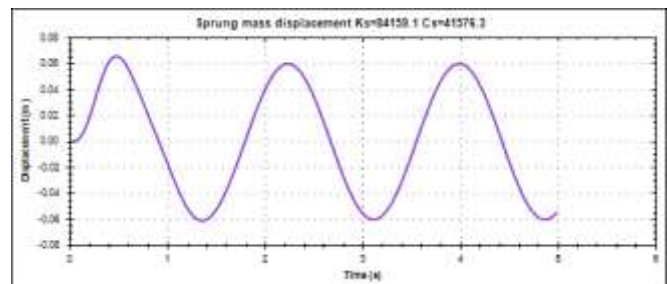
**SMPSO**



**SMPSO**



**Genetic algorithm(weighted sum)**



**Genetic algorithm(weighted sum)**

**Figura 8.1.4. Comparația dintre algoritmii de optimizare pe toată perioada deplasării**

## **8.2. Rezultate obținute pe un profil de drum ISO 8608**

În cadrul acestei secțiuni procedura de optimizare rămâne aceeași, se schimbă doar modul în care este generat profilul de drum. Conform standardului ISO 8608 se vor genera două profiluri de drum, unul considerat foarte bun altul mai puțin bun. Deoarece generarea unui astfel de drum este o sarcină computațională intensivă se va distribui munca pe mai multe stații, făcând uz de facilitatea de a rula în mod distribuit, pusă la dispoziție de aplicația dezvoltată – *EVA Suspension Framework*.

Pentru a verifica câștigul dat de executarea în mod distribuit, s-a executat un test în care se compară procesorul Intel Pentium (dual-core) la 2.4 Ghz, 3GB RAM, amintit mai sus cu trei stații care au aceeași configurație. Numărul de evaluări a fost setat la 1000.

	NSGA-II	SMP SO	SPEA2	FPGA	VEGA	GA(ws)
Local	236.854	245.758	328.439	300.424	224.019	241.661
Distribuit	143.842	151.644	142.608	165.529	142.294	152.379
Imbunătățire	39.27%	38.30%	56.58%	44.90%	36.48%	36.95%

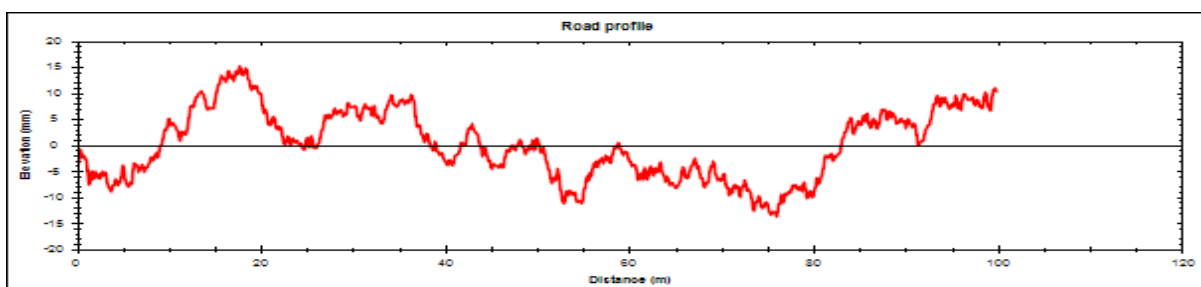
**Tabelul 8.2.1. Comparația timpului de generare a rezultatelor (performanța aplicației): local vs. distribuit**

Pentru primul experiment s-a generat un profil de drum de tip A-B (figura 8.2.1) conform formulelor din capitolul 2.2. Parametrii pentru generarea drumului sunt:

Valoare rugozitate	$2 * 10^{-6}$ m
Lungime drum	100 m
Interval eșantionare	0.1 m
Lungime de undă minimă	0.3 m
Lungime de undă maximă	90 m

**Tabelul 8.2.2. Parametrii unui profil de drum A-B**

Pe acest drum se va testa vehiculul cu trei viteze diferite 20, 50, 80 km/h și vor fi afișate rezultate. Din setul de soluții găsite s-a luat câte un punct pentru fiecare dintre algoritmi NSGA-II, SMP SO, WSGA și s-a calculat performanțele modelului *quarter-car* în aceste puncte. Datorită numărului mare de grafice nu au fost prezentate fronturile Pareto pentru fiecare algoritm.



**Figura 8.2.1. Profil de drum A-B**

Parametrii algoritmilor de optimizare simulați sunt identici cu cei din tabelul 8.1.3, parametrii modelului *quarter-car* sunt cei din tabelul 8.1.1 iar limitele variabilelor de proiectare  $K_s$  și  $C_s$  sunt cele expuse în tabelul 8.1.2. Elevația maximă a drumului generat este 15 mm.

	Ks	Cs	Peak Acc.	Peak Disp.	RMS Acc.	RMS Disp.	Natural frequency
NSGA-II	84196.2	14460.7	0.45	0.01	0.156	0.006	1.00
SMP SO	84238.6	14303.8	0.455	0.015	0.155	0.006	1.00
GA(ws)	84148.2	14809.4	0.464	0.015	0.157	0.006	1.00

Tabelul 8.2.3. Comparația între algoritmi din punct de vedere al metricilor determinate (deplasament, accelerație) pe un drum A-B la viteza de 20 km/h

Rezultate următoare vizează un profil de drum A-B la viteza de 50 km/h.

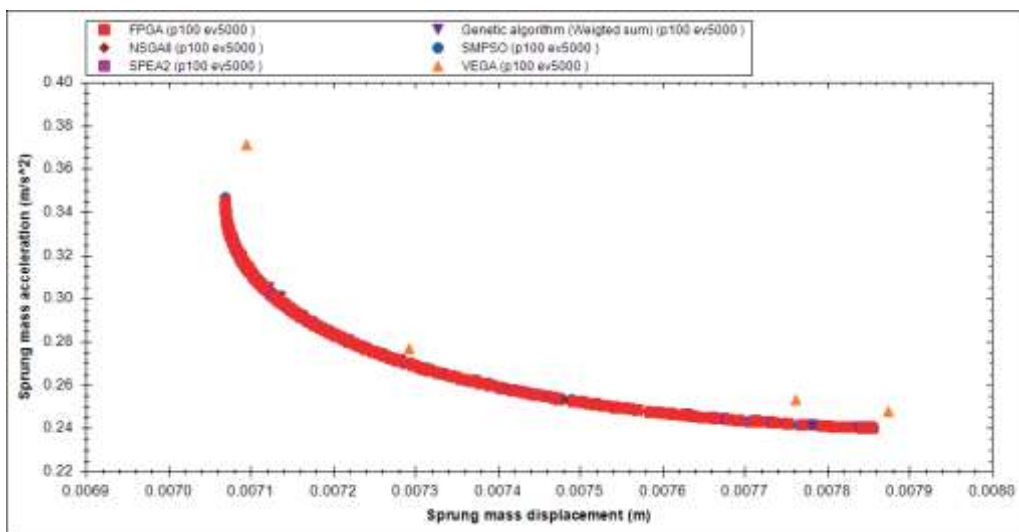


Figura 8.2.5. Front Pareto aferent unui profil de drum A-B la viteza de 50 km/h

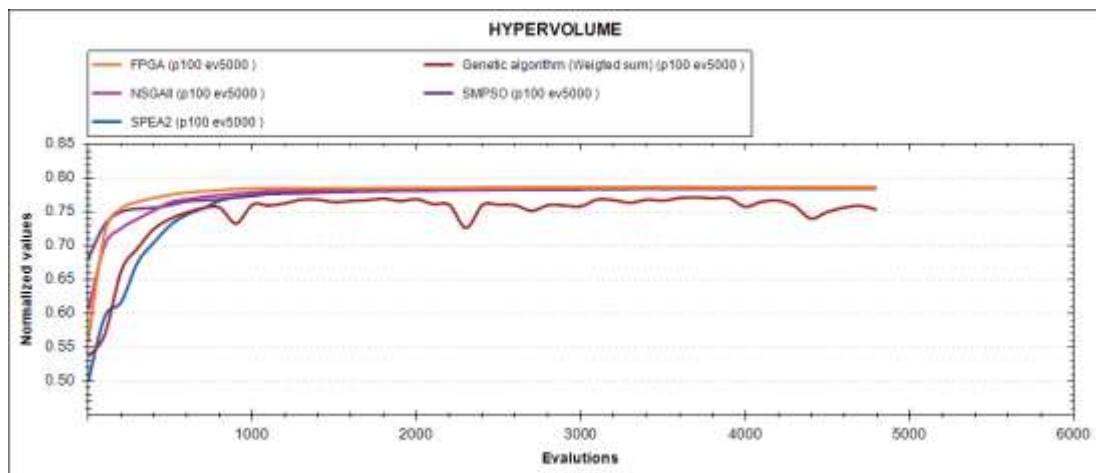


Figura 8.2.6. Hipervolumul pentru fiecare algoritm de optimizare pe un drum A-B la viteza de 50 km/h

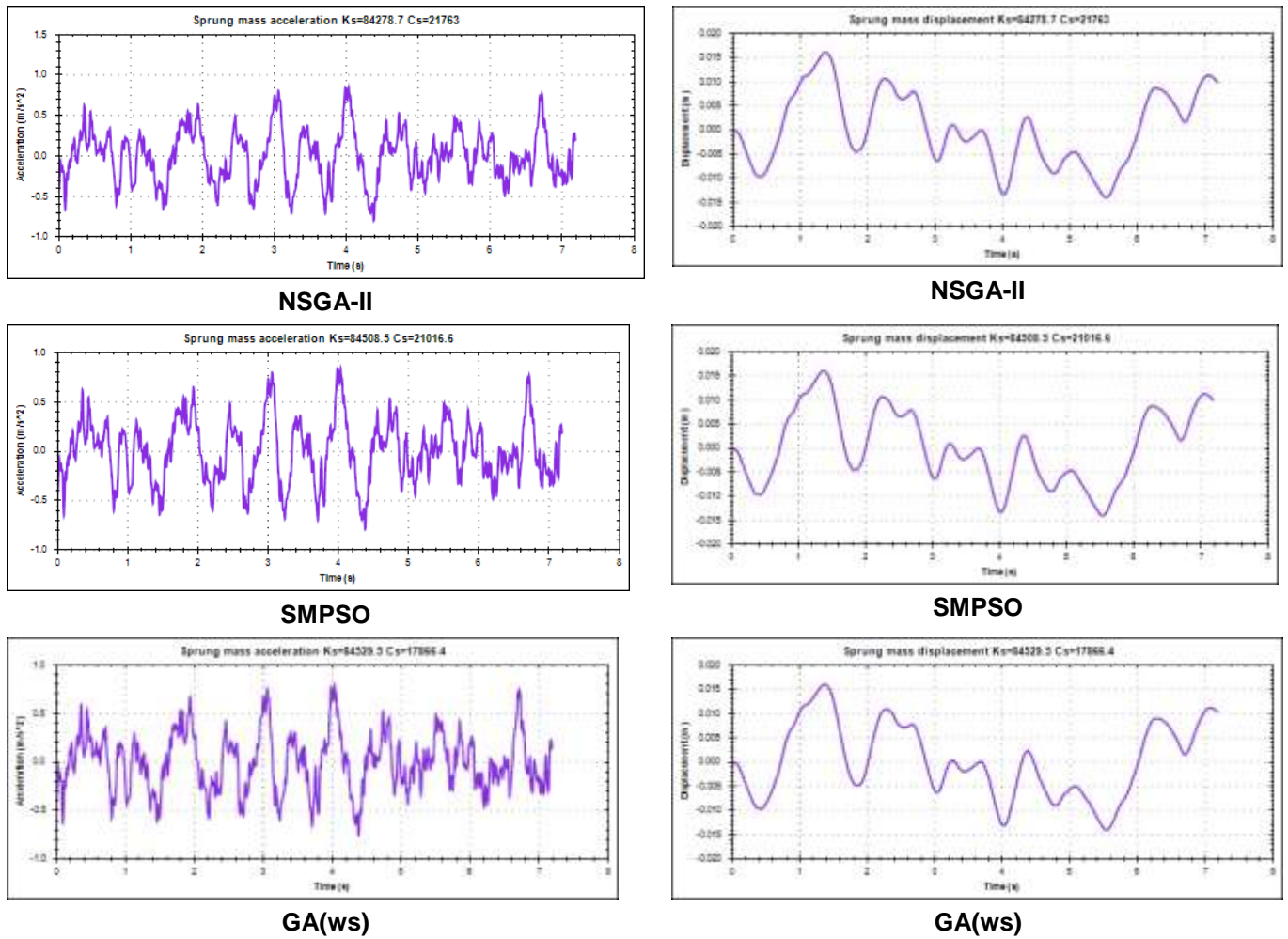


Figura 8.2.7. Comparația dintre algoritmi de optimizare pe toată perioada deplasării pe un drum A-B la viteza de 50km/h

	Ks	Cs	Peak Acc.	Peak Disp.	RMS Acc.	RMS Disp.	Natural frequency
NSGA-II	84278.6	21763.0	0.848	0.016	0.314	0.007	1.00
SMPSO	84508.4	21016.6	0.837	0.016	0.310	0.007	1.00
GA(ws)	84529.4	17866.3	0.789	0.015	0.292	0.007	1.00

Tabelul 8.2.4. Comparația între algoritmi din punct de vedere al metricilor determinate (deplasament, accelerație) pe un drum A-B la viteza de 50 km/h

	Ks	Cs	Peak Acc.	Peak Disp.	RMS Acc.	RMS Disp.	Natural frequency
NSGA-II	84135.5	11776.7	1.002	0.020	0.368	0.008	1.00
SMPSO	84239.4	11733.5	1.002	0.020	0.368	0.008	1.00
GA(ws)	84127.9	11632.3	1.002	1.002	0.368	0.008	1.00

Tabelul 8.2.5. Comparația între algoritmi din punct de vedere al metricilor determinate (deplasament, accelerație) pe un drum A-B la viteza de 80 km/h

Pentru al doilea experiment s-a generat un profil de drum de tip C-D (un drum mai dificil). Singurul parametru care s-a schimbat a fost valoarea rugozității care a fost setată la  $32 * 10^{-6} m$ . Elevația maximă a drumului generat este de 53 mm.

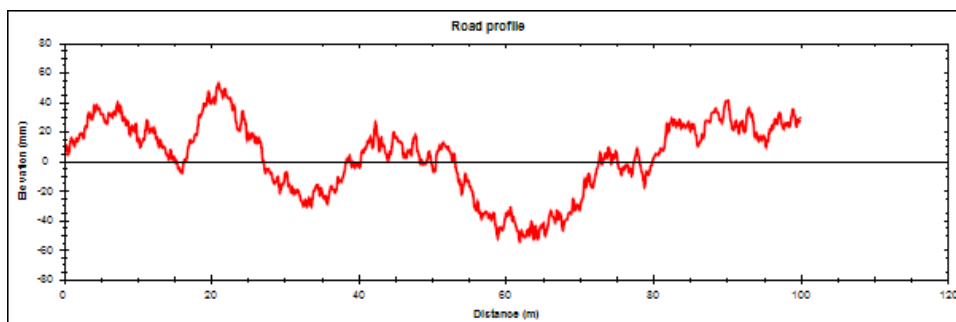


Figura 8.2.11. Profil de drum C-D

Din punct de vedere al configurării algoritmilor de optimizare simulați parametrii sunt identici cu cei din tabelul 8.1.3, parametrii modelului *quarter-car* sunt cei din tabelul 8.1.1 iar limitele variabilelor de proiectare  $K_s$  și  $C_s$  sunt cele expuse în tabelul 8.1.2.

	$K_s$	$C_s$	Peak Acc.	Peak Disp.	RMS Acc.	RMS Disp.	Natural frequency
NSGA-II	84157.2	12233.6	1.621	0.054	0.545	0.026	1.00
SMP SO	84244.6	11300.1	1.560	0.055	0.532	0.026	1.00
GA(ws)	84401.3	10679.6	1.51	0.055	0.524	0.026	1.001

Tabelul 8.2.6. Comparația între algoritmi din punct de vedere al metricilor determinate (deplasament, accelerație) pe un drum C-D la viteza de 20 km/h

Rezultate următoare vizează un profil de drum C-D la viteza de 50 km/h.

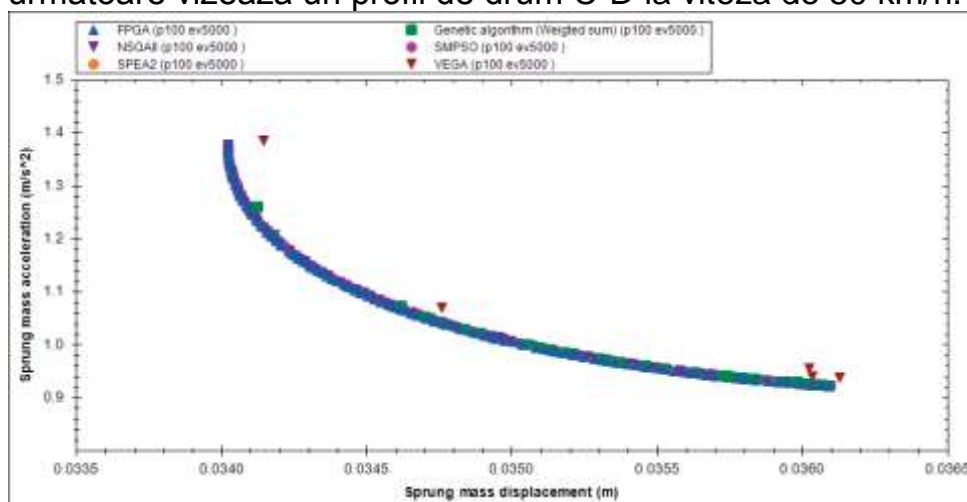


Figura 8.2.15. Front Pareto aferent unui profil de drum C-D la viteza de 50 km/h

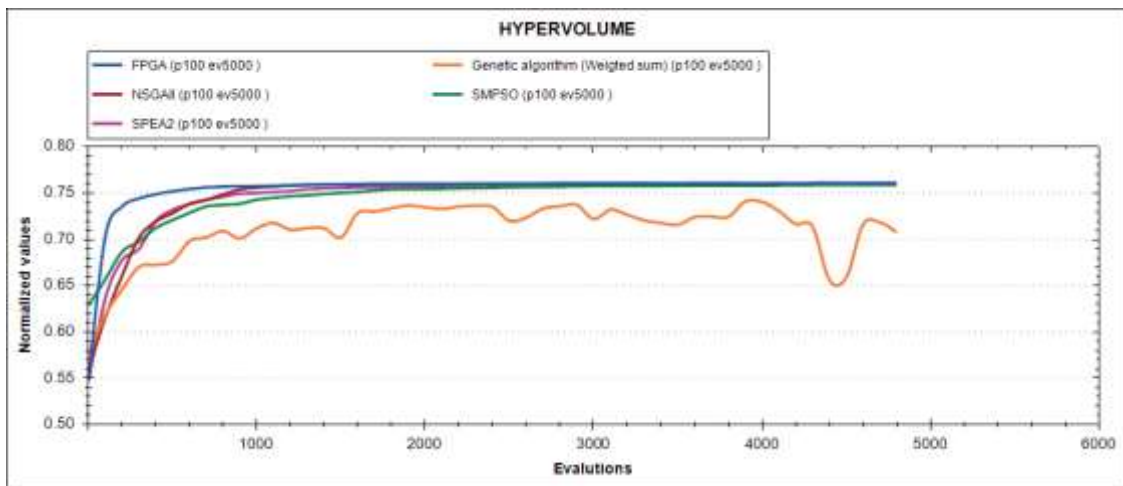
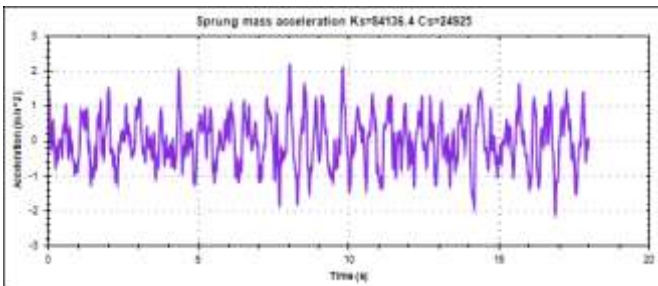


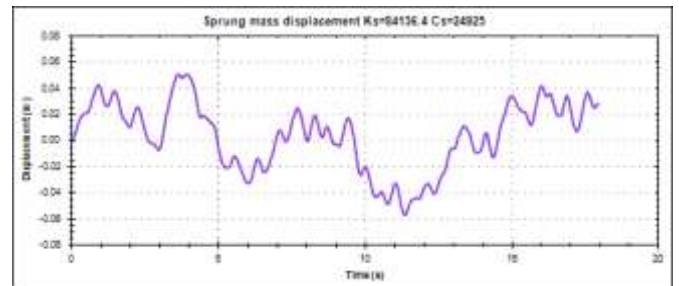
Figura 8.2.16. Hipervolumul pentru fiecare algoritm de optimizare pe un drum C-D la viteza de 50km/h

	Ks	Cs	Peak Acc.	Peak Disp.	RMS Acc.	RMS Disp.	Natural frequency
NSGA-II	84136.3	24925.0	2.172	0.056	0.713	0.713	1.00
SMPSO	84660.1	23958.6	2.14	0.056	0.702	0.026	1.00
GA(ws)	86635.4	86635.4	2.042	0.055	0.660	0.026	1.01

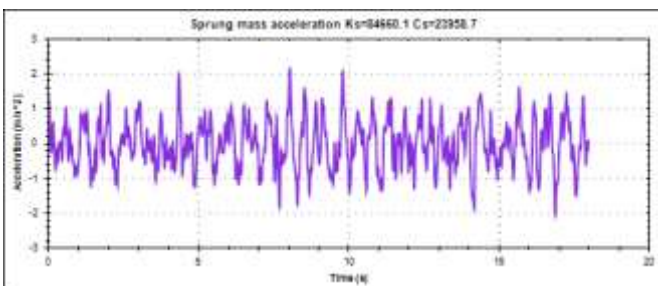
Tabelul 8.2.7. Comparația între algoritmi din punct de vedere al metricilor determinate (deplasament, accelerație) pe un drum C-D la viteza de 50 km/h



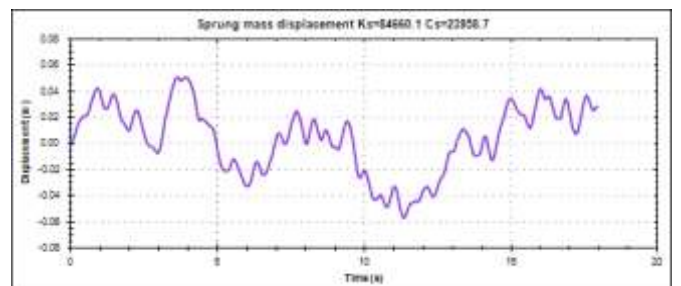
NSGA-II



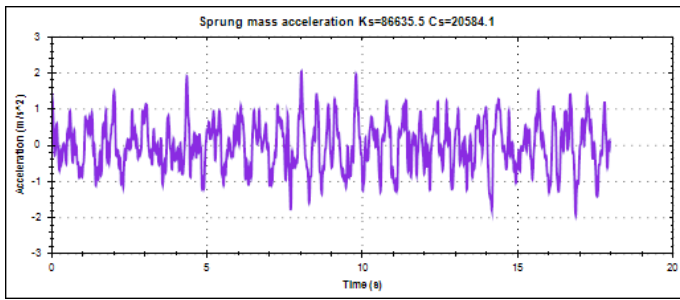
NSGA-II



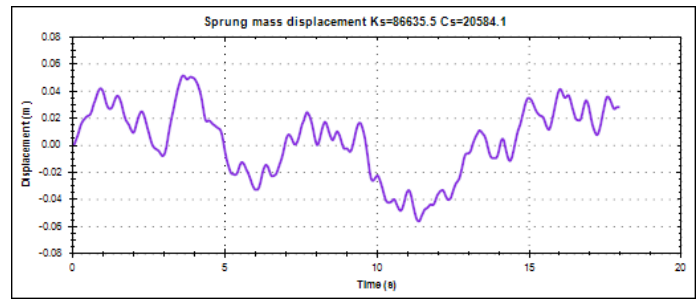
SMPSO



SMPSO



GA(ws)



GA(ws)

Figura 8.2.17. Comparația dintre algoritmi de optimizare pe toată perioada deplasării pe un drum C-D la viteza de 50km/h

	Ks	Cs	Peak Acc.	Peak Disp.	RMS Acc.	RMS Disp.	Natural frequency
NSGA-II	84157.0	13429.8	3.418	0.062	1.291	0.032	1.00
SMPSO	84652.1	14993.3	3.565	0.061	1.319	0.031	1.002
GA(ws)	84184.3	14628.8	3.501	0.061	1.310	0.031	1.00

Tabelul 8.2.8. Comparația între algoritmi din punct de vedere al metricilor determinate (deplasament, accelerație) pe un drum C-D la viteza de 80 km/h

## 8.3. Încercări mecanice

### 8.3.1. Încercarea la tracțiune a materialelor termorigide

În ceea ce privește testele mecanice efectuate, acestea au fost realizate într-o primă etapă pe epruvete confecționate din materialul bieletei (poliamidă PA66-GF30) iar în a doua etapă pe bieleta propriuzisă.

Pentru realizarea încercării pe epruvete din poliamidă PA66-GF30 a fost utilizată o mașină universală de încercare tip Instron 4303, și au constat în încercări la tracțiune, realizate în conformitate cu STAS SR EN ISO 527-1,2. În vederea realizării acestor încercări, au fost injectate 5 (cinci) epruvete, pe o mașină de injectat Arburg cu ajutorul unei matrițe. În vederea efectuării acestor încercări, a fost creată, cu ajutorul softului mașinii de încercare, o metoda de testare a fost. Încercările au fost efectuate la o temperatură de  $25 \pm 2^\circ\text{C}$  și o umiditate de  $65 \pm 5\%$ .

În urma testării celor cinci epruvete din poliamidă PA66 GF30 s-au putut trasa curbele caracteristice în coordonate tensiune normală ( $\sigma$ ) și deformație specifică ( $\epsilon$ ) curbe prezentate în figura 8.3.23. Se poate observa în că aceste curbe sunt foarte apropiate între ele, ceea ce conduce la concluzia că încercările au fost realizate într-un mod conform, iar rezultatele obținute în urma acestor încercări la tracțiune sunt corecte atât din punct de vedere a valorilor caracteristicilor mecanice determinate



(comparativ cu valorile date în standard pentru acest tip de material) cât și din punct de vedere al dispersiei acestor rezultate.

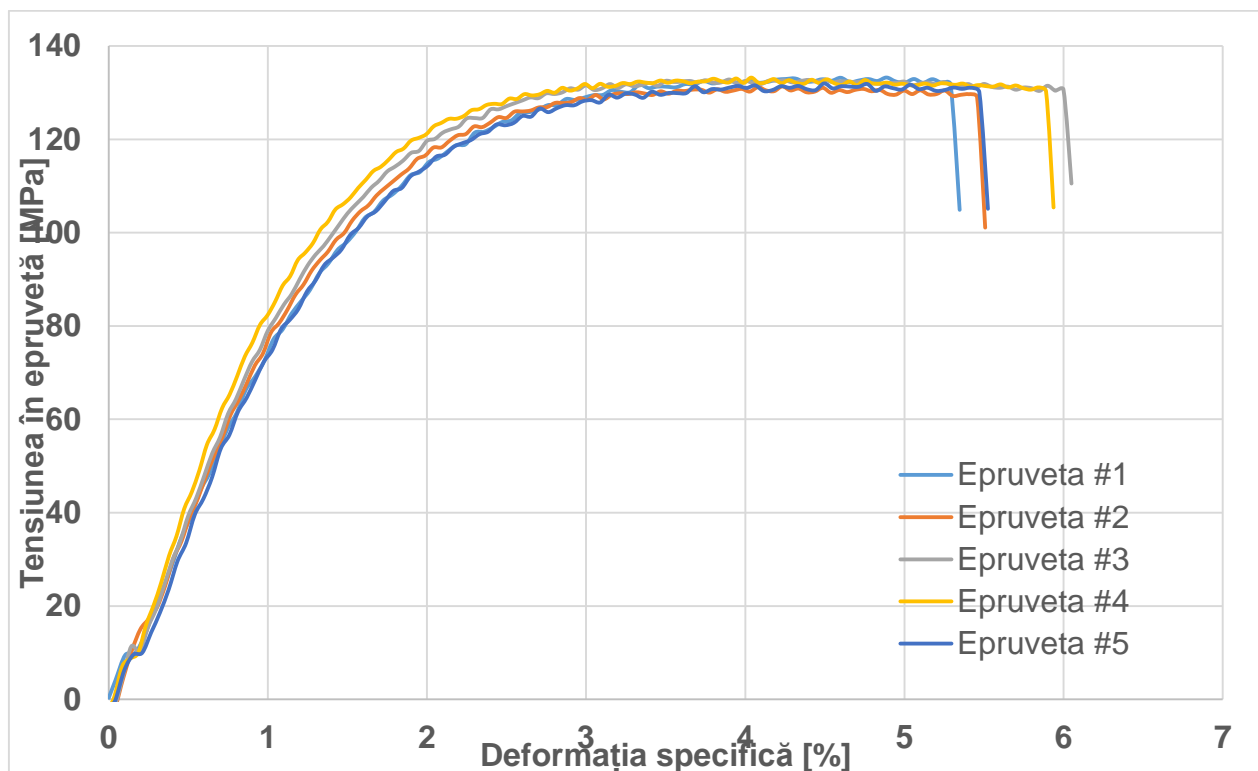


Figura 8.3.23. Curbele caracteristice tensiune ( $\sigma$ ) vs. deformație specifică ( $\epsilon$ ) pentru epruvetele din poliamidă PA66 GF30

Epruveta nr.	Modul de elasticitate [GPa]	Tensiunea maximă [MPa]	Deformația specifică maximă [%]
1	7,997	133,230	5,348
2	8,136	131,355	5,513
3	8,785	132,813	6,072
4	9,557	133,216	5,950
5	8,168	131,978	5,562
<b>Media aritm</b>	<b>8,529</b>	<b>132,518</b>	<b>5,689</b>
<b>STDEV</b>	<b>0,650</b>	<b>0,825</b>	<b>0,307</b>
<b>CoV(%)</b>	<b>7,623</b>	<b>0,623</b>	<b>5,403</b>

Tabelul 8.3.1. Caracteristicile mecanice ale poliamidei PA66 GF30 obținute în urma încercării la tracțiune uniaxială în regim cvasistatic

Pe baza datelor experimentale obținute în urma acestor încercări s-au putut determina valorile maxime pentru tensiunea normală ce apare în epruvetă, precu și pentru deformația specifică maximă din epruvetă. Aceste proprietăți mecanice ale fiecăreia dintre cele trei epruvete sunt prezentate în tabelul 8.3.1.

Trebuie precizat faptul că în acest tabel valoarea modulului de elasticitate la tracțiune a fost calculat utilizând partea cvasiliniară a urbei caracteristice tensiune-deformație specifică la tracțiune, folosind metoda de regresie liniară a celor mai mici părate.

Rezultatele obținute pentru cele cinci epruvete au fost prelucrate statistic fiind calculată media aritmetică a valorilor determinate, abaterea standard (STDEV) precum și covariația (CoV) acestor mărimi determinate.

Dacă se compară valorile medii ale caracteristicilor prezentate în tabelul 8.3.1. cu valorile date în standard pentru acest tip de poliamidă (<http://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=e6f93d3a285d42298aa1afd5f1ce1e6e>) se poate constata faptul că există diferențe mici între acestea. Astfel, pentru toate cele trei caracteristici prezentate diferențele sunt sub 10% ceea ce poate conduce la concluzia că valorile obținute în urma încercării la tracțiune sunt corecte.

Trebuie făcută precizarea că aceste date determinate experimental au fost utilizate ca date de material în analizele numerice prin metoda elementelor finite.

### **8.3.2. Studiul experimental al comportamentului la încovoiere a bieletei antiruliu**

După cum se cunoaște, din punct de vedere funcțional bieleta antiruliu este o piesă componentă a suspensiei mașini, piesă care are două funcții de bază și anume: reducerea înclinării mașinii și reglarea balansului mașinii atunci când se merge pe drumuri cu denivelări sau se abordează curbele. Cele mai importante solicitări ale unei astfel de bielete sunt încovoierea, în principal datorată compresiunii excentrice la care este supusă în funcționare, precum și răsucirea.

Așa cum s-a precizat, a doua etapă în cadrul încercărilor experimentale a fost destinată testării bieletei propriuzise. Astfel, au fost realizate prezentate rezultatele experimentale a două încercări efectuate pe o bieletă antiruliu (model Opel Asra G, Meriva sau Zafira) și anume: un prim caz de solicitare la compresiune excentrică și un al doilea caz de solicitare la încovoiere pură. Bieleta studiată a avut secțiunea transversală similară cu ce a unui profil I, dimensiunile acestei secțiuni fiind variabile pe lungimea bieletei. Și aceste determinări experimentale s-au realizat în laboratoarele Facultății de Inginerie din Sibiu, de data aceasta cu ajutorul mașinii universale de tracțiune Instron 5587 și a sistemul optic de măsurare a deformațiilor Aramis.

În vederea testării bieletei antiruliu la încovoiere excentrică, a fost realizat un dispozitiv care să permită fixarea acesteia pe masa mașinii Instron în zona de asamblare a bieletei cu bara stabilizatoare (de torsiune). În capătul opus al bieletei (locul de prindere pe amortizorul autoturismului) s-a introdus un bolț cilindric, frezat plan într-un capăt astfel încât să poată fi aplicată sarcina cu ajutorul bacului mobil al mașinii de încercat. Forța aplicată a crescut

progresiv până la valoarea de 1.000 N, aceasta fiind aplicată la o excentricitate de 100 mm față de axa longitudinală a bieletei testate, obținând astfel un moment de încovoiere de 100 Nm.

Rezultatele obținute în cazul în care forța de compresiune ajunge la valoarea maximă de 1.000 N au fost: deformația specifică principală (Major Strain  $\epsilon_1$ ), deformația specifică secundară (Minor Strain  $\epsilon_2$ ), deformația specifică echivalentă (von Mises Strain), deplasarea pe axa X, deplasarea pe axa Y (direcția forței de compresiune), deplasarea pe axa Z. Aceste rezultate sunt prezentate în figurile următoare 8.3.30. ... 8.3.35.

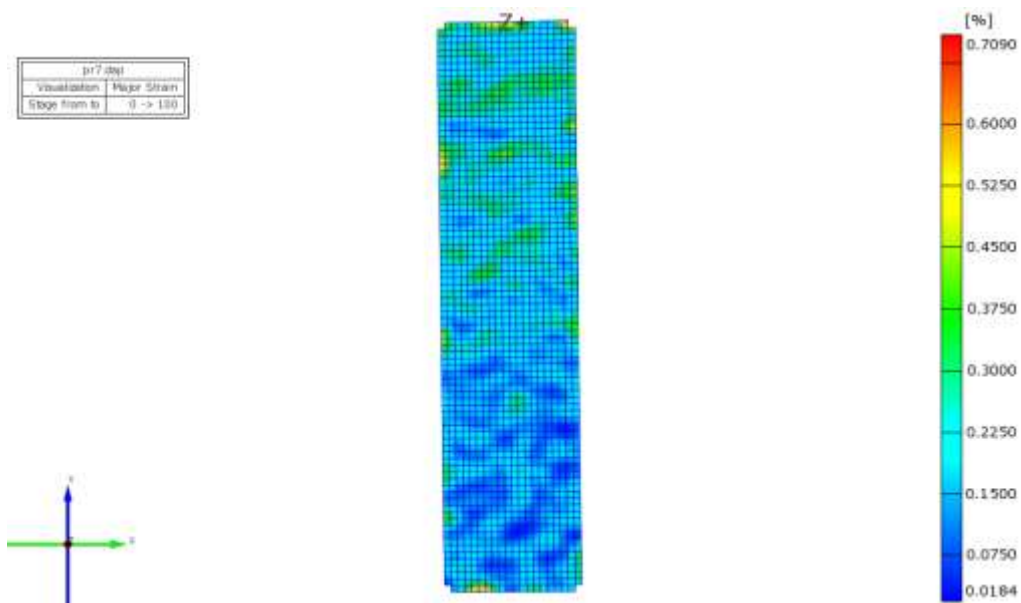


Figura 8.3.30. Deformația specifică principală (Major Strain  $\epsilon_1$ )

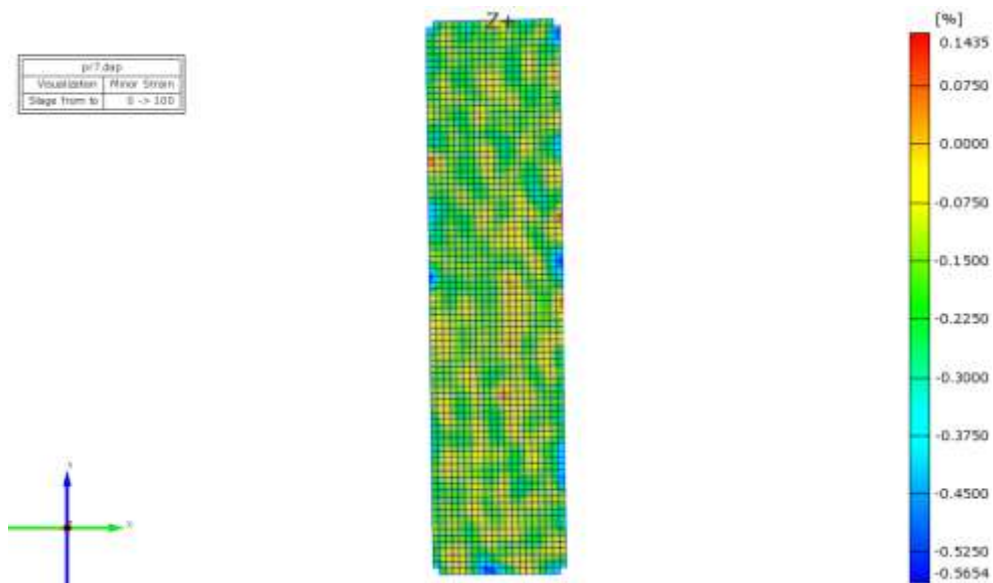


Figura 8.3.31. Deformația specifică secundară (Minor Strain  $\epsilon_2$ )

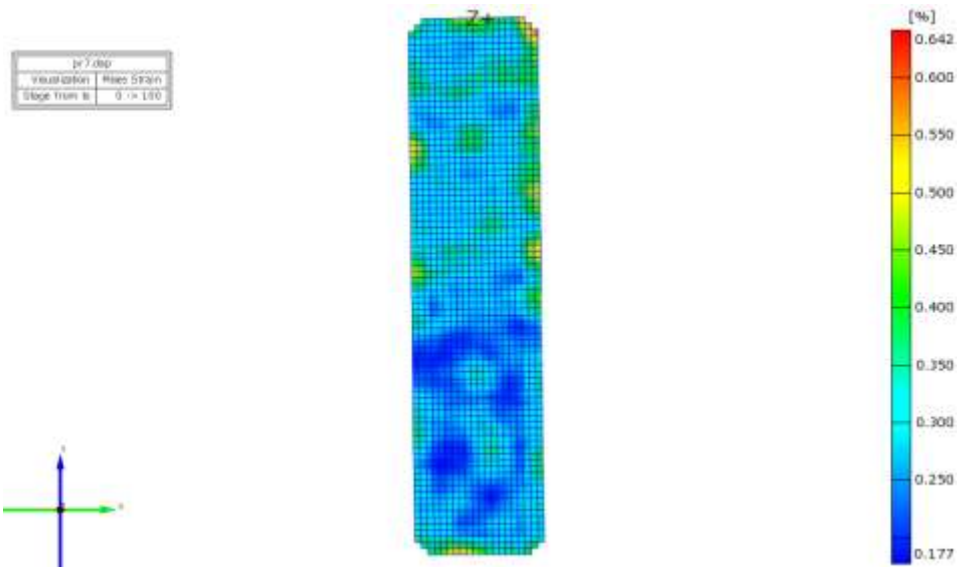


Figura 8.3.32. Deformația specifică echivalentă von Mises (von Mises Strain  $\epsilon_{VM}$ )

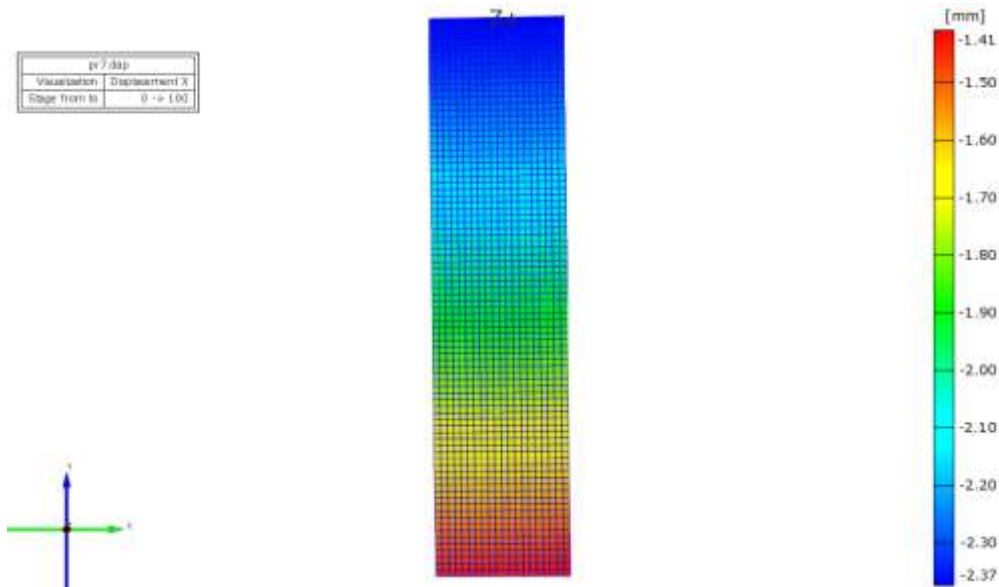


Figura 8.3.33. Deplasarea pe axa X

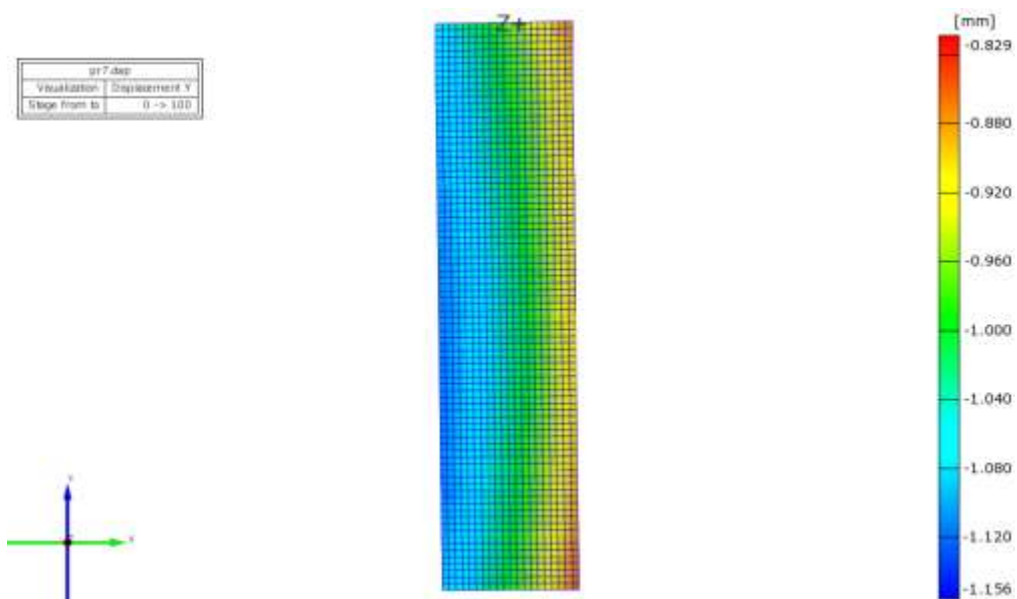


Figura 8.3.34. Deplasarea pe axa Y

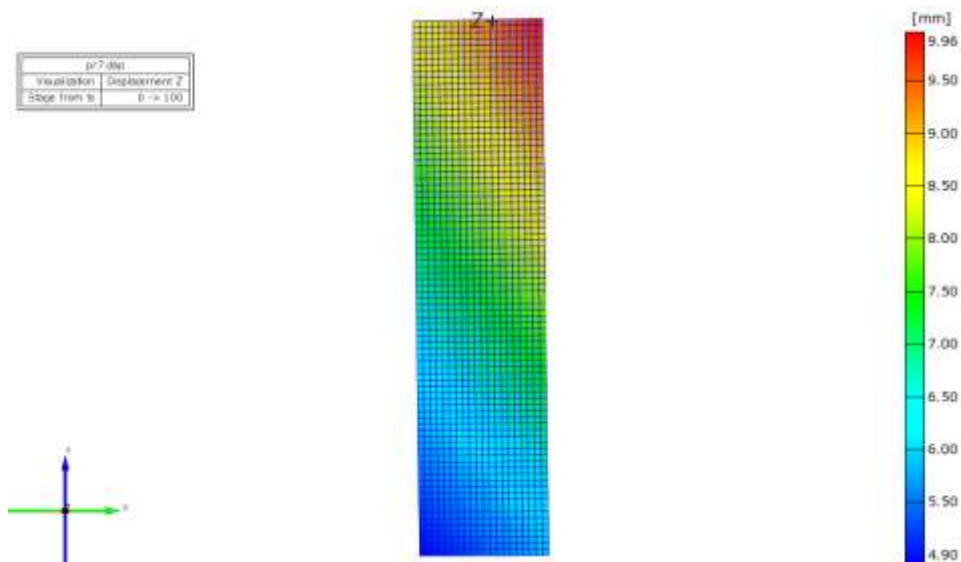


Figura 8.3.35. Deplasarea pe axa Z

Utilizând softul sistemului Aramis, s-a realizat o secțiune pe direcție axială a bieletei studiate (fig. 8.3.36.), putându-se astfel trasa graficele de variație a deplasărilor pe cele trei direcții (fig. 8.3.37. ...8.3.39) precum și graficul de variație a deformațiilor specifice echivalente von Mises de-a lungul aceluiași traseu de secționare (fig. 8.3.40).

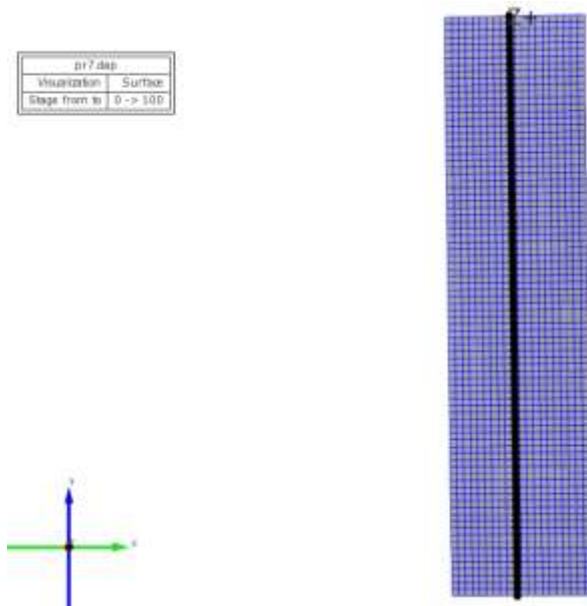
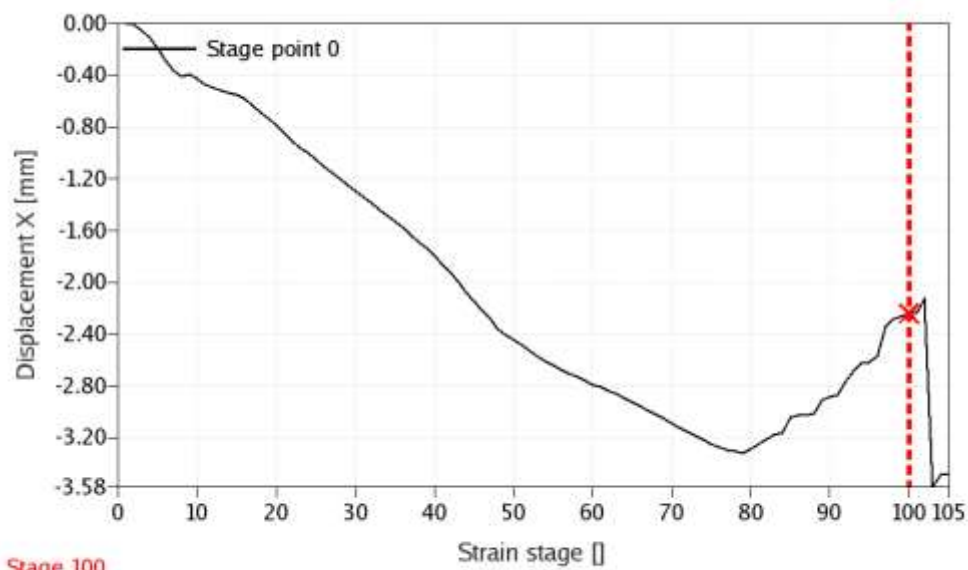


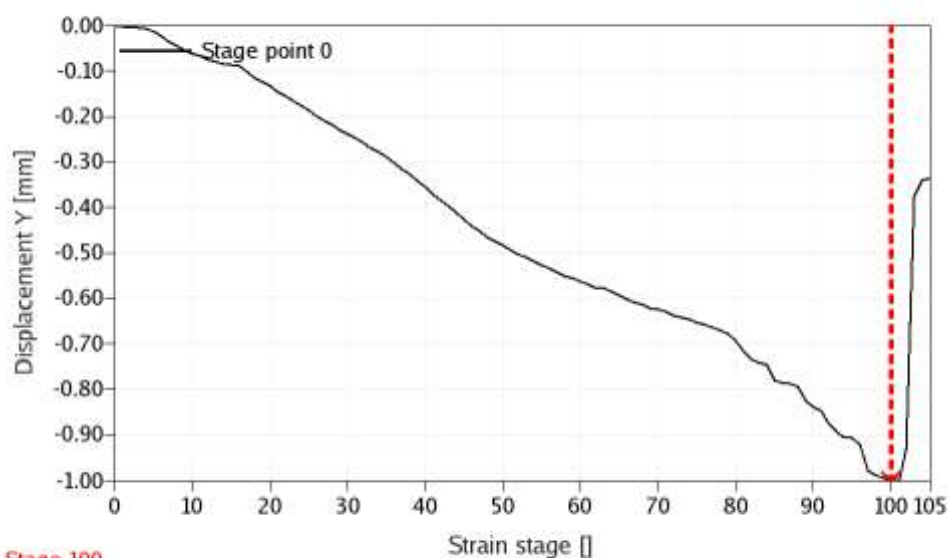
Figura 8.3.36. Traseul de secționare pe direcție axială al bieletei studiate



Stage 100

ARAMIS 11/2/16 gom www.gom.com

Figura 8.3.37. Graficul de variație a deplasării bieletei pe direcția X, pe durata sollicitării



Stage 100

ARAMIS 11/2/16 gom www.gom.com

Figura 8.3.38. Graficul de variație a deplasării bieletei pe direcția Y, pe durata sollicitării

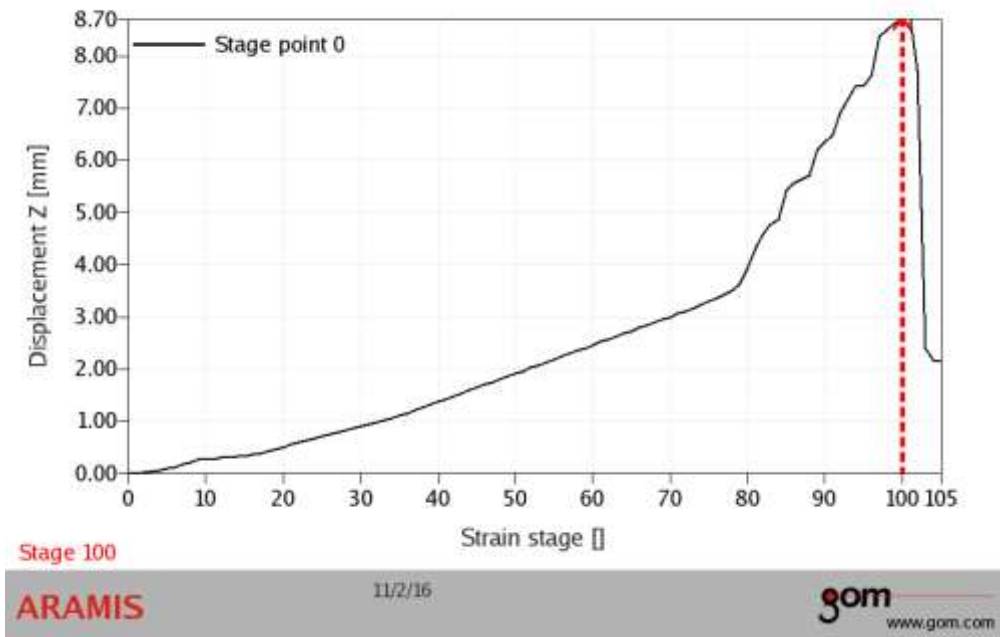


Figura 8.3.39. Graficul de variație a deplasării bieletei pe direcția Z, pe durata solicitării

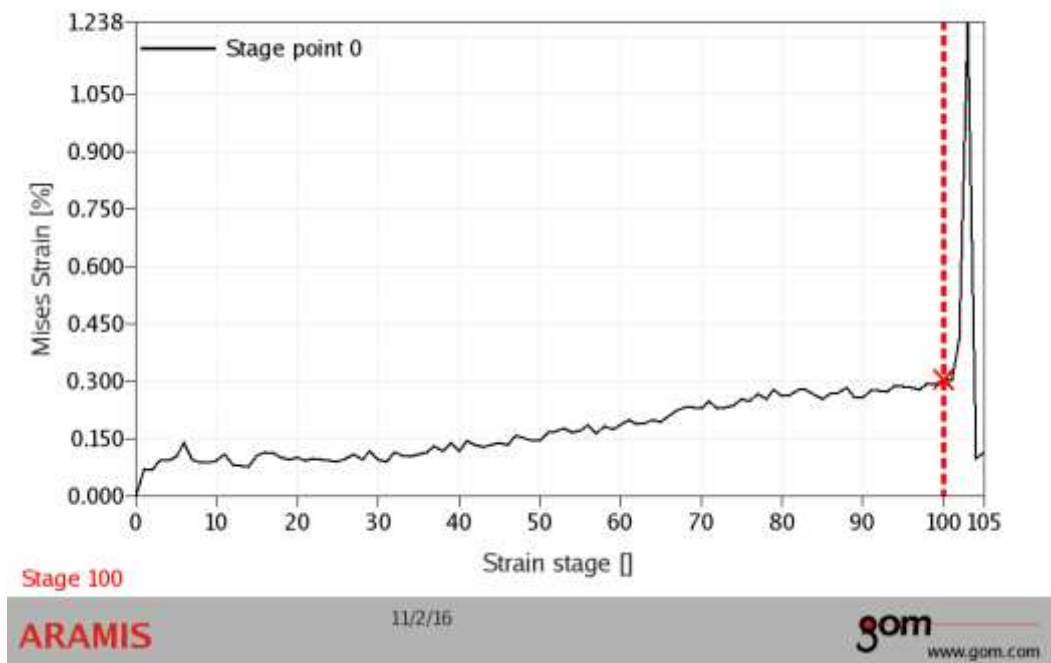


Figura 8.3.40. Graficul de variație a deformației echivalente von Mises a bieletei, pe durata solicitării

Trebuie precizat faptul că în momentul în care încercarea a ajuns la "stage 100" a avut loc îndepărtarea sarcinii care a solicitat bieleta la încovoiere excentrică, motiv pentru care pe toate graficele care prezintă modul de variație al deplasărilor pe cele trei direcții cât și pe graficul de variație a deformațiilor specifice echivalente von Mises se poate observa o variație bruscă a acestor mărimi determinate experimental.

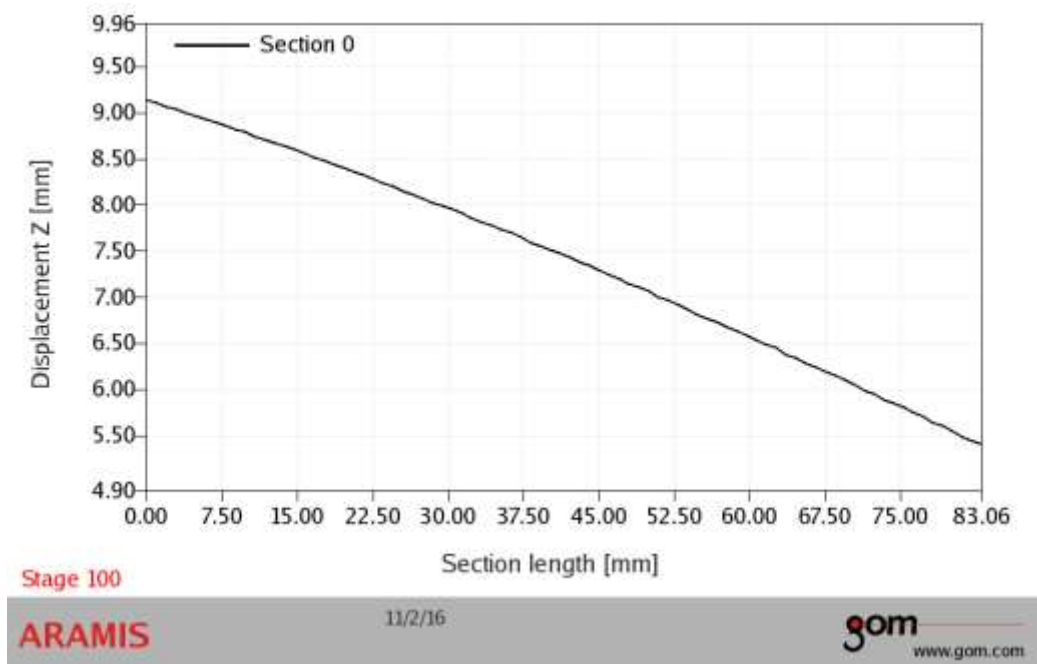


Figura 8.3.41. Fibra medie deformată a bieletei supuse la compresiune excentrică

Utilizând același traseu de secționare s-a putut determina și trasa fibra medie deformată a bieletei studiate, pe porțiunea aflată în zona camerelor video din componența sistemului Aramis, aceasta fiind prezentată în figura 8.3.41.

În urma analizei rezultatelor obținute după solicitarea la compresiune excentrică a bieletei antiruliu se poate observa că atât deformațiile specifice principale cât și cele secundare au valori maxime foarte mici ( $\epsilon_1 = 0,709\%$  și  $\epsilon_2 = 0,1345\%$ ), ceea ce vine să confirme rigiditatea semnificativă a acestei structuri din componența suspensiei față de un automobil. În sprijinul acestei concluzii vin și valorile deplasărilor pe toate cele trei direcții, ale căror maxime sunt:  $u_x = 2,37\text{ mm}$ ;  $u_y = 1,156\text{ mm}$  și  $u_z = 9,96\text{ mm}$ . Această rigiditate mare a bieletei se datorează atât caracteristicilor mecanice ale materialului din care este confecționată cât și datorită formei secțiunii transversale ale acesteia.

Și pentru cazul testării bieletei antiruliu la încovoiere pură, a fost realizat un dispozitiv care să permită fixarea acesteia într-un capăt al acesteia, iar în capătul opus al bieletei să poată fi aplicată sarcina cu ajutorul bacului mobil al mașinii de încercat.

Rezultatele obținute în cazul acestei încercări de încovoiere pură, în care forța de încovoiere ajunge la valoarea maximă de 1.000 N au fost: deformația specifică principală (Major Strain  $\epsilon_1$ ), deformația specifică secundară (Minor Strain  $\epsilon_2$ ), deformația specifică echivalentă (von Mises Strain), deplasarea pe axa X, deplasarea pe axa Y (direcția de aplicare a forței), deplasarea totală ( $\Delta$ ). Aceste rezultate sunt prezentate în figurile următoare 8.3.44. ... 8.3.49.



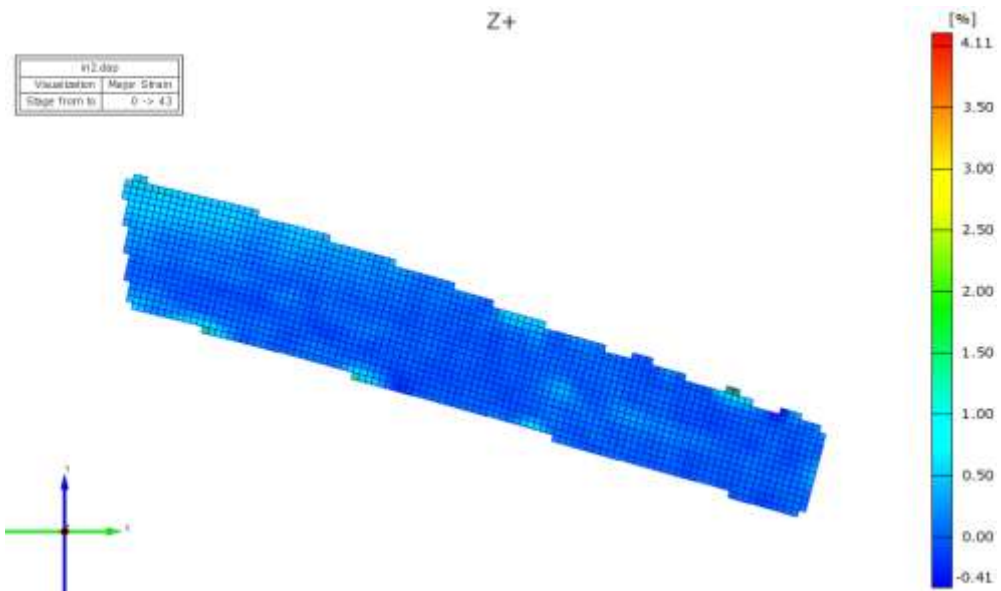


Figura 8.3.44. Deformația specifică principală (Major Strain  $\epsilon_1$ )

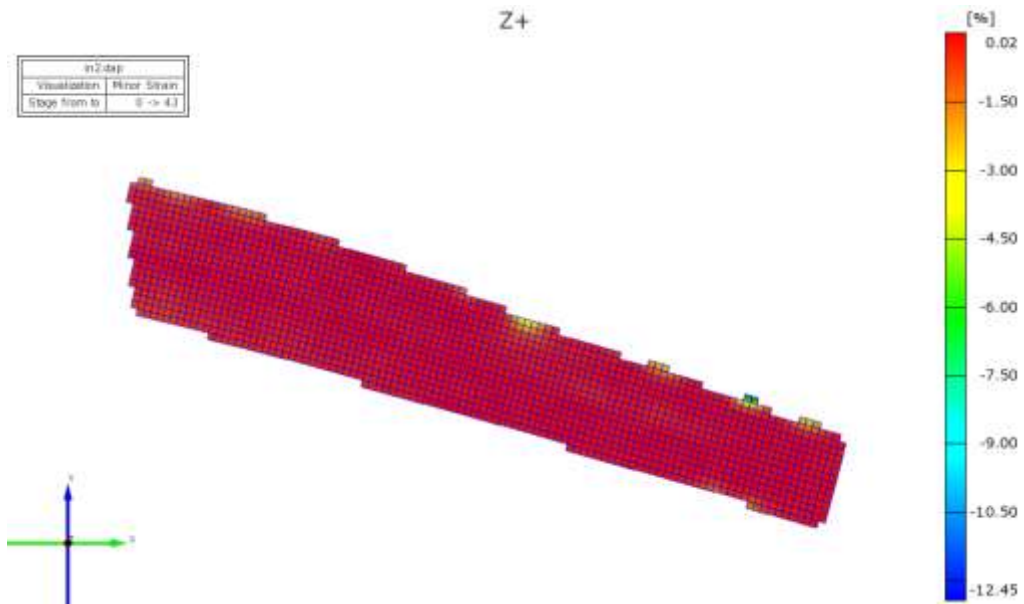


Figura 8.3.45. Deformația specifică secundară (Minor Strain  $\epsilon_2$ )

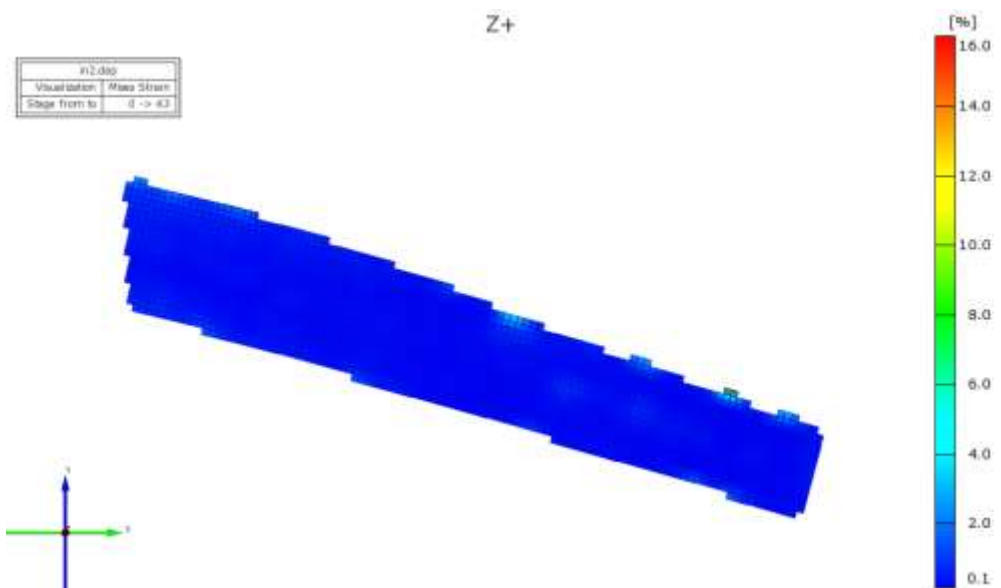
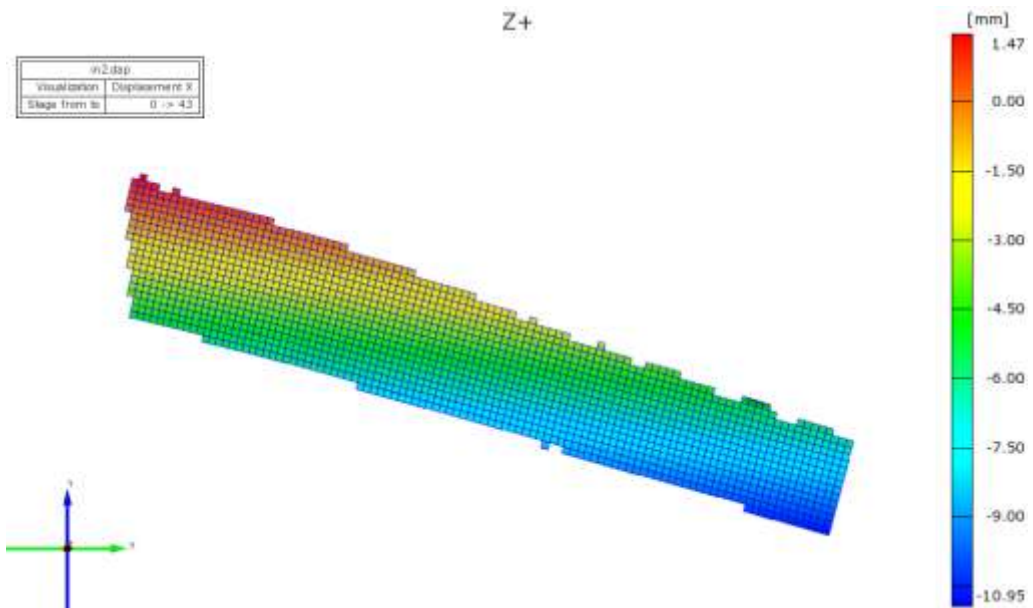
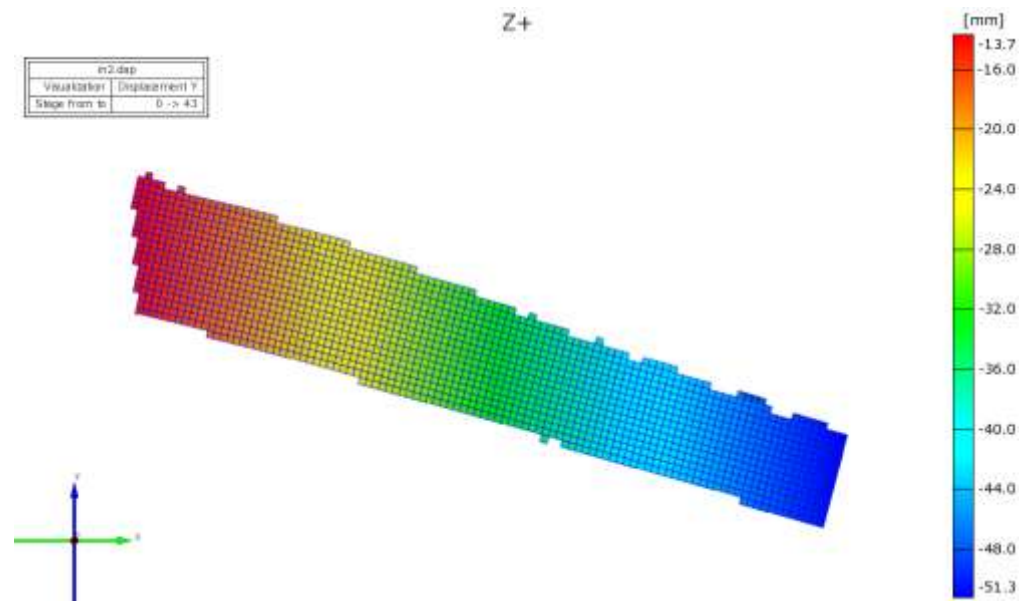


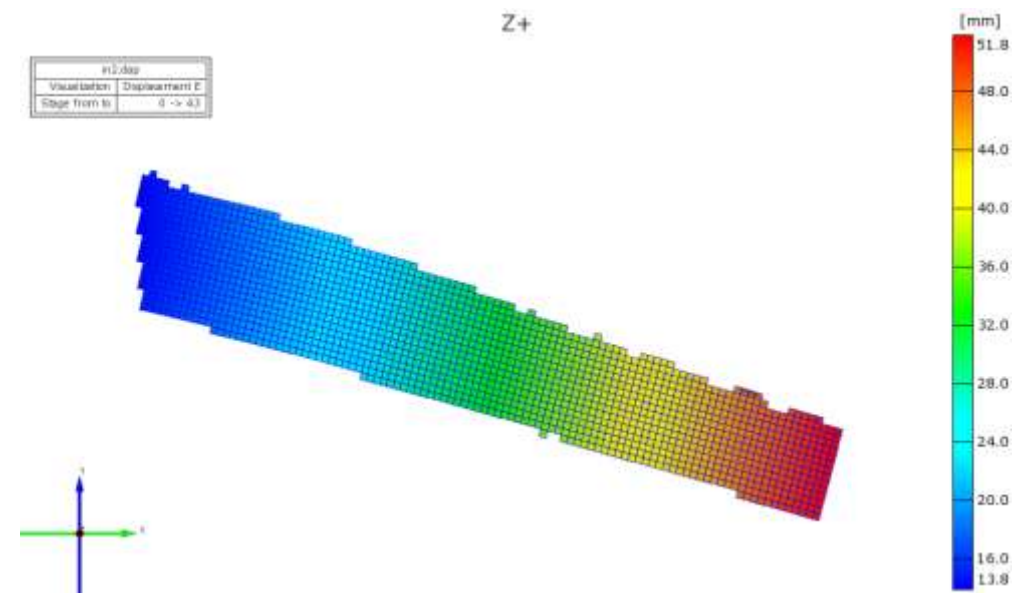
Figura 8.3.46. Deformația specifică echivalentă von Mises (von Mises Strain  $\epsilon_{VM}$ )



**Figura 8.3.47. Deplasarea pe axa X**



**Figura 8.3.48. Deplasarea pe axa Y**



**Figura 8.3.49. Deplasarea totală**

Utilizând softul sistemului Aramis, s-au realizat și în acest caz două trasee de secționare a bieletei, unul pe direcție axială (section 1) a acesteia iar celălalt pe direcție transversală (section 0) (fig. 8.3.50.).

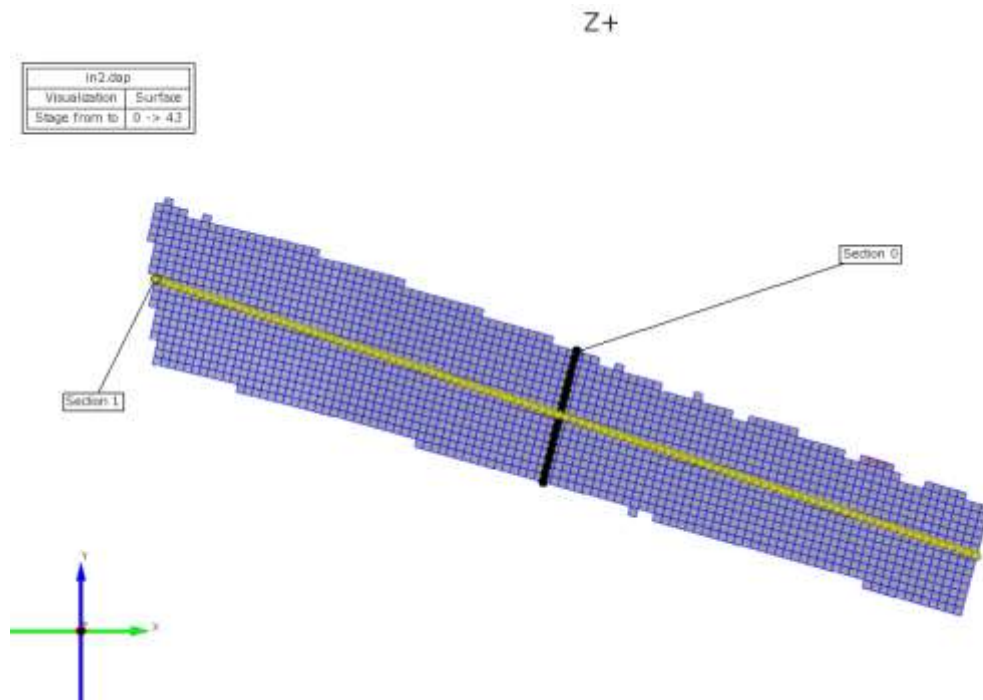
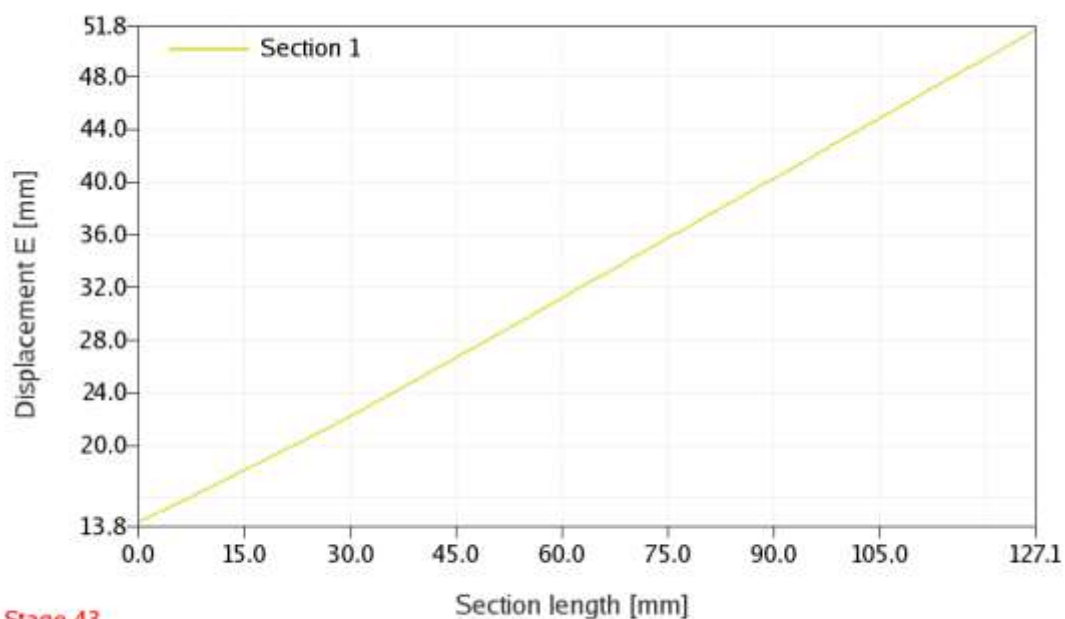


Figura 8.3.50. Traseele de secționare pe direcție axială și transversală a bieletei studiate

Utilizând aceste trasee de secționare s-au putut trasa graficele de variație a deplasărilor totale (fig. 8.3.51. și fig. 8.3.52.)



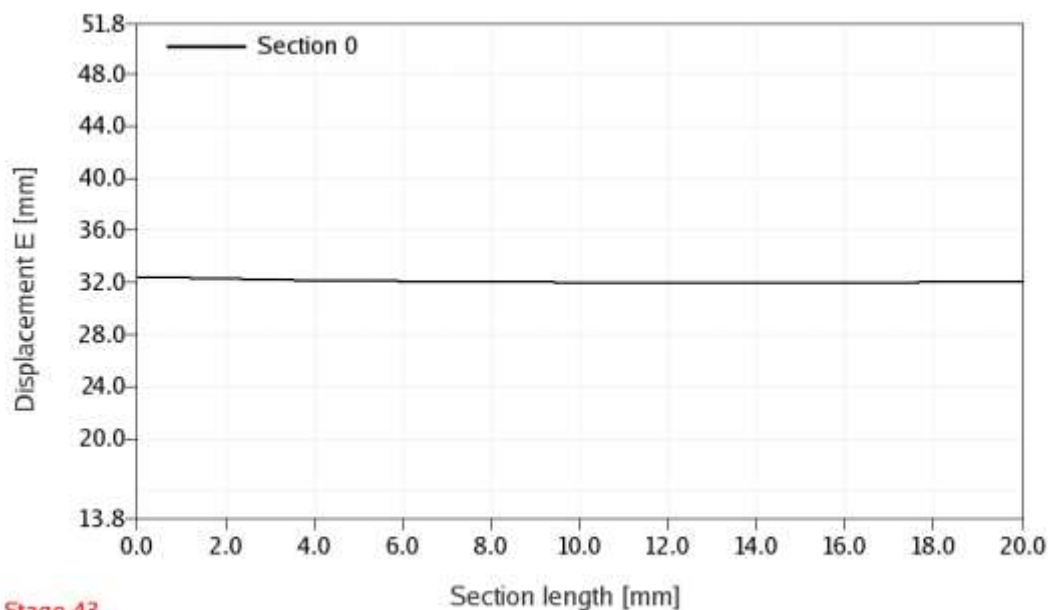
Stage 43

ARAMIS

11/2/16

gom  
www.gom.com

Figura 8.3.51 Graficul de variație a deplasării totale a punctelor de aflate pe traseul de secționare de pe direcție axială a bieletei (Section 1)



Stage 43

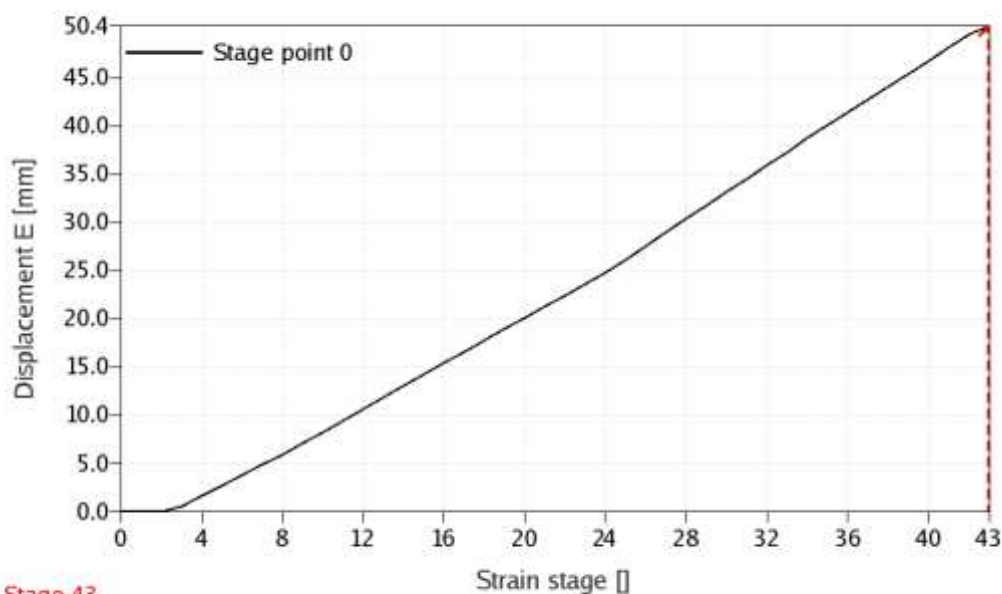
ARAMIS

11/2/16

gom  
www.gom.com

Figura 8.3.52 Graficul de variație a deplasării totale a punctelor de aflate pe traseul de secționare de pe direcție transversală a bieletei (Section 0)

În figura 8.3.53. este prezentată deplasarea totală a unui punct din capătul liber al bieletei antirului solicitată la încovoiere pură.



Stage 43

ARAMIS

11/2/16

gom  
www.gom.com

Figura 8.3.53 Graficul de variație a deplasării totale a unui punct din capătul liber al bieletei solicitate la încovoiere pură

În urma analizei rezultatelor obținute după solicitarea la încovoiere pură pe direcție paralelă cu inima profilului I al secțiunii bieletei antirului se poate observa că în acest caz de solicitare atât deformațiile specifice principale cât și cele secundare au valori maxime mai mari decât în cazul solicitării la compresiune excentrică ( $\epsilon_1 = 4,11\%$  și  $\epsilon_2 = 12,45\%$ ), ceea ce indică o rigiditate mai scăzută a bieletei pe această direcție de solicitare.

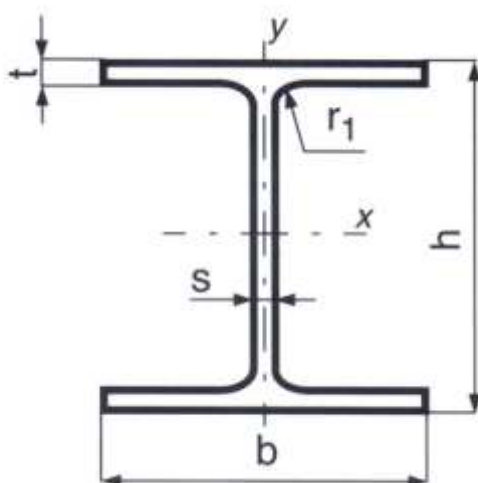


Figura 8.3.54 Secțiune transversală printr-un profil de tip I

Acest lucru vine să confirme și rezultatele analitice din cazul încovoierei unei bare de secțiune I, care are o rigiditate mai mare pe direcția axei x-x decât pe direcția axei y-y (fig. 8.3.54.), modulul de rezistență pe această ultimă direcție fiind semnificativ mai mic decât cel de pe direcția x-x.

În ceea ce privește deplasările bieletei în acest caz de solicitare și acestea sunt evident mult mai mari decât în primul caz studiat, valorile maxime ale deplasărilor ajungând până la valorile următoare:  $u_x = 10,95\text{ mm}$ ;  $u_y = 51,30\text{ mm}$  și  $\Delta = 51,80\text{ mm}$ .

Se poate concluziona deci că se recomandă evitarea solicitării la încovoiere a bieletei pe această direcție, deoarece rigiditatea ei este scăzută.

Graficul prezentat în figura 8.3.52. vine să confirme ipoteza secțiunilor plane a lui Bernoulli, conform căreia secțiunile plane și normale pe axa barei înainte de deformarea acesteia, rămân plane și normale pe axa barei și după deformare.

O direcție viitoare de cercetare experimentală o poate constitui o încercare la torsiune a unei astfel de bielete antirului, precum și o încercare la o solicitare compusă încovoiere-răsucire, toate acestea dublate de o identificare cât mai apropiată de realitate a valorilor sarcinilor care solicită acest tip de structură precum și a punctelor de încărcare a acesteia.

# CAPITOLUL 9

## Concluzii. Contribuții originale. Direcții viitoare de cercetare

### Concluzii generale

Teza de față are meritul că a combinat cu succes un număr de domenii științifice diferite, cum ar fi Știința Calculatoarelor (cu subdomeniile Inteligență artificială, Fiabilitate, Limbaje de programare și Calcul distribuit), Matematica (Ecuatii diferențiale), Ingineria autovehiculelor rutiere și Ingineria mecanică în ideea de a-și aduce o contribuție pentru a rezolva o problemă reală, chiar critică în România, caracterizată de exploatarea autovehiculelor în condițiile unei infrastructuri în curs de dezvoltare în care mai există și drumuri de proastă calitate.

În cadrul primului capitol al tezei sunt sintetizate importanța și motivația studiului efectuat evidențiindu-se necesitatea unor studii ingineresti interdisciplinare de optimizare a proiectării componentelor auto. De asemenea impactul social favorabil pe care cercetările îl au, experiența echipei de cercetare a conducătorului precum și profesia mea de inginer auto au constituit motive serioase de abordare a temei.

Capitolul al doilea este un stadiu actual în care am realizat o cercetare bibliografică privind fiabilitatea și mentenanța autoturismelor în general și a celor exploatare în România în special. S-au studiat detaliile teoretice, soluții de implementare software precum și rezultate grafice referitoare la diferitele profile de drum existente precum și parametrii ce caracterizează confortului călătoriei. Familiarizarea cu principalele tipuri de suspensii ale autoturismelor privind

construcția și funcționarea acestora, problemele ce pot apărea au constituit teme de studiat. Capitolul se încheie cu prezentarea principalelor metode și procedee de optimizare bazate pe inteligența artificială.

Dupa parcurgerea capitolului 2 în capitolul următor s-a realizat stabilirea zonei de cercetare ce poate fi dezvoltată în continuare și a obiectivelor generale și specifice pe care această teză le-ar putea realiza. De asemenea s-au precizat și mijloacele, metodele și tehnicile de cercetare ce s-au folosit.

În capitolul 4 al tezei de doctorat se prezintă modul de proiectare și implementare a unei baze de date relațională dedicată studierii fiabilității autoturismelor OPEL exploatate în România. Acest lucru este realizat prin intermediul unui modul "crawler" care scanează periodic fișierele cu devize de lucru și extrage datele relevante din acestea structurându-le apoi ca bază de date relațională. Cercetarea experimentală a urmărit studierea comportamentului în operare pe o perioadă bine determinată de timp a autoturismelor OPEL și de colectare a datelor din devizele de servicii. Abordarea științifică se bazează pe mineritul datelor (*Data Mining*) – un domeniu interdisciplinar al științei calculatoarelor, care are scopul de a descoperi modele / tipare în seturi mari de date. Metodele implicate sunt la intersecția dintre inteligența artificială, învățarea automată, sisteme de statistică și de management al bazelor de date. Rezultatele studiului de fiabilitate operațională realizat la service-ul OPEL AutoHaus Huber Sibiu pe o perioadă de 25 de luni au ilustrat vulnerabilitatea componentelor sistemului de suspensie (bielete, amortizoare).

Pornind de la concluzia generată de capitolul 4, în capitolul 5 am propus o soluție de proiectare care vizează scăderea ratei de defectare a componentelor sistemului de suspensie ale unui autovehicul. Soluția se bazează pe aplicarea de strategii de optimizare multi-obiectiv, folosind metode euristice, în vederea atingerii parametrilor țintă de stabilitate și confort, în condiții de exploatare diferite. Problema de optimizare constă în găsirea valorilor optime ale constantei de elasticitate a arcului amortizor și ale coeficientului de amortizare al amortizorului de șoc, având ca obiective minimizarea accelerației verticale absolute și a deplasamentului vertical al masei suspendate. În procesul de optimizare se iau în considerare și anumite constrângeri ce apar din considerații cinematice precum maximul accelerației verticale a caroseriei, spațiul de lucru al suspensiei și frecvența naturală a suspensiei. Pentru a descrie dinamica vehiculului s-a ales modelul sfert de mașină ("quarter-car") cu două grade de libertate, care este stimulat de un profil de drum ce conține iregularități. Rezultatele experimentale au demonstrat că metodele stohastice de tip NSGA-II, FPGA, SPEA2 și SMPSO s-au dovedit a fi

foarte utile în problema de optimizare a sistemului de suspensie generând nu doar o soluție ci o mulțime de soluții de proiectare.

Analizând comparativ performanța obținută (soluțiile de pe frontul Pareto și viteza de convergență a algoritmilor) algoritmul FPGA a obținut cele mai bune rezultate, ușor mai bune decât NSGA-II, dovedindu-se o alegere bună atunci când doar un număr mic de generații sunt executate.

O altă concluzie importantă a acestei teze se referă la faptul că metodele stohastice (probabilistice) de genul algoritmilor evolutivi multi-obiectivi s-au dovedit a fi foarte utili în problema de optimizare a sistemului de suspensie. Într-unul dintre studiile experimentale desfășurate în cadrul acestei teze am evaluat performanța în domeniul timp al sistemului de suspensie la un model de mașină de tip „*quarter-car*” cu două grade de libertate. Modelul a fost simulat parcurgând drumuri de profiluri aleatoare, cu diferite grade de asperități. Primul profil generat a fost considerat a fi unul foarte bun, iar al doilea unul mai dificil. Pentru fiecare tip de drum, sistemul de suspensie a fost testat considerând o viteză constantă de deplasare a vehiculului de 20 km/h, 50 km/h și 80 km/h. Așa cum era de așteptat, la viteze mari s-a înregistrat o creștere semnificativă a accelerației masei suspendate. Totodată, un drum de calitate redusă, cu un grad ridicat de asperități, agravează problema, accelerația și deplasarea masei suspendate crescând și mai mult.

În capitolul 6 după studiile privind optimizarea multiobiectiv a sistemului de suspensii se va realiza și o abordare organologică a unuia dintre reperetele componente ale suspensiei față și anume bieleta antirului. Este capitolul dedicat modelării tridimensionale CAD. În cadrul capitolului s-a realizat o modelare generalizată utilizând capabilitățile pachetului software Catia V5R20. Abordarea parametrizată permite o foarte mare flexibilitate în proiectare în sensul că modificări dimensionale și de formă ale corpului, ale grosimii sau amplasării nervurilor sunt foarte ușor de realizat doar prin modificarea unor parametri. Se propun și câteva variante noi pentru corpul bieletei antirului.

Capitolul 7 propune o optimizare constructivă prin metoda elementului finit, pornind de la modelele 3D realizate în capitolul anterior. S-a realizat în primul rând o analiză statică a modelului de semibieletă utilizat la suspensia autoturismelor OPEL ASTRA G, ZAFIRA, MERIVA. După analiza topologică de optimizare a formei a rezultat necesară și posibilă o subțiere a nervurilor transversale ale semibieletei. Acest lucru a fost ușor de realizat prin particularizarea modelului creat anterior. S-a reluat analiza statică pe acest nou model și a rezultat o economie de material de 7,57% în condițiile unei creșteri rezonabile și în limite admisibile ale



tensiunilor rezultate. A fost analizată static și una dintre propunerile constructive noi de bieletă antiruliu. Pentru toate cele trei tipuri de bielete antiruliu, valoarea maximă a tensiunii echivalente Von Mises nu depășește rezistența admisibilă a materialului PA66-GF, obținându-se valori cuprinse între 5.82 și 6.23 pentru coeficientul de siguranță la analiza statică. Valoarea maximă a deplasării nodale pentru cele trei modele geometrice de bielete antiruliu are valori cuprinse între 0.31 și 0.53 mm, valori acceptabile pentru bieletele antiruliu. În urma analizelor modale au fost obținute valori ale frecvențelor proprii cuprinse între și 218,2 și 1796.2 Hz;

Capitolul 8 care este unul destul de amplu a fost dedicat încercărilor experimentale. S-au realizat determinări experimentale privind caracteristicile materialului plastic din care este construit corpul bieletei antiruliu precum și privind comportamentul în cazul solicitărilor mecanice la care sunt supuse atât epruvetele confecționate din materialul semibieletei cât și semibieleta în ansamblul său. Din programul experimental prezentat în acest capitol, se pot desprinde câteva concluzii importante, cum ar fi: în urma analizei rezultatelor obținute după solicitarea la compresiune excentrică a bieletei antiruliu se poate observa că atât deformațiile specifice principale cât și cele secundare au valori maxime foarte mici ( $\varepsilon_1 = 0,709\%$  și  $\varepsilon_2 = 0,1345\%$ ), ceea ce vine să confirme rigiditatea semnificativă a bieletei. În sprijinul acestei concluzii vin și valorile deplasărilor pe toate cele trei direcții, ale căror maxime sunt:  $u_x = 2,37$  mm;  $u_y = 1,156$  mm și  $u_z = 9,96$  mm. Această rigiditate mare a bieletei se datorează atât caracteristicilor mecanice ale materialului din care este confecționată cât și datorită formei secțiunii transversale ale acesteia. În ceea ce privește analiza rezultatelor obținute după solicitarea la încovoiere pură pe direcție paralelă cu inima profilului I al secțiunii bieletei antiruliu se poate observa că în acest caz de solicitare atât deformațiile specifice principale cât și cele secundare au valori maxime mai mari decât în cazul solicitării la compresiune excentrică ( $\varepsilon_1 = 4,11\%$  și  $\varepsilon_2 = 12,45\%$ ), ceea ce indică o rigiditate mai scăzută a bieletei pe această direcție de solicitare. Acest lucru vine să confirme rezultatele analitice din cazul încovoierii unei bare de secțiune I, care are o rigiditate mai mare pe direcția axei x-x decât pe direcția axei y-y, modulul de rezistență pe această ultimă direcție fiind semnificativ mai mic decât cel de pe direcția x-x. În ceea ce privește deplasările bieletei în acest caz de solicitare și acestea sunt evident mult mai mari decât în primul caz studiat, valorile maxime ale deplasărilor ajungând până la valorile următoare:  $u_x = 10,95$  mm;  $u_y = 51,30$  mm și  $\Delta = 51,80$  mm. Prin urmare, se recomandă evitarea solicitării la încovoiere a bieletei pe această direcție, deoarece rigiditatea acesteia este redusă.

## Contribuții originale

1. Realizarea unui studiu bibliografic amănunțit din care a reieșit necesitatea studiilor de creștere a confortabilității călătoriei prin optimizarea suspensiilor autoturismelor

2. Studiarea comportării în exploatare timp de 9 ani a autoturismelor Opel (și nu numai) prin urmărirea defecțiunilor apărute în exploatare, determinarea cauzelor defecțiunilor, identificarea uzurilor anormale. De asemenea, a fost studiat și modul de remediere a defecțiunilor apărute precum și influența întreținerii asupra siguranței în exploatare iar pentru aceasta s-a urmărit comportamentul autoturismelor ce au efectuat mentenanța conform planului prescris de producător cu propunerile de îmbunătățire a calităților tehnice.

3. Proiectarea și implementarea unei baze de date relațională care să permită studierea fiabilității autoturismelor OPEL exploatate în România. Pornind de la documente Microsoft Excel, am dezvoltat un modul (program software) numit "crawler" cu rolul de a scana periodic fișierele cu devize de lucru și de a extrage datele relevante din acestea, să le verifice integritatea acestora, structurându-le apoi într-o bază de date relațională. Scopul bazei de date este de a reține și actualiza informații referitoare la componentele și piesele defectate și înlocuite, manopera executată, costuri, informații care să permită echipei de management realizarea unei analize în timp a fiabilității autoturismelor. Prin evidențierea șabloanelor (tiparelor / situațiilor – structuri / piese de schimb / servicii de întreținere) comune întâlnite frecvent în service-urile auto și a pieselor defectate și înlocuite, și prin analiza lor inteligentă, pot rezulta informații importante cu privire la fiabilitatea și mentenabilitatea mașinilor, piesele și sistemele mecanice vulnerabile etc.

4. Am îndepărtat câteva probleme de integritate ale bazei de date create care au fost cauzate de către angajații ce au completat în mod greșit unele servicii de facturare sau care s-au datorat unei sincronizări târzii sau absenței sincronizării. Utilitatea aplicației dezvoltate constă în interpretarea eficientă a datelor extrase. Aceste informații ar putea să furnizeze o înțelegere destul de exactă a erorilor comune care ar putea să apară în funcționarea vehiculului motorizat, ar putea să determine cauzele defecțiunilor sau să identifice uzura anormală.

5. Adaptarea rezolvării sistemelor de ecuații diferențiale de ordin 2 la problema suspensiei, prin două metode: problemă de tip Cauchy respectiv prin analiza numerică folosind metoda Runge-Kutta și transpunerea acestora sub formă

algoritmă rezolvabilă automat prin apelarea unor funcții din biblioteca C# DotNumerics.

6. Implementarea software a unor algoritmi de optimizare multi-obiectiv de tip Non-Pareto, Pareto și Bio-inspirați (bazate pe comportamentul grupurilor) în proiectarea sistemului de suspensie pentru găsirea parametrilor țintă de stabilitate și confort în condiții de exploatare diferite (pe drumuri de diferite profile) care să diminueze disconfortul datorat unor factori perturbatori și să asigure confortul pasagerilor autovehiculelor în timpul deplasării pe căile de rulare. Pe lângă o flexibilitate sporită a aplicației, avantajul abordării propuse îl reprezintă faptul că rezultatele obținute de mine constituie de fapt o mulțime de soluții nu doar una singură cum s-a prezentat în articolele de start ale stadiului actual din domeniu. Algoritmii NSGA-II, FastPGA, SMPSO, etc., aplicați pe problematica suspensiei pot fi analizați simultan comparativ privind performanța fiecăruia, calitatea și timpul de generare a soluțiilor oferite.

7. Cu ajutorul aplicației software dezvoltate în cadrul acestei teze vom îmbunătăți calitatea producției pieselor de schimb, care sunt cerute de mecanismul de suspensie, prin concentrarea producătorilor pe direcții specifice ce depind de zona geografică, condiții de mediu și infrastructură proprie anumitor regiuni, proprietăți ale carburanților, etc. Din cauza condițiilor diferite de funcționare ale vehiculului, producătorii trebuie să adapteze (modifice uneori) componentele mecanismului de suspensie și să stabilească / gândească diferențiat perioada în care efectuează revizia de întreținere, a mașinilor în funcție de țară, zonă geografică etc. Acolo unde există riscul de depreciere a componentelor sistemului de suspensie mai accentuat, autovehiculul trebuie chemat mai repede în service decât a fost estimat inițial pe baza datelor de catalog.

8. Crearea unui model 3D parametrizat a bieletei antiruliu sau a semibieletei ce permite schimbarea cu ușurință a formei constructive și dimensionale în vederea unor optimizări ulterioare

9. Modelarea unor modele de bieletă antiruliu noi

10. Realizarea studiului stărilor de tensiuni și deformații a semibieletei utilizate la suspensia autoturismelor OPEL ASTRA G, ZAFIRA, MERIVA. Optimizarea topologică a formei bieletei antiruliu;

11. Realizarea unei analize statice privind starea de tensiuni și deformații pentru o bieletă antiruliu optimizată geometric și dimensional și a unui prototip de bieletă nou;

12. Realizarea analizelor statice pentru semibieleta optimizată constructiv și pentru un nou model propus;

13. Determinarea curbelor caracteristice de material pentru materialul din care este confecționată semibieleța;

14. Determinarea experimentală a variației forței în raport cu deplasarea și a deformațiilor specifice principale maxime și minime din corpul bieletei antirului pentru bieleta solicitată în conformitate cu condițiile de funcționare.

### **Direcții viitoare de cercetare**

Pe viitor intenționez să creez un profil, un index de fiabilitate pentru fiecare vehicul existent în baza de date implementată, pentru a prezice momentul apariției defecțiunilor bazat pe istoria comportamentelor anterioare a respectivului vehicul (știind când și la câți kilometri a mai fost în service pentru o altă defecțiune în trecut). Scopul este de a realiza o abordare asistată a studiului de fiabilitate, urmată de o modelare parametrizată de tipul Computer Aided Design (CAD), care folosește ca valori parametrii din tabelele Excel rezultate din studiul de fiabilitate. Identificarea defectelor și cauzelor lor în condițiile de funcționare existente poate conduce la reproiectarea și simularea CAD-CAE a pieselor înlocuite frecvent pentru a crește mentenabilitatea vehiculului. Informațiile extrase în această fază vor constitui o sursă de dezvoltare și analiză pentru cercetări ulterioare.

De asemenea sunt preocupat să îmbunătățesc calitatea soluțiilor obținute (rigiditatea arcurilor și amortizoarele) prin optimizarea coeficienților cu ajutorul tehnicilor de tip „*logică fuzzy*” și să extind cercetarea mea asupra sistemelor de suspensie semi-active și active. În plus, voi extinde studiul meu asupra modelelor de suspensii care au mai multe grade de libertate.

O altă direcție viitoare de cercetare ar putea fi optimizarea construcției corpului bieletei antirului ținând seama de cinematica și dinamica suspensiei.

De asemenea propunem realizarea de prototipuri de semibielețe utilizând principiile ingineriei inverse pe care apoi să le testăm experimental și să facem analize comparative.

Totodată, o direcție viitoare de cercetare experimentală o poate constitui o încercare la torsiune a unei astfel de bielete antirului, precum și o încercare la o solicitare compusă încovoiere-răsucire, toate acestea dublate de o identificare cât mai apropiată de realitate a valorilor sarcinilor care solicită acest tip de structură precum și a punctelor de încărcare a acesteia.