

**UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI
FACULTATEA DE INGINERIE INDUSTRIALĂ ȘI ROBOTICĂ**



TEZĂ DE DOCTORAT

**METODĂ INOVATIVĂ DE CONCEPȚIE ȘI
REALIZARE A UNUI PRODUS NOU**

**INNOVATIVE DESIGN AND MANUFACTURING
METHOD OF A NEW PRODUCT**

Autor:

SUVAC Albert Mihai

Conducător științific:

Prof. dr. ing. COTEȚ Costel Emil

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. univ.dr. ing.	de la	
Conducător de doctorat	Prof. univ.dr. ing. COTEȚ Costel Emil	de la	Universitatea Politehnica din București
Referent	Prof. univ.dr.ing.	de la	
Referent		de la	
Referent	Prof. univ.dr. ing.	de la	

**București
2020**

Cuprins

Introducere	6
Capitolul 1. Instrumentalizarea ciclului de viață pentru concepția și realizarea unui produs nou7
Capitolul 2. Studiu succint asupra metodei.8
Capitolul 3. Elemente inovative asumate prin obiectivele și structura tezei pornind de la metode și soluții existente.....	10
3.1.Obiectivele tezei de doctorat.....	12
3.2.Structura tezei de doctorat și tematica abordată în fiecare capitol.....	12
3.3.Performanțe și limitări ale soluțiilor tehnice actuale. Caracteristicile studiului de caz de tip vehicul electric	13
3.4.Limitări ale produselor existente pe piață	19
Capitolul 4. Metode și tehnologii de fabricare pentru structuri metalice utilizate în realizarea noului produs	21
Capitolul 5. Prezentarea metodei inovative de concepție și realizare a unui produs nou pentru un studiu de caz de tip vehicul electric.....	24
5.1.Metoda de concepție a noului produs.....	24
5.2.Prezentarea algoritmului de concepție evolutiv în cinci etape pentru noul produs.....	24
5.2.1. Etapa I.....	24
5.2.2. Etapa II.....	36
5.2.3. Etapa III.....	37
5.2.4. Etapa IV.....	41
5.2.5. Etapa V.....	42
Capitolul 6. Determinări experimentale pentru validarea algoritmului de concepție inovativ in cinci etape	45
6.1.Analiza comportării cadrului de oțel folosind metoda elementelor finite.....	45
6.2.Analiza cu element finit a cadrului din aluminiu	45
6.3.Cercetări privind determinarea deplasărilor folosind traductoare tensometrice	46
6.4.Măsurarea rigidității brațului din oțel	47
6.5.Măsurători cu traductoare tensometrice pe brațul punții spate din oțel, cu sistem elastic de amortizare.....	49
6.6.Măsurători cu traductoare tensometrice pe brațul punții spate din oțel, cu sistem elastic de amortizare.....	49
6.7.Măsurători cu traductoare tensometrice pe brațul punții spate din aluminiu, cu sistem elastic de amortizare.....	51
6.8.Cercetări privind distribuirea greutateii pe roțile triciclului	53
6.9.Măsurători cu traductoare rezistive în condiții de urcare și coborâre a utilizatorului	53
6.10. Studiu dinamic cu trecere peste obstacole.....	54
Capitolul 7. Algoritmi de optimizare prin redimensionarea parametrică a structurii metalice	57
7.1.Optimizarea conceptuală topologică a cadrului	58

7.2.Optimizarea teoretică a cadrului 2F1S.....	60
Capitolul 8. Concluzii, contribuții proprii, perspective de dezvoltare	64
8.1.Concluzii	64
8.2.Contribuții proprii	65
8.3.Perspective de dezvoltare.....	66

Lista de notații:

- triciclu cu două roți față și o roată spate (2F1S)
- tricicluri cu o roată față și două roți spate. (1F2S)
- unități de control electronic (UCE).
- Unique Puncture-Proof Tire System (Uptis)
- managementul ciclului de viață al produsului (PLM)
- motor fără perii DC (BLDC)
- carbon Dioxid (CO₂)
- enterprise resource planning (ERP)
- supply chain management (SCM)
- customer relationship management (CRM)
- human capital management. (HCM)
- proiectare asistată de calculator (CAD)
- inginerie asistată de calculator (CAE)
- fabricarea asistată de calculator (CAM)

Introducere

Importanța temei tezei de doctorat

Prezenta lucrare de doctorat “Metodă inovativă de concepție și realizare a unui produs nou” are ca principal scop dezvoltarea unui model inovativ de triciclu electric, ce reprezintă o alternativă viabilă la deplasarea în traficul congestionat din marile aglomerări urbane. În ultimii ani, interesul pentru dezvoltarea tehnologiilor de masă, care facilitează fabricarea în serie a unor vehicule de mici și mari dimensiuni, electrice, a crescut considerabil [1]. Un factor ce a favorizat această dezvoltare îl reprezintă facilitățile puse la dispoziția celor care doresc să se implice în dezvoltarea acestei industrii sub forma subvențiilor acordate de stat și a diferitelor fonduri structurale [2].

Până de curând, din considerente economice, ideea dezvoltării durabile și utilizarea energiei regenerabile nu reprezenta o opțiune viabilă în ceea ce privește utilizarea acestora la scară mare, în special în industria auto, implicând costuri mari [3]. Datorită progresului tehnologic din ultimii ani, tehnologia actuală disponibilă permite dezvoltarea de noi metode de transport alternativ urban și rural individual, fapt ce ar micșora emisiile de carbon precum și fluidizarea traficului din zonele urbane.

Lucrarea prezintă o nouă abordare, de actualitate, privind analiza comportamentului în utilizarea vehiculelor individuale, încercând să răspundă problemelor specifice acestora și prezintă soluții inovatoare în rezolvarea lor. Aceasta constituie o contribuție la cercetările teoretice și experimentale privind metodele de fabricație pentru realizarea unui vehicul electric inovativ.

Vehiculul dezvoltat are un design care permite plierea, fiind ușor de transportat de către utilizator, iar gabaritul rezultat în urma plierii permite depozitarea în portbagajul unui automobil sau într-un mijloc de transport în comun.

De asemenea s-a dezvoltat un sistem inovativ de articulație care conferă un comportament dinamic îmbunătățit al vehiculului, ceea ce îi mărește performanțele generale pe drumuri denivelate, aducând un plus de confort și o ergonomie sporită utilizatorului.

La finalul lucrării sunt prezentate posibile dezvoltări ulterioare ale vehiculelor individuale studiate și tendințele privind fabricarea și comercializarea în întreaga lume.

Capitolul 1. Instrumentalizarea ciclului de viață pentru concepția și realizarea unui produs nou

Managementul ciclului de viață al produsului se referă la etapizarea întregului ciclu de viață plecând de la identificarea necesității produsului, proiectare, analiza detaliilor de design, prototipare, execuție, serie zero, testarea produsului finit, vânzare, mentenanță și posibilitatea reciclării.

Definiția dată de către profesorii Jörg Niemann și Engelbert Westkämper de la I.F.Stuttgart pentru [4] ciclul de viață al produselor este totalitatea fazelor de design și construcție, fabricație, asamblare, folosire, service, dezasamblare și reciclare sau reînnoire.

Pentru fundamentarea unui model teoretic de dezvoltare a unui produs nou bazat pe analiza ciclului de viață al produsului, a fost luat în considerare un model complet bazat pe metoda SADT (aplicată folosind programul iGrafx 2007) dezvoltată de colectivul rețelei naționale de cercetare INPRO [5]. Acestea se pot observa în Fig. 1.1.

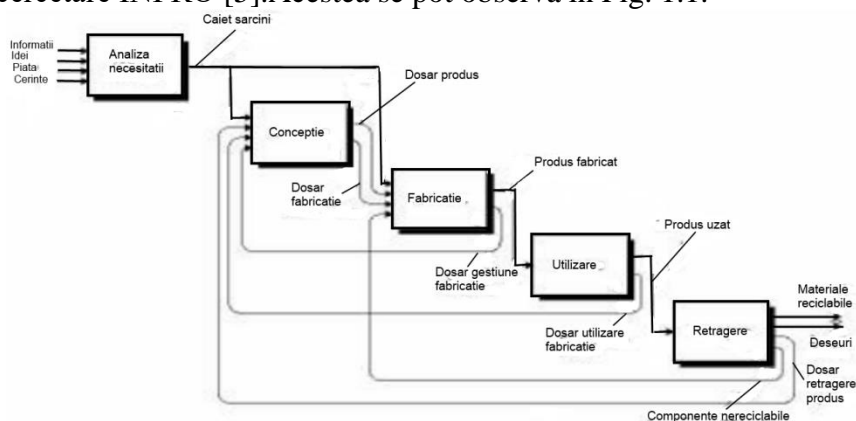


Fig. 1.1 - Diagrama A0 a activităților ciclului de viață al produsului [5]

Au fost parcurse aceste etape pentru un produs nou dedicat transportului urban identificându-se o serie de particularități după cum urmează:

- Necesitatea produsului:
- Cerințele pentru noul produs
- Cerințele ecologice
- Cerințele ergonomice
- Cerințele estetice
- Cerințele emoționale
- Cerințele economice
- Concepție/Proiectare
- Proiectare produsului
- Prototipare
- Instrucțiuni de utilizare
- Ambalare
- Canale de distribuție.
- Mentenanța produsului
- Retragere
- Modelul de control al ciclului de viață

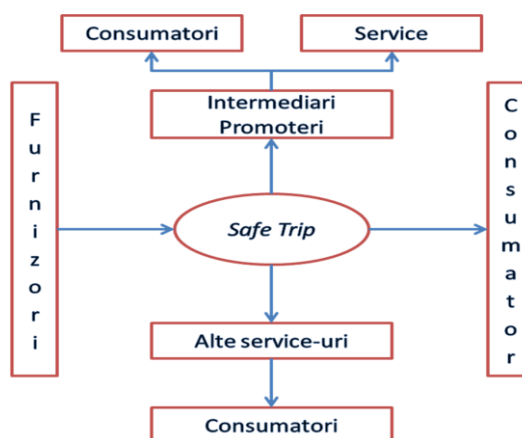


Fig. 1.2 - Canale de distribuție

Capitolul 2. Studiu succint asupra metodei.

Interesul în creștere pentru PLM este pe deplin explicabil având în vedere avantajele oferite întreprinderi în contextul unei economii globale: scăderea timpului de aducere pe piață a unui produs nou prin reducerea timpului și a costurilor asociate cu gestionarea modificărilor, captarea cunoștințelor ingineresti în momentul creării lor și posibilitatea reutilizării informațiilor și reducerea erorilor de utilizare a informațiilor inactuale sau eronate, îmbunătățirea etapei de proiectare a produsului și control mai bun asupra proiectelor, răspuns mai rapid la cererile clienților [6], [7], [8].

Sistemele PLM actualmente existente pe piață (Teamcenter de la Siemens, Enovia de la Dassault Systemes, WindChill de la PTC, Oracle Agile de la Agile, SAP PLM de la PLM, etc.) oferă instrumentele și funcțiile necesare pentru a susține toate activitățile desfășurate pentru crearea, înregistrarea, păstrarea, regăsirea și reutilizarea informației, corectă și actuală, legată de produs.



Fig. 1.3- Fazele ciclului de viață al unui produs

În Fig. 1.3 este reprezentată o succesiune a fazelor ciclului de viață al produsului, de la includerea cerințelor clienților în proiectul produsului până la reciclarea materiilor prime din care produsul a fost realizat. Vom prezenta detaliat fiecare dintre aceste categorii.

Nucleul metodei propuse este situat în amonte de modulul Managementul Fluxurilor Materiale (MFM) [9], [10], [11]. Metoda este centrată în jurul modulelor de proiectare, inginerie și fabricație asistate de calculator (CAD–Computer Aided Design, CAE–Computer Aided Engineering, CAM–Computer Aided Manufacturing). Metoda se bazează pe cele trei module de proiectare, inginerie și fabricație asistată care interacționează între ele în mod complex. Această metodă de optimizare propusă este bazată pe rezultatele analizei SWOT din Fig. 1.4. Această analiză a stat la baza optimizării produsului pe baza punctelor slabe ale acestuia. Perspectivele de dezvoltare ulterioară ale lucrării pornesc de la analiza SWOT adaptată diferitelor condiții de exploatare specifice enunțate anterior.

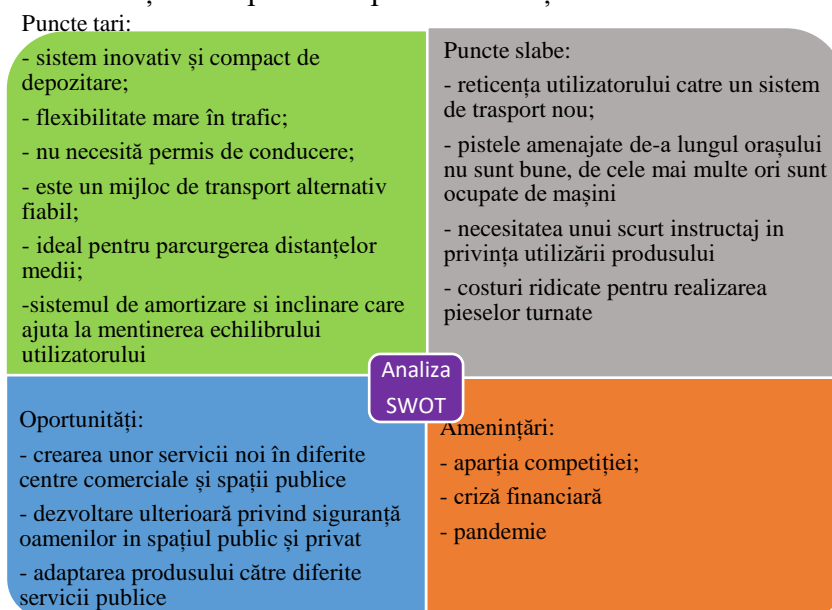


Fig. 1.4 - Analiza SWOT utilizată în metoda propusă

În figura 3 se poate urmări succesiunea interacțiunilor acestor prime module din PLM pornind de la analiza considerată anterior. În teză sunt considerate în special interacțiunile între fazele de proiectare asistată pentru realizarea prototipului virtual tridimensional al produsului (CAD) și simularea comportamentului în exploatare a acestuia (CAE). Dacă sunt identificate unele disfuncționalități se trece la reproiectarea produsului pentru eliminarea acestora. După ce rezultatele simulării CAE devin satisfăcătoare se trece la etapa următoare, realizarea fișei film a operațiilor tehnologice pe care trebuie să le parcurgem pentru obținerea produsului și la simulările proceselor asociate acestor operații (CAM). Dacă se constată că una dintre operațiile simulate în etapa CAM nu poate fi realizată se poate reveni la etapele anterioare pentru reproiectarea produsului.

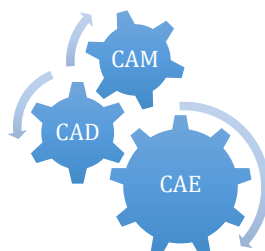


Fig. 1.5 - Interacțiunile între modulele CAD,CAM,CAE

La încheierea acestei etape bazate pe interacțiunea celor 3 module sunt definite: planurile de operații, tipurile de scule, precum și caracteristicile punctelor de lucru ale arhitecturii de fabricație necesare pentru a realiza produsul.

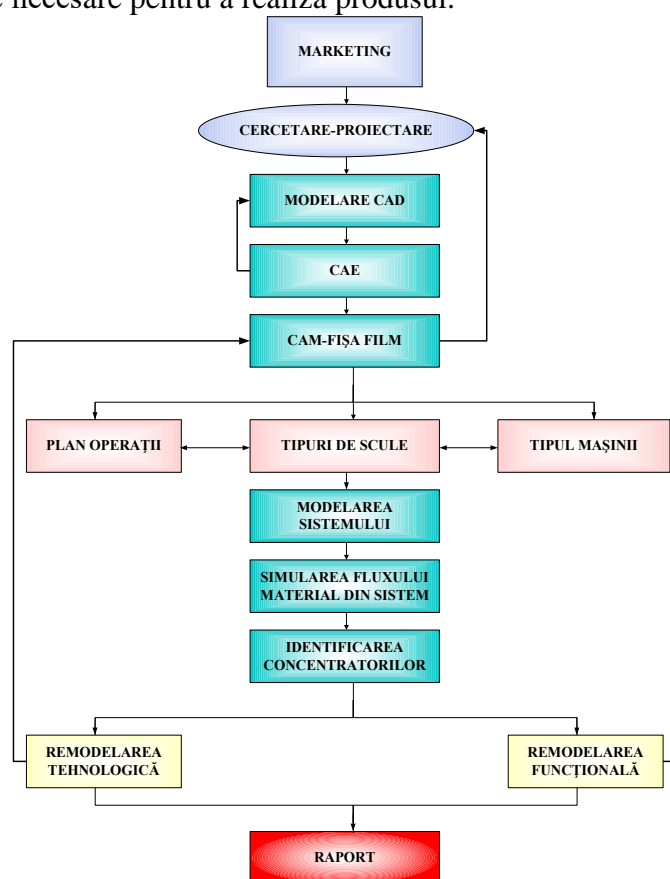


Fig. 1.6 - Metodologia de realizare a unui produs nou

În Fig. 1.6 prezintă schematic metodologia de realizare a unui produs nou bazată pe succesiunea cronologică a acestor module de la cercetarea de piață necesară pentru integrarea cerințelor clientului în fișa produsului până la începerea fabricației. Ele includ metodologia folosită în teză, centrată pe interacțiunea din Fig. 1.6.

Sucesiunea modulelor imediat următoare constituie obiectul managementului fluxurilor materiale (MFM) și reprezintă o direcție de continuare a cercetărilor din teză.

Capitolul 3. Elemente inovative asumate prin obiectivele și structura tezei pornind de la metode și soluții existente

Utilizarea unui automobil pentru a parcurge distanțe scurte în mediul urban, duce la o aglomerare urbană masivă, de cele mai multe ori generată de faptul că în medie, automobilul este ocupat de o persoană, maxim două. Conform unui studiu realizat de compania Tom Tom pentru Municipiul București se poate observa gradul de aglomerare în funcție de zilele săptămânii și ore [12].

Din acest studiu se evidențiază gradul de congestionare al traficului, de unde se poate concluziona faptul că cele mai aglomerate ore al zilei sunt în intervalele 7 - 9 a.m. și 15-19 p.m.

NIVELUL DE CONGESTIE ÎN FUNCȚIE DE TIMPUL ZILEI

	Sun	Mon	Tue	Wed	Thu	Fri	Sat
12:00 AM	6%	2%	2%	3%	3%	5%	6%
	4%	0%	1%	1%	2%	2%	4%
02:00 AM	3%	0%	1%	1%	1%	1%	3%
	2%	0%	0%	0%	0%	0%	2%
04:00 AM	1%	0%	0%	0%	0%	0%	1%
	0%	1%	0%	0%	0%	0%	1%
06:00 AM	0%	23%	23%	22%	21%	19%	3%
	0%	73%	72%	72%	69%	61%	7%
08:00 AM	1%	92%	93%	93%	88%	77%	13%
	6%	73%	76%	76%	72%	63%	21%
10:00 AM	12%	52%	57%	59%	57%	54%	29%
	17%	50%	55%	57%	58%	58%	36%
12:00 PM	22%	52%	57%	59%	62%	63%	40%
	23%	51%	56%	59%	63%	66%	38%
02:00 PM	21%	49%	54%	56%	61%	74%	33%
	19%	51%	55%	56%	62%	75%	26%
04:00 PM	19%	65%	71%	72%	77%	80%	22%
	22%	89%	95%	96%	100%	89%	21%
06:00 PM	23%	87%	92%	93%	96%	83%	22%
	22%	49%	54%	55%	59%	52%	20%
08:00 PM	20%	25%	28%	29%	32%	30%	18%
	14%	16%	17%	18%	19%	20%	15%
10:00 PM	9%	10%	10%	12%	13%	14%	12%
	5%	5%	5%	6%	7%	9%	8%

Fig. 3.1 - Gradul de congestionare al traficului în funcție de orele și zilele săptămânii [12].

Studiul realizat de firma APH relevă faptul că utilizatorii mijloacelor alternative de deplasare în mediul urban sunt reprezentați de persoanele cu vârsta între 18 și 29 de ani [13].

Proiectarea automobilelor, în ultimii ani, constă de regulă în reiterații de design păstrând caracteristici similare pe mai multe platforme în ceea ce privește motorizarea, dimensiunile, transmisia, numărul de locuri etc. Apariția automobilelor electrice sau hibride s-

a înscris în același limbaj de design încercând să se integreze în rândul automobilelor cu motor termic.

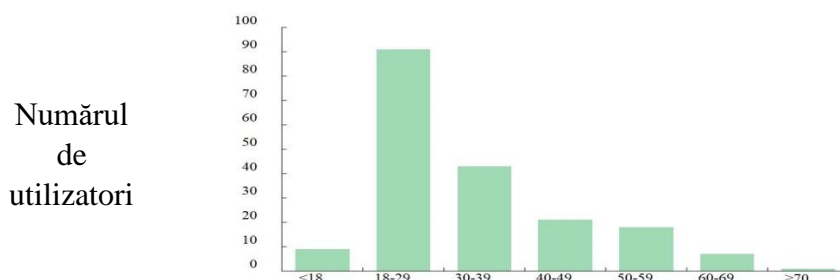


Fig. 3.2 - Studiu de trafic realizat de compania Age Groups pe grupe de vârstă [13].

Ca urmare a saturației pieței în ceea ce privește automobilele și inconveniențele generate de folosirea exclusivă a mijloacelor de transport în comun, cerința generală s-a îndreptat către vehiculele de mici dimensiuni, de preferat electrice, care să asigure parcurgerea distanței din punctul A în punctul B, cu un grad ridicat de confort, care să poată fi de asemenea folosit în completarea rutei pe care un utilizator o poate parcurge cu un mijloc de transport în comun de exemplu metroul.

Alternativele generale erau reprezentate până recent de diferite modele de biciclete sau motocicletă. Libertatea de mișcare oferită de cele două tipuri de vehicule este dorită de fiecare utilizator, însă o bicicletă clasică este dificil de transportat și depozitat în automobile sau mijloace de transport în comun, iar motocicletă nu conferă un grad ridicat de siguranță pentru fiecare categorie de utilizatori.

În fapt, triciclul este indicat fiecărei grupe de utilizatori datorită stabilității pe care acesta o oferă în timpul deplasării iar diferitele sisteme de înclinare, de care dispun multe modele de tricicluri, fac ca experiența conducerii acestora să fie una confortabilă și plăcută.

Ideea unor vehicule mai mici și mai eficiente este unul dintre motivele pentru a considera triciclurile ca o alternativă viabilă în designul transportului. În ceea ce privește această propunere, se găsesc opinii foarte împărțite. O categorie o reprezintă cei care văd triciclurile ca fiind o soluție practică, datorită simplității sale mecanice, costurilor reduse de producție și manevrabilității, iar altă categorie, susțin că au probleme de stabilitate în viraje.

Una dintre soluțiile posibile care au fost implementate atât pentru propulsia umană, cât și pentru triciclurile de propulsie electrică este abilitatea de a se înclina în curbe, emulând principiul vehiculelor cu 2 roți, care, în plus față de un vehicul clasic are o stabilitate și un grad de confort mai mare.

Proiectarea unui astfel de vehicul poate fi o soluție excelentă pentru rezolvarea problemei transportului personal, prin combinarea avantajelor de siguranță, stabilitate și confort ale mașinilor de astăzi, cu manipularea dinamică și dimensiunea compactă a motocicletelor, reducând aglomerarea urbană.

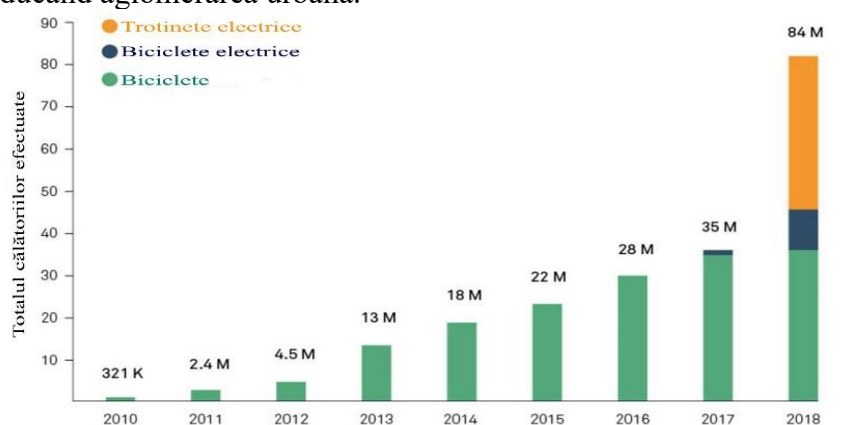


Fig. 3.3 - Creșterea numărului de biciclete electrice, trotinete electrice - Trips in 2018 [13]

În concluzie, piața este pregătită pentru această schimbare de la vehicule tradiționale la vehicule de mici dimensiuni, cu 3 roți, electrice și cu posibilitatea plierii.

3.1. Obiectivele tezei de doctorat

Proiectarea și construirea unui vehicul cu trei roți (triciclu) pentru uz personal, alimentat de un acumulator și un motor electric, care are capacitatea de a se înclina pentru a-și spori stabilitatea și pentru a oferi utilizatorului un sentiment de manevrare asemănător motocicletelor rezolvă problema transportului individual.

Obiective:

1) Analizarea documentației tehnice, pentru a înțelege comportamentul fizic al acestui tip de vehicul, pe lângă aspectele care trebuie luate în considerare pentru proiectarea sa.

2) Studiarea diferitor proiecte care au fost implementate cu scopul de a rezolva problema transportului personal și decongestionarea zonelor urbane.

3) Analizarea vehiculelor similare existente pe piață din punct de vedere al designului, ergonomiei și al interacțiunii utilizatorului cu produsul, pentru a stabili reperele generale în vederea proiectării acestui produs.

4) Generarea unor soluții de proiectare, luând în considerare diferitele configurații pe care acest tip de vehicul le poate adopta, respectând legislația rutieră în vigoare.

5) Utilizarea cât mai mare a materialelor și a componentelor standardizate pentru realizarea produsului cu costuri cât mai reduse.

6) Analizarea alternativelor de concepte propuse pe baza listei de cerințe impuse proiectării, pentru a selecta cea mai bună alternativă de design.

7) Realizarea unui prototip funcțional la scara 1:1, pentru a putea vizualiza proporțiile, ergonomia și gradul de funcționare diferitelor mecanisme.

8) Testarea vehiculului, utilizând instrumente de calcul, pentru a determina comportamentul vehiculului într-un mediu virtual.

9) Expunerea conceptului în spațiul public și testarea acestuia.

10) Înregistrarea soluției inovative la OSIM în vederea brevetării acesteia.

11) Optimizarea produsului în vederea găsirii de potențiali fabricanți pentru producerea și comercializarea triciclului.

3.2. Structura tezei de doctorat și tematica abordată în fiecare capitol

Teza de doctorat elaborată este structurată pe 8 capitole, conține 181 de pagini, 204 figuri și grafice, 19 tabele, 32 relații matematice, 146 referințe bibliografice, dintre care 7 aparțin autorului.

În capitolul 1, intitulat **„Instrumentalizarea ciclului de viață pentru concepția și realizarea unui produs nou”**, sunt prezentate aspecte generale referitoare la necesitatea pentru acest produs, cerințele pe care trebuie să le îndeplinească, concept și proiectare.

Ulterior etapei de proiectare, se pot stabili și aspecte legate de funcționalitatea produsului, ambalarea acestuia, mentenanță, retragere sau dezvoltarea ulterioară a conceptului.

În capitolul 2, intitulat **„Studiu succint asupra metodei”**, prezintă schematic metodologia de realizare a unui produs nou bazată pe succesiunea cronologică a acestor module de la cercetarea de piață necesară pentru integrarea cerințelor clientului în fișa produsului până la începerea fabricației. Ele includ metodologia folosită în teză.

În capitolul 3, intitulat **„Elemente inovative asumate prin obiectivele și structura tezei pornind de la metode și soluții existente”**, sunt prezentate aspecte generale referitoare la stadiul aglomerărilor urbane actuale, a tipurilor de vehicule electrice găsite în comerț se face o analiză a stadiului actual pe plan mondial privind realizările din domeniul vehiculelor

electrice, precum și un studiu de piață privind tendințele de dezvoltare pentru noi metode de transport ecologic în mediul urban și a unor posibile soluții de decongestionare a traficului în aceste zone.

În capitolul 4, intitulat **„Metode și tehnologii de fabricare pentru structuri metalice”**,

Sunt prezentate metode tehnologice și materialele disponibile de realizare a unui astfel de vehicul precum și componentele standardizate ce alcătuiesc produsul final. De asemenea este prezentat studiul ergonomic necesar dezvoltării unui astfel de produs.

În capitolul 5, intitulat **„Prezentarea metodei inovative de concepție și realizare a unui produs nou pentru un studiu de caz de tip vehicul electric”**, se prezintă metodele și etapele de cercetare teoretică și practică a unui vehicul electric cu trei roți precum și variantele originale propuse și se prezintă o analiză teoretică a variantelor de vehicul electric propuse anterior prin care se determină varianta optimă de design a unui triciclu electric.

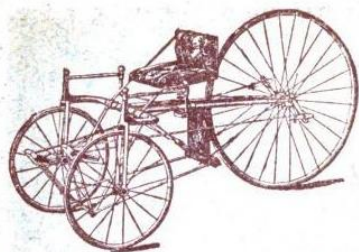
În capitolul 6, intitulat **„Determinării experimentale pentru validarea algoritmului de concepție inovativ în cinci etape”**, sunt prezentate etapele de analiza experimentală prin care s-au determinat parametrii de optimizare a componentelor din care este alcătuit cadrul triciclului electric.

În capitolul 7, intitulat **„Algoritmi de optimizarea prin redimensionarea parametrică a structurii metalice”**, se prezintă rezultatele măsurătorilor efectuate în cadrul cercetărilor experimentale realizate în capitolul 4. În baza rezultatelor obținute s-au determinat valorile medii ale indicilor calitativi de lucru și de exploatare, stabilindu-se regimul optim de lucru al triciclului în funcție de masă utilizatorului, viteza de a triciclului și suprafața pe care se deplasează.

În capitolul 8, intitulat **„Concluzii”**, se prezintă concluziile rezultate în urma cercetărilor teoretice și experimentale efectuate cu triciclul, precum și contribuțiile personale ale autorului cu privire la optimizarea regimului cinematic, dinamic și energetic al triciclului electric.

3.3. Performanțe și limitări ale soluțiilor tehnice actuale. Caracteristicile studiului de caz de tip vehicul electric

Conceptul unui vehicul cu trei roți a fost dezvoltat, după secolul al XVII-lea, pentru transportul de persoane și produse. Primele abordări au vizat poziția roții motoare, precum modelele Delta și Tabele și sistemele manuale sau electrice de angrenare. În cazul triciclurilor Delta, antrenarea este adesea la una dintre roțile din spate, deși în unele cazuri ambele roți sunt antrenate printr-un diferențial [14] [15]. Tadpole-urile folosesc, în general, tracțiunea din spate a unei biciclete și din acest motiv sunt de obicei mai ușoare, mai ieftine și mai ușor de înlocuit și reparat [15] [16]. Această lucrare abordează dezvoltarea unui triciclu echipat cu un sistem de angrenare de tip Delta și Tadpole.



A



B

Fig. 3.4 - A Triciclu Tadpole [16], B triciclu Delta [14]

Tricicluri neînclinabile

Concepția generală a unui triciclu care nu prezintă un sistem special de înclinare, poate avea un comportament în curbă similar unui vehicul cu 4 roți, acest lucru datorându-se faptului că centrul de greutate este plasat cât mai aproape de axa comună a celor două roți laterale. Pentru ca acest sistem să funcționeze trebuie să se țină cont de raportul dintre lățimea și înălțimea triciclului, acesta fiind direct proporțional cu rezistența pe care o poate genera la răsturnare.

După cum explică Robert Riley în documentul său „Mașini cu trei roți”, o modalitate simplă de a modela marja de siguranță a triciclorilor convenționale în raport cu răsturnarea, este construirea unui con folosind înălțimea centrului de greutate și forțele laterale maxime, care sunt determinate de coeficientul de frecare dintre pneuri și calea de rulare. Dacă forța de rotație maximă rezultată este proiectată spre pavaj, se formează baza conului, ținând cont de faptul că forța este echivalentă cu 1G, vehiculul va avea ca rezultat un unghi de 45° între planul bazei și generatorul conului. Dacă baza conului se află în afara zonei efective a triciclului, acesta va derapa; dimpotrivă, în cazul în care cercul se încadrează în zona efectivă, vehiculul va aluneca mai degrabă decât să dea curs normal traiectoriei [17].

Pentru a putea identifica varianta optimă a formei triciclului, s-au analizat atât varianta de triciclu cu o roată față și două roți spate ce va fi denumită 1F2S, cât și varianta cu două roți față și o roată spate ce va fi denumită 2F1S.

În urma unei analize preliminare se poate observa diferența centrului de greutate, care la varianta 1F2S este mai apropiată de puntea spate [18], pe când la varianta 2F1S centrul de greutate este mai aproape de cele două roți față.

În cazul triciclului clasic fără sisteme de înclinare, constructorii au ținut cont de raportul dintre lățimea și înălțimea acestuia, pentru a diminua riscul de răsturnare în viraj, însă folosind un sistem special care să permită înclinarea triciclului, aceste aspecte nu mai reprezintă o limitare.

Deși motocicletele nu au roți laterale, ele pot contracara răsturnarea în curbă. Acest lucru se datorează faptului că utilizatorul înclină motocicleta spre interiorul virajului, pentru a contracara forța centrifugă și efectul de pendul care acționează asupra ei.

După cum se poate observa în Fig. 3.5, în timp ce unghiul de înclinare al motocicletei se corelează cu vectorul rezultat al forțelor care apar în rotație (forță centrifugă + greutate), motocicleta nu va derapa, atât timp cât limita de tracțiune dintre anvelope și asfalt nu este depășită. Astfel se deduce faptul că o motocicletă are un unghi diferit de înclinare pe asfalt uscat și pe asfalt umed.

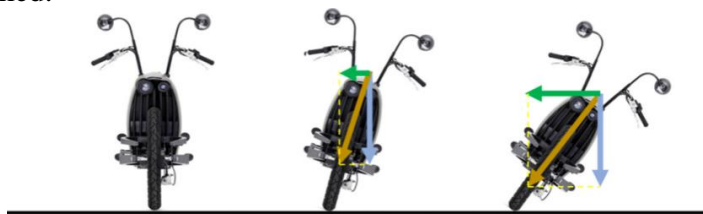


Fig. 3.5 - Înclinarea laterală a unei motociclete pentru a contracara forța centrifugă. [19]
(verde - forță centrifugă, albastru - forță gravitațională, galben - forță rezultantă)

Prin urmare, designul care are o singură roată față și două roți spate (1F2S) tinde mai mult să supravieze, în timp ce designul care are două roți față și o singură roată spate (2F1S), tinde mai mult să se subvireze

Un alt aspect de analizat este comportamentul celor două variante de triciclu în ceea ce privește frânarea și accelerarea. La frânarea în curbă triciclul cu varianta de 1F2S are tendința să se destabilizeze ușor comparativ cu varianta de 2F1S. Forța maximă de frânare este determinată de aderența limitată a celor trei pneuri, în timp ce accelerația este afectată numai de roata de tracțiune care pot fi una, două sau trei în funcție de modelul ales.

Ținând cont de faptul că forța generată pe frânare este mai mare decât cea generată pe accelerare, varianta 2F1S este considerată a fi mai sigură pentru proiectarea unui triciclu cu o capacitate mai mare a motorului ce poate atinge viteze mai mari.

Acest sistem utilizează un șasiu rigid la care cele trei roți sunt atașate ca și cum ar fi un triciclu convențional. Acest șasiu nu are capacitatea de a se înclina în curbe.

Un exemplu de acest tip de configurație este "Acton M", propus de firma Acton în anul 2013, prezentat în Fig. 3.6.



Triciclu Acton M



Triciclu Acton M efectuând un viraj unde una din roți se ridică de la sol

Fig. 3.6 - Triciclu Acton M [20]

Această configurație este mai puțin adaptată la vehiculele rutiere din cauza dificultăților mecanice generate de axa mică de înclinare, dat fiind faptul că spațiul alocat posibilității înclinării este limitat (Fig. 3.6). Pentru acest tip de triciclu cu șasiu fix, înclinarea presupune că ecartamentul punții să fie mai mare decât se dorește, motiv pentru care acest tip de vehicul poate avea caracteristici de răsturnare similare unei mașini care nu se înclină. Contrar constrângerilor, se pot identifica beneficii pentru confortul pasagerului, deoarece înclinația reduce forțele laterale care acționează pe acesta.

Tricicluri înclinabile

Există diferite configurații pentru tricicluri ce permit înclinarea.

Vehicule cu 3 roți care pot avea capacitatea de a se înclina în curbe, similar motocicletelor, dar pentru ca acest fenomen să fie posibil trebuie să se țină cont și de alte tipuri de fenomene fizice și geometrice. De exemplu, un vehicul care are un șasiu lat, la un unghi minim de înclinație poate atinge solul, motiv pentru care comportamentul acestui tip de vehicul, în curbă, nu s-ar deosebi cu mult față de cel generat de un automobil clasic [21].

Limitarea înclinării unui triciclu

Motocicletele au o înclinație limită între 45° și 50° înainte ca cea mai lată parte a corpului motocicletei să atingă solul. Aceste unghiuri reprezintă o accelerație laterală de rotație cuprinsă între 1 și 1,2 G (a se vedea ecuația 2-1).

Ecuația 2-1 Relația dintre unghiul de înclinare și accelerația laterală este contracarată.

$$a_L = \tan(\alpha) \quad 3-1$$

unde: a_L este accelerația laterală;

α este unghiul de înclinare al motocicletei.

Motocicletele au o singură roată de tracțiune, drept urmare, există un singur unghi de înclinare pentru anumite condiții. Pe de altă parte, triciclurile care se înclină în mod liber ca o motocicletă au o gamă mai largă de unghiuri de înclinare posibile înainte de a pierde controlul și de a se răsturna.

Triciclurile care permit înclinarea au trecut prin toate etapele de construire bifând toate configurațiile roților, de la triciclu ce nu permite înclinarea niciunei roți până la triciclu ce permite înclinarea celor trei roți.

Clasificarea triciclurilor după configurația de înclinare

Un alt aspect care reprezintă un obstacol pentru ingineri și designeri deopotrivă, a fost adaptarea diferitelor dispozitive de propulsie, astfel încât să fie corelate în mod eficient cu

dispozitivele ce facilitează înclinarea triciclului, obstacol ce a fost înlăturat ca urmare a montării motorului electric în roată.

În cazul modelului de triciclu 1F2S motorul este amplasat în roata din față, fiind în același timp responsabilă și pentru virare, iar în cazul modelului de triciclu 2F1S motorul este amplasat în roata din spate, roțile din față fiind responsabile cu virarea, acest ultim model având posibilitatea de a utiliza și un alt sistem de propulsie pentru a putea construi un sistem de angrenare hibrid.

După numărul de roți:

Triciclu cu o singură roată înclinată

Acest vehicul prezintă un sistem de înclinare ce permite punții față să se încline individual față de puntea spate. Un exemplu este Qugo **Eroare! Fără sursă de referință.**, care are o configurație (1F2S) și un sistem de înclinare compus dintr-un mecanism flexibil ceea ce permite utilizatorului înclinarea în viraje asemenea unei motociclete. Acesta este ușor de utilizat oferind libertate și flexibilitate, echilibrul nefiind reglat în mod mecanic, având și o axă virtuală de rotație care se deplasează în funcție de unghiul de înclinare [22].

Triciclu 1F2S și 2F1S cu trei roți înclinabile

Triciclurile care au posibilitate de înclinare pentru cele trei roți, sunt considerate singurele cu o configurație suficient de stabilă, pentru vehiculele foarte înguste, fie cu o configurație a roților 1F2S sau 2F1S. Acest tip de configurație poate fi inefficient pentru vehiculele late, deoarece mișcarea relativă între roțile laterale devine excesivă pentru unghiuri mari de înclinare.

Ambele tipuri de tricicluri din această categorie au anumite caracteristici de înclinare determinate de distanța dintre roțile laterale [23].

Dacă distanța dintre roțile laterale devine mai mare, scade unghiul maxim de înclinare pentru o deplasare maximă a roților, fapt care generează o limită de înclinare. Dacă această limită de înclinare este sub necesarul pentru curbele coordonate, atunci vehiculul nu este adaptat pentru a fi utilizat cu o înclinare naturală completă și este necesar un anumit tip de control activ generat prin implementarea unui sistem special.

Mecanismul de înclinare

Triciclu poate avea un sistem de înclinare liber precum o motocicletă obișnuită, dar și un sistem asistat, care este responsabil de efectuarea înclinării vehiculului.

Sistemele de înclinare activă funcționează cu actuatori hidraulice sau electromecanice, care sunt operate sub semnalele unei unități de control electronic (UCE). În mod normal, UCE procesează semnalele de la senzori care monitorizează accelerația laterală, înclinarea vehiculului, unghiul de direcție și alți factori relevanți, apoi trimite informațiile către actuatorii de înclinare respective. Un alt avantaj al sistemului de control activ este acela că utilizatorul nu trebuie să echilibreze vehiculul ca în cazul motocicletei. Cu sistemul de control activ, vehiculul este condus la fel ca un vehicul obișnuit, deoarece sistemul se ocupă de restul operațiunilor [17] [24].

Pe de altă parte, sistemul de înclinare neasistat este mult mai simplu, deoarece la fel ca în cazul unei motociclete, utilizatorul determină, prin interacțiunea sa cu vehiculul și cu condițiile terenului, unghiul cel mai potrivit pentru a lua un viraj. Dacă se dorește să se satisfacă pur și simplu o nevoie de transport confortabil dintr-un punct A până în punctul B, este ideal un sistem de înclinare asistată. Pe de altă parte, dacă se dorește satisfacerea unei dorințe de conducere mai sportivă, în care există o interacțiune mai directă cu vehiculul și cu drumul, ar fi mai potrivit un sistem de înclinare neasistat.

În manevrarea unei motociclete sau biciclete în viraj, în cazul unei corectări a unei înclinări mult prea agresive, utilizatorul trebuie să se aplece ușor spre dreapta dacă se dorește un viraj la stânga. Acest fenomen se numește contra-direcție și este folosit în mod natural, obținându-se astfel viteza necesară de viraj chiar și în condiții extreme.

Tony Foale, autorul „Proiectării șasiului motocicletei” explică comportamentul unui vehicul cu toate roțile înclinate în ceea ce privește o motocicletă virtuală situată între cele două roți laterale (a se vedea Fig. 3.7). Într-un viraj echilibrat, forța rezultată rămâne aliniată la roata motocicletei virtuale; dar în curbele luate peste limita de înclinare, forța rezultată este proiectată în afara roții virtuale [25].

Când se calculează limita de basculare a unui triciclu cu o limită de înclinare, trebuie luate în considerare deplasarea centrului de greutate datorită unghiului de înclinare (centrul de greutate al vehiculului se deplasează spre interior, pe măsură ce vehiculul se înclină pe curbă), forța limită de frecare dintre roți și asfalt, relația dintre înălțimea centrului de greutate și limita de înclinare, precum și ampatamentul.

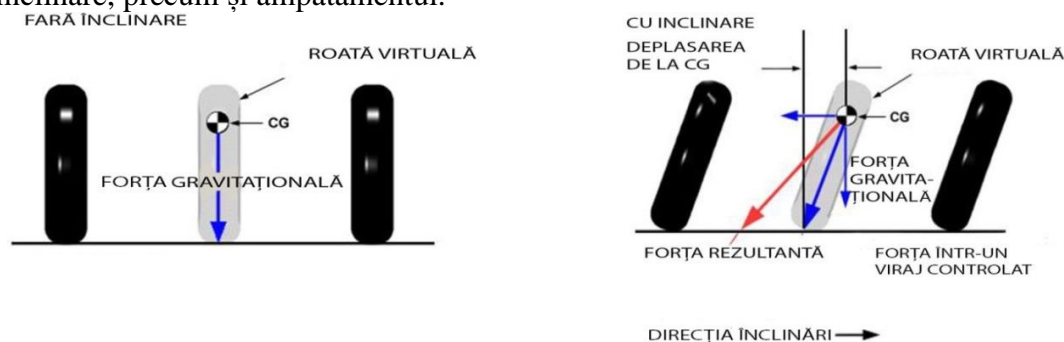


Fig. 3.7 - Metoda roții virtuale [17]

Segmentul cadrului care nu se înclină se va comporta în mod similar cu un triciclu neînclinat convențional, principalii parametri ai acestuia fiind distanța dintre roțile laterale și locația centrului de greutate.

Pe de altă parte, cadrul înclinabil este analizat ca o motocicletă virtuală a cărei roată din spate va face contact cu pământul într-un punct determinat de înălțimea axei de rotație geometrică.

Un aspect important este localizarea axei geometrice de înclinare a spatelui cât mai jos posibil. Cu toate acestea, într-un viraj echilibrat corespunzător, înălțimea centrului de greutate al segmentului de înclinare nu are nici o importanță în ceea ce privește răsturnarea, dar va avea o influență asupra răspunsului înclinării și asupra transferului longitudinal al sarcinii sub frânare și accelerare.

Sistemul de suspensie elastic

În prezent sunt mai multe sisteme de amortizare elastice, concepute și folosite de mai multe firme, având forme și soluții variate în funcție de sarcinile pe care acestea trebuie să le suporte și să le îndeplinească, după caz.

Un astfel de sistem este și Sistemul RoSta, fiind printre primele identificate. Acesta a luat naștere la jumătatea anilor '40, fiind conceput de Rohr, în satul Staufen, de unde și numele sistemului cunoscut astăzi la scară largă. [26]

Acesta a folosit inițial o soluție simplă, cu costuri reduse, pentru a putea asigura sprijinirea axelor remorcilor camioanelor.

Suspensia de tip Neidhart [27] pentru vehicule poate fi modelată matematic cu ajutorul unei ecuații diferențiale ordinare neliniară de ordinul al doilea.

$$J\ddot{\phi} + M_r(\phi, \dot{\phi}) = M(t) \quad 3-2$$

În (2-2), J este momentul de inerție al suspensiei dat de jumătatea masei m care soliciată suspensia, și distanța la care se exercită această acțiune este δ [27].

$$\phi(t_0) = \phi_0, \quad \dot{\phi}(t_0) = \dot{\phi}_0 \quad 3-3$$

Condiția inițială.

$$J = m\delta^2 \quad 3-4$$

$M(t)$ este un moment de excitație aplicată suspensiei, generat de contactul dintre roți și calea de rulare

Comportamentul sistemului este dat de momentul caracteristic de rezistență $M_r(\phi, \phi)$, a cărei formă s-a ales luând în considerare caracteristica de încărcare-descărcare a suspensiei [27].

Neliniaritatea modelului este dată de curba caracteristică a suspensiei, care nu poate fi modelată în mod satisfăcător cu un model liniar. Modelul poate fi utilizat pentru a îmbunătăți calitatea ținutei de drum a vehiculului echipat cu o astfel de suspensie prin specificarea unei game largi de frecvențe de excitație care afectează aderența și implicit direcția vehiculului, sau prin ajustarea parametrilor geometrici ai suspensiei ori a altor elemente legate de vehicul [27].

Tabel 3-1 - Unitate de suspensie din cauciuc tip DR-C [28]

Element Mărime nominală X lungime	Cuplu Md[Nm] unghi $\pm\alpha^0$						Cardanic Mk [Nm] unghi $\pm\beta^0$ 1°	Radial		Axial	
	5°	10°	15°	20°	25°	30°		Deplasare $\pm S_r$ [mm]	Încărcare F_r [N]	Deplasare $\pm S_a$ [mm]	Încărcare F_a [N]
60 X 150	75	170	300	460	700	1010	90		5400		1600
200	95	220	385	610	930	1380	25	1,0	7200	1,0	2200

Sistemul RoSta este folosit în principiu pentru diferite tipuri de remorci de agrement și utilitare,

Elementele RoSta au funcții multiple, având rol de arc de torsiune și de suport cu pivot antivibrație. Având în vedere faptul că are un unghi de funcționare de +/- 30 de grade, cu dimensiuni diferite, acesta poate avea diferite varietăți în construcția unui mecanism [28].

Avantaje și beneficii:

- mai puține componente de montat;
- asamblare mai rapidă și mai puține articole de stocare;
- avantaj de cost;
- nu necesită timp de întreținere;
- productivitate ridicată.

Axele de torsiune oferă un sistem de suspensie care asigură o manevrabilitate mai bună și mai ușoară, ceea ce înseamnă siguranță și exploatare confortabilă.

Diferențele dintre sistemul de arc lamelar și sistemul de torsiune-axă sunt semnificative.

Axele de torsiune rezistă mișcării roților prin forțe de torsiune sau răsucire. În interior, o bară de oțel de tip tub sau carcasă este conectată la un braț de tracțiune. Carcasa osiei este montată direct pe cadrul remorcii, în timp ce roata este montată pe un butuc la capătul brațului de tracțiune. Pe măsură ce roata mișcă brațul în sus și în jos, brațul răsucește bara de oțel. Aceasta rezistă și exercită forță contra efectului mișcării. Tamponurile de cauciuc sunt deseori comprimate și introduse între laturile plate ale barei de oțel și carcasă, acest lucru atenuând în continuare mișcările nedorite.

Brațele de tracțiune sunt brațe pivot utilizate de sistemele de axe de torsiune. Majoritatea brațelor de tracțiune permit reglarea înălțimii pentru a putea reveni la normal, după exercitarea funcției.

Sistemul Flexiride poate fi folosit și ca două unități separate montate lateral ce nu necesită un sistem de cuplaj de conexiune [29].

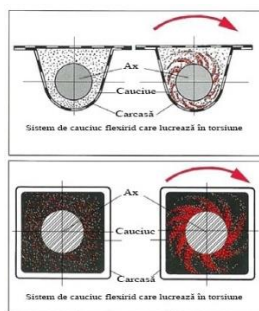


Fig. 3.8 - Sistemul Flexiride cu cauciuc plin

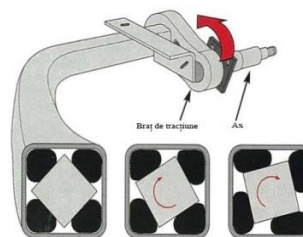


Fig. 3.9- Sistemul Torflex și RoSta cu cilindrii de cauciuc

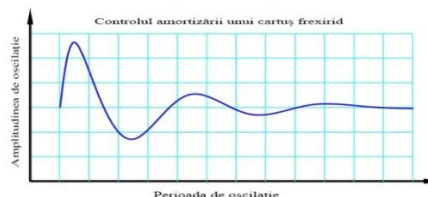
Sistemul Flexiride cu cauciuc plin funcționează mai degrabă prin frecare decât prin compresie, asigurând o conformitate mai unghiulară, un efect de amortizare mai bun și o rulare mai lină [29].

Sistemele Torflex și RoSta folosesc profiluri pătrate ce au înăuntru 4 cilindri de cauciuc care susțin și reacționează la mișcările unui alt profil pătrat [29].

În graficele de mai jos se poate observa diferența de absorbție a șocurilor în funcție de sistemul de suspensie folosit. În cazul suspensiei pe arc perioada de oscilație este mai îndelungată, indiferent dacă doar una din roți trece peste un obstacol. În cazul suspensiei în care se folosește un sistem de ax torsionat, perioada de oscilație este mai lină și mai scurtă, datorită faptului că fiecare roată se mișcă individual [29].



a) Controlul amortizării unui arc de oțel



b) Controlul amortizării unui sistem elastic

Fig. 3.10- Diferența de absorbție a șocurilor în funcție de sistemul de suspensie folosit [29]

Majoritatea sistemelor de torsiune permit producătorului să ajusteze capacitatea de amortizare a acestora, astfel încât acestea să nu fie nici prea rigide, nici prea slabe, procedeu ce folosește torsiunea progresivă, ținând cont de sarcina pe care respectivul vehicul o suportă [29].

Acest sistem poate fi folosit cu ușurință în diferite scopuri, înlocuind suspensia pe arc elicoidal, sistemul de arc lamelar sau hidraulic.

În acest capitol s-a dezvoltat prima etapă a procesului de proiectare, care are drept scop realizarea unui studiu general asupra a ceea ce există deja cu privire la acest tip de vehicule și cererea la nivelul pieței actuale.

3.4. Limitări ale produselor existente pe piață

În acest subcapitol s-au analizat cele mai relevante modele de tricicluri realizate în ultimii ani și s-a întocmit un tabel sintetic cu principalele caracteristici tehnice ale triciclurilor, din care s-au extras datele necesare pentru determinarea caracteristicilor optime ale acestor tipuri de vehicule care se pot observa în Tabel 3-2 și Tabel 3-3.

Tabel 3-2 - Studiu de piață

Caracteristici produs				
	1 Acton M [20]	2 Qugo [22]	3 Yikebike [30]	4 Volta VT3 [31]
Configurația roților	1F2R	1F2R	1F2R	1F2R
Cadru din	Aluminiu	Aluminiu	Aluminiu / Carbon	Oțel

Metodă inovativă de concepție și realizare a unui produs nou

Roți înclinate	0	1	3	0
Greutatea maximă a pasagerului	300 kg	120 kg	100 kg	130 kg
Viteza maximă	19 km/h	25 km/h	23 km/h	20 km/h
Autonomie	24 km	25 km	20 km	60 km
Baterii	Litiu Ion	Litiu Ion	Litiu Ion	Acid plumb
Timp de încărcare	2h (Încărcare rapida)	2-3 h	1.5 h	6-8 h
	4h (Încărcare normala)			
Greutatea proprie	31 kg	34 kg	15.4 kg	59 kg
Dimensiuni (L x l x h) mm	970x520x785 (pliat)	1150 x 580 x 780 (pliat)	660x490x580 (pliat)	1210x800x1230
	1020x655x1210	1150 x 580 x 1350	1040x640x825	
Puterea de acționare	500 W	600 W	200 W	350/800 W
Dimensiune roți	24"	24"	20"	14"
	3"	3"	8"	2,5"
Preț	1000 £	2.575,00 €	4.995- 7.495 USD	4200 Lei

Tabel 3-3 - Studiu de piață

Caracteristici produs			
	5 Canguro [32]	6 Tritown [33]	7 S3trStreeter [34]
Configurația roților	2F1R	2F1R	1F2R
Cadru din	Aluminiu	Aluminiu	Otel
Roți înclinate	3	3	3
Greutatea maximă a pasagerului	-	-	120kg
Viteza maximă	10 km/h	25 km/h	28 km/h
Autonomie		32 km	30 km
Baterii	Litiu Ion	Litiu Ion	Acid plumb
Timp de încărcare		3 h	
Greutatea proprie	64 kg	40 kg	38.8 kg
Dimensiuni (L x l x h) mm	750x550x440	1.140 x 620 x 1.140	1050 x 650 x 1350
Puterea de acționare	-	500 W	400 W
Dimensiune roți	12"	14"	20"
	10"		8"
Preț			

În urma analizei caracteristicilor principale ale celor mai relevante tricicluri electrice de pe piața se pot observa următoarele aspecte [35]:

- Predomină triciclurile în configurația cu o roată față și două roți spate, de regulă inclinabile cu dimensiuni maxime de până la 24 inch, cu o greutate proprie între 15 -64 kg. Acestea au de regulă posibilitatea de pliere și pot atinge viteze de până la 25 Km/h și sunt echipate cu un singur motor în roată, cu o putere de 200-800 W.
- Materialul preponderent pentru realizarea acestora este aliajul de aluminiu cu mici excepții în care sunt utilizate materiale compozite. Predomină utilizarea acumulatorilor de tip Litiu-Ion, datorită greutății reduse.

Capitolul 4. Metode și tehnologii de fabricare pentru structuri metalice utilizate în realizarea noului produs

În urma cercetării mai multor modele de vehicule electrice, precum cele asiatice, europene și cele americane, am identificat câteva puncte comune din punctul de vedere al metodelor și tehnologiilor de fabricare.

Fiecare producător caută să aducă pe piață un vehicul electric pentru transportul individual cu mărimi cât mai reduse, cu o greutate care să fie ușor de manevrat pentru fiecare tip de utilizator, cu un design cât mai minimalist, dar care, în același timp, să fie și atrăgător.

Ținând cont de faptul că orice dotare suplimentară se va reflecta și în costurile finale ale vehiculului, se încearcă optimizarea consumului de materie primă necesară fabricării acestuia.

Materialele de bază ce sunt folosite pentru cadru sunt în general aluminiul sau alte aliaje ușoare, dar rezistente.

Structura metalică a cadrului

Majoritatea producătorilor caută să realizeze un cadru cât mai flexibil, dar în același timp stabil, confecționat din materiale ușoare pentru a facilita transportul întregului vehicul fără a depune mult efort.

Atât marii producători, cât și întreprinzătorii mici, folosesc materiale ușoare pentru realizarea cadrului vehiculelor electrice. Scopul principal este de a reduce greutatea întregului vehicul, dar în același timp și de a optimiza consumul de energie al acumulatorilor. Având o greutate redusă, energia consumată în timpul deplasării nu este irosită doar pentru a propulsa vehiculul.

Deși materialul preferat pentru realizarea cadrului a fost, pentru o bună perioadă de timp, oțelul, mai nou au apărut pe piață și vehicule cu cadre din aluminiu, carbon, titan sau aliaje de magneziu.

Profil din țevă rectangulară

O altă variantă privind arhitectura cadrului constă în realizarea acestuia din profile metalice din țevă rectangulară sau rotundă.

S-a optat pentru utilizarea profilelor de țevă rectangulară datorită sistemului de suspensie adoptat. Acesta presupune o serie de cuplaje a căror secțiune este pătrată, care presupun costuri reduse de fabricație, sistemul de amortizare fiind adaptat la dimensiunea standardizată a acestor semifabricate. Datorită rezistenței mai mici a unui profil rectangular față de un profil rotund, întreg subansamblul cadrului a fost supradimensionat.

Componente tipizate în fabricarea triciclurilor electrice

Anvelope

Alegerea anvelopelor trebuie să țină cont de limita de înclinare a vehiculului astfel încât să se poată compensa forța centrifugală rămasă care trebuie controlată de pneuri asemeni automobilelor convenționale [36]. Dacă acest tip de vehicul urmează să fie dezvoltat pe scară largă, este necesar să se utilizeze un tip de anvelopă care să combine proprietățile anvelopelor convenționale pentru automobile și anvelopele de motocicletă, în vederea asigurării unei stabilități optime atât în mers, cât și în viraje.

Pe de altă parte, profilul și dimensiunile roților ar trebui de asemenea revizuite în funcție de dimensiunile și modelul triciclului propus. Acest lucru se datorează faptului că profilele roților de motocicletă nu sunt proiectate pentru a suporta sarcini laterale la fel de mari ca și roțile auto.

În ceea ce privește durata de viață a anvelopelor, trebuie avut în vedere faptul că înclinația crește ampatamentul și, prin urmare, introduce o uzură laterală a anvelopelor, pe măsură ce vehiculul se înclină în curbe și se îndreaptă la ieșire din viraj [25].

Un alt exemplu de anvelopă fără aer este NEXO.



Fig. 4.1 - Anvelopă fără aer NEXO. [37]



Fig. 4.2 - Vedere explodată a motorului e-bike [38].

Ele se montează ușor și rezistă 7-8000 km. În plus, sunt confecționate integral din același material, ceea ce le face ușor de reciclat.

Motoare

Roțile vehiculelor electrice, de regulă, includ și motorul ce acționează întreg sistemul, în funcție de designul vehiculului.

La triciclerile electrice roata din față are dimensiuni ceva mai mari decât cele două de pe spate și are în interiorul său un motor electric ce poate dezvolta o putere între 250 – 500 W.

Motoarele în butuc sunt primele de genul acesta care au fost omologate pentru început la biciclete. În loc să fie integrat un motor în cadrul bicicletei, completând lanțurile și vitezele pe care utilizatorul le folosește, motoarele butuc sunt cu totul separate.

Acestea au fost adoptate și pe alte vehicule electrice nu numai pe biciclete. Motorul în butuc este poziționat de regulă în centrul roții, conectând astfel anvelopa, janta și spițele de ax. Spițele sunt ușoare și flexibile și pot absorbi o parte din șoc în mers.

Pentru scutere și motocicletă electrice motorul poate genera o putere de până la 5000 W.

În situația de față, roata motoare are un motor ce dezvoltă o putere de 250 W.

Acumulatorii

Cele mai căutate tipuri de baterii sunt acumulatorii cu polimer de litiu-ion sau polimer de litiu datorită faptului că sunt foarte ușori și nu adaugă greutate inutilă vehiculelor.

De cele mai multe ori, acumulatorii sunt încastrați în capsule speciale, atașate de cadrul vehiculelor electrice, pentru a fi cât mai bine izolați de intemperii, dar și pentru a fi protejați în cazul unui accident. Mulți producători aleg să le cumpere de la diverși furnizori specializați, dar se observă o tendință în ultima perioadă în care producătorii de vehicule electrice fabrică și acumulatorii proprii (ex. Gogoro – GoStation).

Dezvoltarea acumulatorilor proprii, cât și a stațiilor de încărcare dedicate acestora, este în același timp o modalitate de a controla modul de colectare și reciclare al acestora [39].

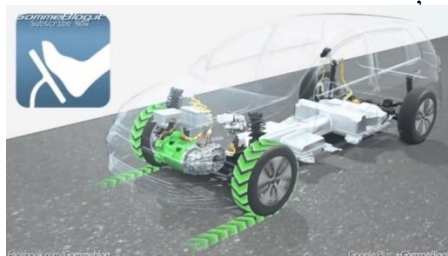


Fig. 4.3 - Sistemele de regenerare a energiei [40]

Sistemele de regenerare a energiei cinetice pierdute la frânare sunt sisteme mecano-electrice care permit recuperarea energiei care se pierde în momentul în care autovehiculul începe să frâneze. Cea mai utilizată formă de recuperare a energiei este reprezentată de

motoarele electrice care sunt folosite pe post de generatoare electrice împreună cu sistemele de baterii.

Bateriile utilizate în cadrul sistemelor de regenerare a energiei trebuie să fie rezistente la încărcări succesive în număr mare, precum și să aibă proprietăți de înmagazinare și încărcare a energiei electrice, mari (se preferă bateriile realizate pe tehnologia Li-ion).

Frânarea regenerativă electrică este un proces în trei etape: etapa de recuperare a energiei cinetice prin generarea energiei electrice, etapa de stocare a ei în acumulatori și etapa de utilizare a energiei prin transformare din nou în energie cinetică. În toate etapele apar pierderi energetice, transformările făcându-se cu un anumit randament [41].

Ergonomie

Pentru o utilizare optimă și eficientă a vehiculelor este esențial ca dimensiunile acestora să respecte o serie de măsuri antropometrice [42].

Free Rider, companie specializată în echipamente de ciclism, a realizat un studiu punând accent pe postura unui biciclist folosind pentru exemplificare și testare diverse modele de ghidoane, manșoane și pedale, corelând totuși cu poziția pe care biciclistul o adoptă greșit indiferent de cât de bine sunt realizate componentele din punct de vedere ergonomic [43].

Astfel se pot identifica ca puncte „cheie” următoarele:

- a) Poziția mâinilor: încheietura, punct de sprijin al palmelor, poziția coatelor;
- b) Poziția picioarelor: centru de greutate al tălpilor, poziția adoptată pentru pedalare;
- c) Poziția spatelui și a bazinului: tensiunea musculară ce predomină într-o anumită zonă, centru de echilibru la diferite tipuri de drum.

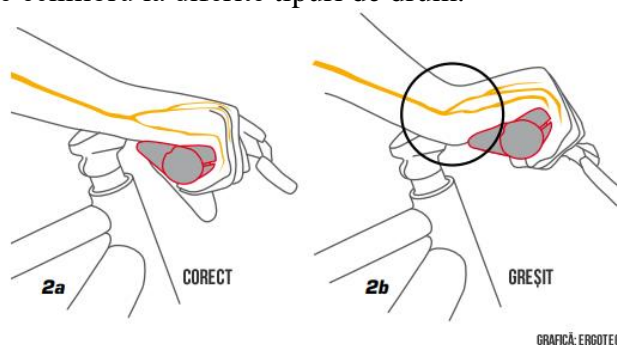


Fig. 4.4 - Poziția mâinilor [43]

- a) Poziția mâinilor:

Ghidonul este foarte important pentru a asigura o postură corectă a utilizatorului fie că vorbim despre bicicleta clasică, fie despre un vehicul electric.

O poziție incorectă, poate genera dureri de umeri, cap sau gât. La fel de importantă este poziționarea manetelor de frână astfel încât să permită frânarea în mod eficient fără a forța încheieturile utilizatorului. În funcție de poziția pe triciclu, manetele de frână trebuie să vină în continuarea brațelor, creând astfel o linie dreaptă și eliberând încheieturile de stres.

Ca regulă de bază, ghidonul ar trebui să fie la fel de lat precum umerii, însă în cazul unui ghidon curbat, poziționarea mâinilor este mai apropiată, așadar se poate alege un ghidon curbat mai lat decât în cazul unuia drept.

Poziționarea mâinii determină poziționarea cotului, iar acesta mai departe are un efect asupra umerilor ce determină unghiul spatelui.

În studiul efectuat de Free Rider au fost identificate următoarele soluții pentru poziționarea ghidonului pe înălțime, pentru biciclete [43]:

Capitolul 5. Prezentarea metodei inovative de concepție și realizare a unui produs nou pentru un studiu de caz de tip vehicul electric

5.1. Metoda de concepție a noului produs

Etapele oricărui proces de proiectare pot fi încadrate într-un tip de plan cartezian, în care o axă corespunde gradului de abstractizare, în timp ce cealaltă axă se referă la gradul de generalitate. Primul pas în proiectare este generarea abstractă a planului general de lucru, care începe de regulă cu etapa de dezvoltare a schițelor constructive ale conceptului, dar într-un mod foarte generalizat. În această etapă se fac primele aproximări concrete a ceea ce s-a găsit în etapa planului abstractizat.

Planificare: în această etapă a procesului de proiectare, se efectuează un studiu al tendințelor, analizei de piață, rezultatelor cercetării, starea brevetului și conservarea mediului, printre altele. Această etapă este încadrată în planul real, bazat pe un studiu de idei generale, care va servi ca punct de plecare pentru proiectarea particulară.

Concepție: Această etapă începe cu clarificarea problemei folosind ca instrument elaborarea unei liste de cerințe care trebuie îndeplinite de dispozitivul care urmează să fie proiectat. Este indicată clasificarea sistemului în mici „sub-sisteme” pentru a continua identificarea celei mai bune soluții pentru fiecare în parte.

Proiectare: Această etapă se bazează pe datele furnizate de procesul de concepție și are scopul de a putea da o formă reală dispozitivului care este proiectat. În această etapă, se lucrează din nou pe planul real, dar având deja un design stabilit, urmând dezvoltarea ulterioară.

Urmând etapele de proiectare menționate mai sus, în lucrare s-au dezvoltat două variante de concept generale, fiecare variantă de concept propunând o serie de iterații de cadre urmărind optimizarea acestora din punct de vedere al formei, greutateii și ergonomiei.

5.2. Prezentarea algoritmului de concepție evolutiv în cinci etape pentru noul produs



Fig. 5.1 – Variante tricicluri

5.2.1. Etapa I

Etapa de proiectare și execuție în această variantă a fost împărțită pe componente care s-au analizat și dezvoltat individual.

În procesul de proiectare s-au urmărit simplitatea produsului, costuri reduse de fabricație și utilizarea eficientă a elementelor standardizate.

Datorită lipsei unui produs similar în cadrul universității pentru a putea fi studiat, experimentele au fost efectuate pe produsul propus și construit de autor, care are capacitatea de a se deplasa pe o linie dreaptă, precum și de a se înclina cât mai stabil în viraje.

Viteza maximă a vehiculului a fost determinată de puterea motorului electric ținând cont și de greutatea utilizatorului.

În timpul virajelor, vectorul rezultat din suma greutății și forța centrifugă trebuie să fie aliniată cu șasiul, astfel încât sarcinile laterale să devină numai sarcini verticale.

Greutatea vehiculului trebuie să fie cât mai mică posibil, pentru a facilita manevrabilitatea, cu un consum cât mai mic de energie. Este de dorit ca greutatea cadrului să fie până în 40 kg.

Stabilitatea acestui triciclu în curbe trebuie să fie mai mare decât stabilitatea unui triciclu rigid cu dimensiuni similare. Acest punct este foarte important atunci când se evaluează calitatea designului, deoarece unul dintre obiectivele acestui proiect este de a dezvolta un vehicul cu trei roți, care are aceeași stabilitate în viraje asemenea unei motociclete, atunci când este înclinat.

Această etapă a procesului de proiectare a început prin realizarea unor schițe la scară. Având în vedere obiectivul propus, s-a realizat modelul 3D pentru a determina proporțiile vehiculului, poziția ocupantului și funcționarea diferitelor mecanisme.

Prima soluție a acestei variante a constat dintr-o roată motoare mai mare pe față și două roți de dimensiuni mai mici pe spate. Analizând domeniul de utilizare pentru care a fost conceput acest triciclu, diferența de dimensiuni între roțile de pe spate și cea motoare, îngreunează deplasarea pe teren accidentat și manevrarea acestuia în forma pliat.

Pentru a doua soluție s-au folosit roți cu aceeași dimensiune, rezolvând astfel problema întâmpinată inițial referitoare la trecerea peste obstacole și manevrarea cu ușurință a acestuia în poziția pliat, fără a-l ridica de la sol la urcarea unei borduri sau trepte.

Principalele componente necesare pentru construcția modelului experimental (brațele furcii, acumulator, motor, roți și altele) au fost reutilizate de la un scuter electric după un designul propriu (Fig. 5.2).

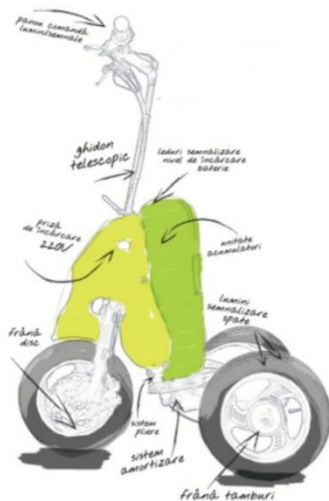


Fig. 5.2 – Concept design [44]

După definitivarea schițelor s-a trecut la modelarea CAD pentru definitivarea proiectului de execuție pentru triciclu în cele 2 ipostaze pliat și normal cu și fără sarcină aplicată.

Pe baza modelării în programul Solid Works s-au stabilit dimensiunile finale ale fiecărei dintre componentele care alcătuiesc triciclu:

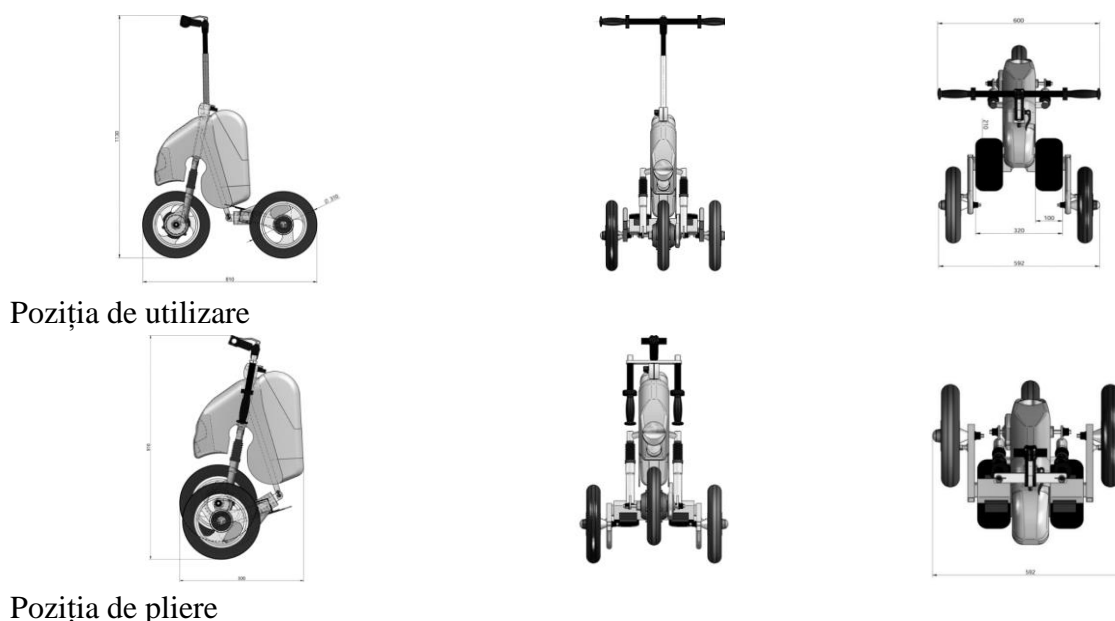


Fig. 5.3 - Modelarea triciclului

Realizarea machetei

Un model la scară (macheta) este, în general, o reprezentare fizică a unui obiect, care menține relații corecte între toate aspectele importante ale modelului, deși valorile proprietăților originale nu trebuie să fie păstrate. Acest lucru îi permite unei machete să demonstreze un comportament sau proprietăți ale obiectului original, fără a examina obiectul original în sine [45].

Machetele sunt folosite în multe domenii, inclusiv inginerie, arhitectură, comandă militară etc. Modelele la scară se bazează pe aceleași principii și trebuie să îndeplinească aceleași cerințe generale ca să fie funcționale. Cerințele de detaliu sunt diferite, în funcție de nevoile modelatorului.

Pentru ca un model la scară să poată reprezenta fidel un prototip, toate cantitățile adimensionale trebuie să fie egale pentru modelul la scară în timpul perioadei de observație și prototipul în sine.

Pentru acest triciclu a fost construită o machetă la scara 1:1 pentru optimizarea proporțiilor și verificarea ergonomică a conceptului în vederea realizării prototipului.

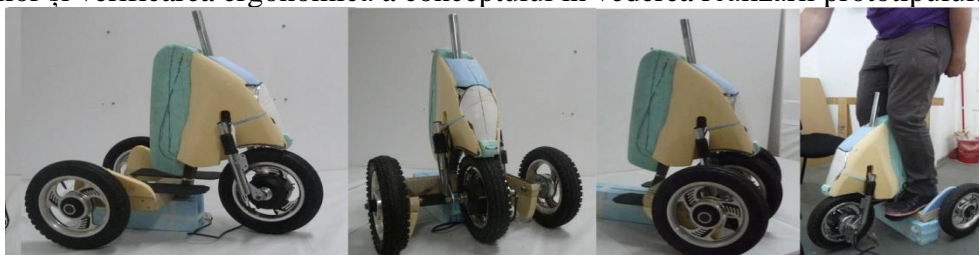


Fig. 5.4 - Forma finală a machetei triciclului

Realizarea sistemului de direcție al prototipului

Majoritatea triciclorilor existente pe piață au un sistem de direcție sub forma unui ghidon ce permite manevrarea roții din față. Toate aceste mecanisme au funcția principală de a face ca centrul de rotație al celor trei roți să coincidă în același punct, așa cum se poate observa în Fig. 5.5.

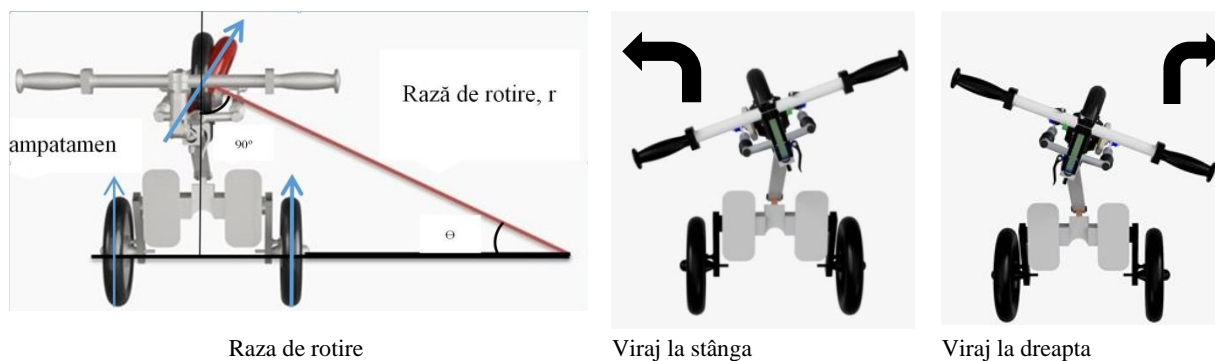


Fig. 5.5 - Sistemul de direcție

Pornind de la faptul că va fi utilizat un sistem de direcție, trebuie să se determine care sunt dimensiunile fiecărei tije care alcătuiesc mecanismul astfel încât centrele de rotație ale celor trei roți să fie aproximativ aceleași.

Realizarea sistemului de amortizare și înclinare al prototipului prin utilizarea sistemului elastic

După cum s-a menționat anterior în lista de cerințe, triciclul va avea un sistem independent de suspensie pe roțile din spate sau față, astfel încât să se poată alege un sistem de înclinare mai puțin complex.

Un alt factor care a fost luat în considerare pentru ca acest mecanism de înclinare să fie pus în aplicare, este forma pe care o vor avea brațele care leagă roțile de șasiu și modul în care acestea vor fi asamblate pe șasiu, pentru a se putea înclina în raport cu acesta.

După cum se arată în Fig. 5.6, forma brațelor sistemului de înclinare este concepută pentru a absorbi forțele frontale (la impact sau frânarea bruscă).

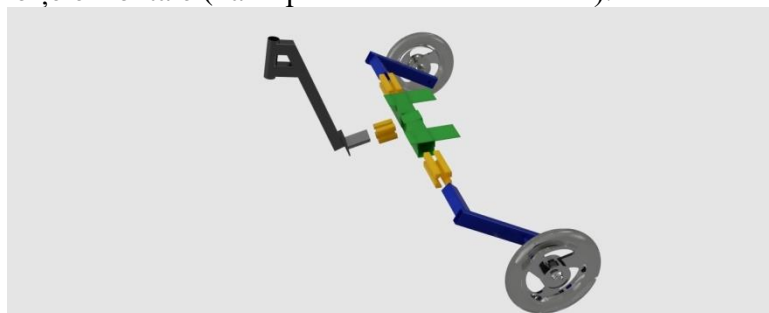


Fig. 5.6 - Sistemul de amortizare și înclinare

În ceea ce privește modul în care brațele vor fi conectate la șasiu, o soluție viabilă ar fi utilizarea unor elastomeri cilindrici care alunecă pe profilele care alcătuiesc șasiul. În Fig. 5.6 se poate vedea cum aceste brațe sunt conectate la șasiu.

Deoarece principala problemă a stabilității vehiculului a fost dificultatea de a se relua poziția sa verticală atunci când a ieșit dintr-un viraj, s-a decis asupra unui sistem elastic, care ar avea capacitatea să mențină vehiculul în poziție verticală.

După cum s-a menționat mai sus, sistemul de înclinare a triciclurilor este un mecanism elastic alcătuit dintr-un pătrat cu dimensiunea de 60 x 60 mm și un pătrat de 40 x 40 mm rotit la un unghi de 45 de grade față de primul pătrat și poziționat concentric. În fiecare colț al pătratului inițial au fost presați patru cilindri de cauciuc.

În Fig. 5.7 se poate observa principiul de funcționare al acestui sistem, care, atunci când un cuplu este aplicat pentru înclinarea triciclului (1), este generată o forță de tracțiune (2) pe partea opusă a înclinării. Această forță a sistemului elastic generează un alt cuplu (3), care încearcă să mențină triciclul în poziția sa verticală și cele două roți din spate mențin

aceeași orientare față de șasiu, adică ele vor fi întotdeauna paralele cu șasiul. Cu acest dispozitiv a fost posibilă obținerea unei stabilități mai bune, deoarece forța necesară pentru a readuce vehiculul în poziția sa verticală este mai mică și poate fi contracarată de greutatea corpului conducătorului auto.

În Fig. 5.7 se poate vedea deformarea acestui sistem atunci când vehiculul este înclinat într-o parte.

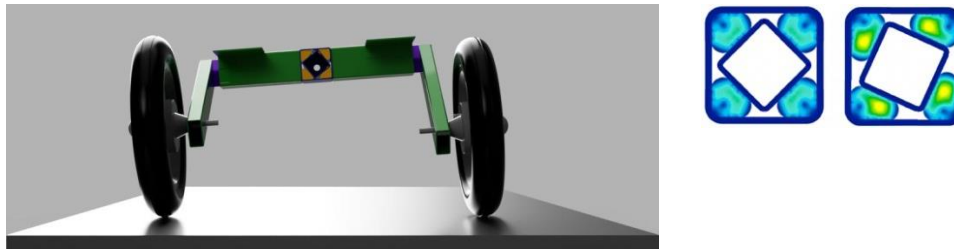


Fig. 5.7 - Deformarea sistemului elastic pe înclinare

Considerații asupra tehnologiei de fabricare a triciclului.

Având în vedere obiectivul lucrării de a reduce masa triciclului, în această etapă de realizare a prototipului s-au avut în vedere materiale și tehnologii de fabricare care să permită implementarea prototipului în producție de serie, așa cum a rezultat în urma studiilor de design, ergonomie și rezistență.

În contextul fabricării în serie mare a triciclului, fiecare componentă a fost proiectată având în vedere tehnologiile uzuale, regăsite într-o întreprindere de profil.

În etapa de asamblare a produsului finit s-a avut în vedere folosirea de tehnologii existente și organe de asamblare uzuale.

În cele ce urmează sunt descrise pe scurt procesele și tehnologiile de fabricație avute în vedere pentru fiecare componentă a triciclului.

Șasiul triciclului

Șasiul este componenta care susține toate celelalte reperi ale triciclului. Pentru fabricarea acestuia s-au parcurs următoarele etape:

1. Alegerea materialului țevă rectangulară obținută prin deformare la rece (oțelul EN 10219);
2. Alegerea tipului de profil de semifabricat al dimensiunilor – bara extrudată, rectangulară și rotundă având dimensiunile secțiunii de 40 x 20 x 2 mm, Ø 40 x 2 mm și cu lungimea de 6000 mm.
3. Se debitează la fierăstrăul cu bandă continuă din bara achiziționată semifabricate lungimile necesare prevăzute în desenele de execuție;
4. Ajustarea în vederea pregătirii pentru sudare.
5. După confecționarea tuturor reperelor urmează etapa de asamblare care se face conform schemei detaliate.
6. Se așează reperatele pe masa de sudură cu ajutorul unor clești de sudură și dispozitive auxiliare conform desenului de execuție al reperului șasiu și se sudează cu arc electric.
7. Montarea prin sudare cu arc electric în mediu protejat (MIG-MAG).
8. Verificarea dimensiunilor și calitatea reperelor șasiu conform specificațiilor desenelor de execuție și se admite dacă este reper bun sau rebut.
9. Vopsirea în câmp electrostatic reperului având în vedere specificația de culoare ral.

La asamblare se va avea în vedere fiecare articulație prevăzută cu lagăre de rostogolire, ungerea cu unsoare specială Metabond în vederea reducerii frecărilor

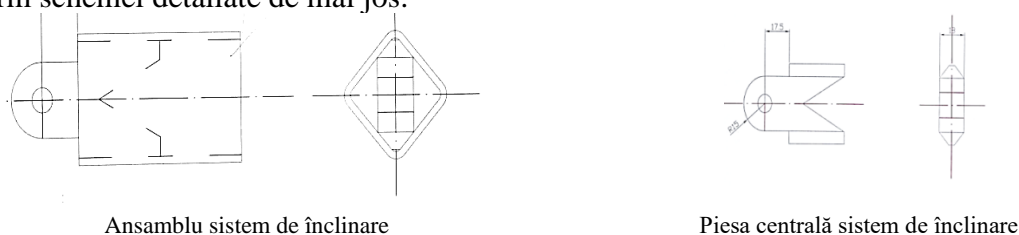


Fig. 5.8 - Șasiul triciclului

Sistemul de pliere al triciclului

Sistemul de pliere este o componentă utilizată la plierea triciclului. În fabricarea acesteia s-au parcurs următoarele etape:

1. Alegerea materialului țeavă rectangulară obținută prin deformare la rece (oțelul EN 10219);
2. Ajustarea în vederea pregătirii pentru sudare.
3. Se așază reperele pe masa de sudură cu ajutorul unor clești de sudură și dispozitive auxiliare conform desenului de execuție al reperului șasiu și se sudează cu arc electric.
4. Montarea prin sudare cu arc electric în mediu protejat (MIG-MAG).
5. Verificarea dimensional și calitativ reperul șasiu conform specificațiilor desenelor de execuție și se admite dacă este reper bun sau rebut.
6. Vopsirea în câmp electronic reperul având în vedere specificația de culoare ral.
7. După confecționarea tuturor reperelor urmează etapa de asamblare care se face conform schemei detaliate de mai jos.



Ansamblu sistem de înclinare

Piesa centrală sistem de înclinare

Fig. 5.9 - Sistemul de pliere al triciclului

Furca și ansamblul ghidon al triciclului

Furca este componenta pe care se montează roata motoare și sistemul de amortizare.

1. Alegerea materialului țeava rectangulară obținută prin deformare la rece a oțelului EN 10219.
2. Alegerea tipurile de semifabricate - țeava rectangulară, rotundă, bara, tabla având dimensiunile secțiunii transversal de 60 x 60 x 2mm ,40 x 40 x 2 mm, 40 x 20 x 2 mm 40 x 2 mm, Ø 27 x 2 cu lungimea de 6 m.
3. Se debitează la fierăstrăul cu bandă continuă din bara achiziționată semifabricate lungimile necesare prevăzute în desenele de execuție
4. Ajustarea în vederea pregătirii pentru sudare,
5. Se așază reperele pe masa de sudură cu ajutorul unor clești de sudură și dispozitive auxiliare conform desenului de execuție și se sudează cu arc electric
6. Filetarea se prelucrează prin strunjire pe un strung universal, la cotele din desenul de execuție, după care se verifică conformitatea calității.
7. După confecționarea tuturor reperelor urmează etapa de asamblare care se face conform schemei de montaj urmată de etapa de finisare, vopsire.



Fig. 5.10 - Furca și ansamblu ghidon

La asamblare se vor avea în vedere articulațiile prevăzute cu lagăre de rostogolire și ungerea cu unsoare specială Metabond în vederea reducerii frecărilor și eficientizării.

Același lucru se va efectua și la nivelul lagărelor roții tot în aceleași scopuri, pentru reducerea frecării.

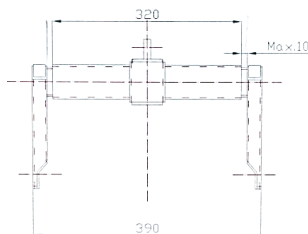
Puntea spate a triciclului

Puntea spate este componenta pe care se montează roata motrică și sistemul de amortizare.

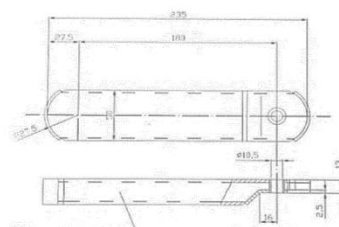
1. Se utilizează țeavă rectangulară obținută prin deformare la rece, oțelul EN 10219.
2. Se utilizează tipurile de semifabricate - țeavă rectangulară, rotundă, bara plină, tabla având dimensiunile secțiunii transversale de 60 x 60 x 2 mm 40 x 40 x 2 mm, 40 x 20 x 2 mm 40 x 2 mm 27 x 2 cu lungimea de 6 m.
3. Se debitează din barele semifabricate având lungimi necesare realizării componentelor, la dimensiunile din desenele de execuție.
4. Se debitează la fierăstrăul cu bandă continuă.
5. Se așază reperele pe masa de sudură cu ajutorul unor clești de sudură și dispozitive auxiliare conform desenului de execuție al reperului șasiu și se sudează cu arc electric.
6. Piesele sunt ajustate în vederea sudării,
7. Bucșa suport al axului roților se prelucrează prin strunjire pe un strung universal, la cotele din desenul de execuție, după care se verifică conformitatea urmată de etapa de finisare, vopsire.
8. Montajul elementelor de amortizare se face după tehnologia firmei Knott.
9. După confecționarea tuturor reperelor urmează etapa de asamblare care se face conform schemei de asamblare.

La asamblare se vor avea în vedere articulațiile prevăzute cu lagăre de rostogolire și ungerea cu unsoare specială Metabond în vederea reducerii frecărilor și eficientizării.

Același lucru se va efectua și la nivelul lagărelor roților pentru reducerea frecărilor.



Ansamblul punții spate vedere de sus



Brațele punții spate stânga și dreapta în oglindă

Fig. 5.11 - Puntea spate a triciclului



Fig. 5.12 - Procesul de realizare

Tabel 5-1 - Specificațiile tehnice ale prototipului I

Caracteristici produs	Varianta I
Configurația roților	1R2S
Roți înclinate	3
Cadru construit din	Otel
Greutatea maximă a pasagerului	150 kg
Viteza maximă	20 km/h
Autonomie	25 km
Baterii	36v 14mA plumb acid
Timp încărcare	10 ore
Greutatea proprie	42 kg
Dimensiuni (L x W x H) mm	500x592x910 (Pliat) 910x600x1130
Puterea de acționare	250 W
Dimensiune roți	12"
Preț	5000 lei

Cercetări privind sistemele de amortizare

În urma cercetărilor prezentate mai sus sistemul de suspensie și amortizare, s-a constatat că majoritatea producătorilor folosesc un profil tubular pentru construcția cadrelor, care are o rezistență egală pe toată suprafața acestuia.

Pentru construcția cadrului triciclului a fost folosit un profil rectangular, care a condiționat aspectul cadrului, necesar pentru realizarea sistemului de amortizare. De asemenea folosirea unui profil rectangular a presupus costuri reduse fiind mai ușor de dezvoltat.

Pentru a compensa fragilitatea dată de forma rectangulară, structura de rezistență a fost supradimensionată.

Sistemele de suspensie care se integrează în structura cauciucului sunt întâlnite în numeroase studii, deoarece acest lucru optimizează controlul șocurilor și vibrațiilor. De exemplu, se poate menționa studiul realizat de Zhao [46] unde pentru îmbunătățirea performanței scaunului unui vehicul a fost creat un nou tip de suspensie compus din arcuri din material compozit pe bază de cauciuc.

Această implementare a dus la o atenuare a vibrațiilor de joasă frecvență generată de terenurile dificile. Pentru vehiculele utilizate pentru transportul feroviar sunt utilizate din ce în ce mai des, ca sistem secundar de suspensie, elemente elastice pneumatice care conțin și cauciuc [47].

În aeronautică, problema instalării complexe poate fi rezolvată prin generarea de noi modele bazate pe modele semantice calitative. (Analiza Sistemului de absorbție a șocurilor cu două camere, bazat pe metodologie hibridă).

Abordarea acestei analize necesită dezvoltarea de noi modele și metode de obținere a informațiilor cu privire la forma obiectului modelat, care captează o importanță mai mare decât structura sa. În cazul vehiculelor autonome, pentru a îmbunătăți confortul și manevrabilitatea obținute prin disiparea energiei induse de teren au fost proiectate alte tipuri de sisteme de suspensie.

Rezultatele relevante din literatura științifică, de exemplu studiile realizate de Nielens [48] sunt axate pe simulări mecanice, precum și pe structuri care au o absorbție mai bună a energiei.

Studiile efectuate indică faptul că ar trebui să fim precauți înainte de a utiliza mai multe suspensii, indiferent de teren, deoarece manipularea devine mai dificilă. De asemenea, deoarece aceste sisteme asigură o eficiență bună a absorbției șocurilor generate de neregulile terenului și, în consecință, obțin un confort mai mare, acestea pot genera, o creștere a efortului pasagerilor, în special pentru bicicliști [49].

Din păcate, studiile arată că sistemele de absorbție a vibrațiilor pasive care utilizează materiale vâscoelastic datorită caracteristicilor lor neliniare cu temperatură, frecvență și stres mecanic conduc la proprietăți dinamice neliniare. Astfel, în proiectarea sistemului fiabil de izolare a vibrațiilor din punctul de vedere al modelului matematic și al designului optim, este necesar să se determine gradul de rigiditate și absorbție a materialului vâscoelastic influențat de formă și structură [50].

A. Teste teoretice și experimentale

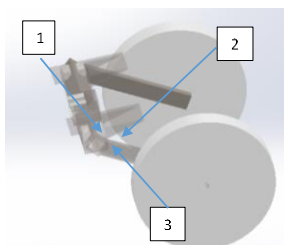


Fig. 5.13 - Model 3D al tricicluului electric individual

a) vedere laterală; b) vedere izometrică; c) structura sistemului: 1 partea exterioară, 2 cauciuc și 3 partea centrală.

În acest capitol sunt analizate trei structuri diferite de amortizare a vibrațiilor și amortizarea mecanică a vibrațiilor destinată utilizării într-un vehicul electric triciclu individual Fig. 5.13. Sistemele sunt utilizate, practic, la nivelul părților de susținere a piciorului, dar pot fi utilizate și în sistemul de direcție.

Cele trei soluții constructive analizate sunt prezentate structural și fizic în Fig. 5.14 cu următoarele elemente caracteristice:

Partea exterioară este o carcasă dreptunghiulară cu o parte centrală solidă hexagonală, vezi (Fig. 5.14 a).

Partea exterioară este o carcasă dreptunghiulară cu o parte centrală rotundă, (Fig. 5.14 b).

Piesa exterioară este o piesă centrală rectangulară, cu carcasă rotundă, (Fig. 5.14 c)

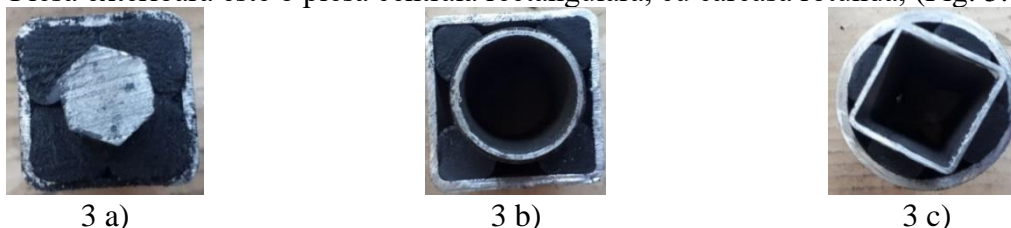


Fig. 5.14 - Soluții constructive diferite:

a) partea exterioară este o carcasă dreptunghiulară cu o parte centrală solidă hexagonală;

b) partea exterioară este o carcasă dreptunghiulară cu partea centrală rotundă;

c) piesa exterioară este o piesă centrală rectangulară a unei cochilii rotunde.

Cele trei variante de amortizare au fost testate pentru încărcare mecanică statică. În prima etapă, a fost aplicată o sarcină mecanică, ceea ce înseamnă aplicarea unui moment de

torsiune pe partea centrală. Astfel, s-a construit un stand de testare (Fig. 5.15), pe care s-a efectuat un set de teste preliminare în care s-a constatat că o încărcătură mecanică de 300 Nm este suficientă. În acest scop, o piesă de fixare a fost construită pentru a permite instalarea fiecărui element exterior al structurilor testate. Pe partea centrală am fixat o pârghie cu o lungime de 1 m, iar la capătul liber am atașat manometrele cu greutăți prestabilite.

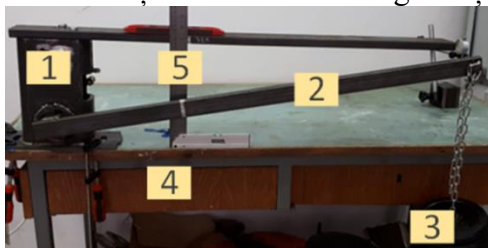


Fig. 5.15 - Testarea experimentală pentru sarcina mecanică statică.

1) dispozitiv de fixare pentru structura care va fi testată; 2) bara cu lungimea de 1m; 3) greutate calibrată; 4) masă; 5) sistem de măsurare a unghiului barei (considerând orizontala ca referință) și înălțimea.

În primul caz, partea exterioară este dreptunghiulară, iar partea centrală este hexagonul solid (Fig. 5.14 a). Datorită structurii compacte, nici elementul exterior și nici elementul central nu se deformează și astfel cauciucul va avea o deformare mare sub sarcina mecanică considerată și are o caracteristică elastică nulă.

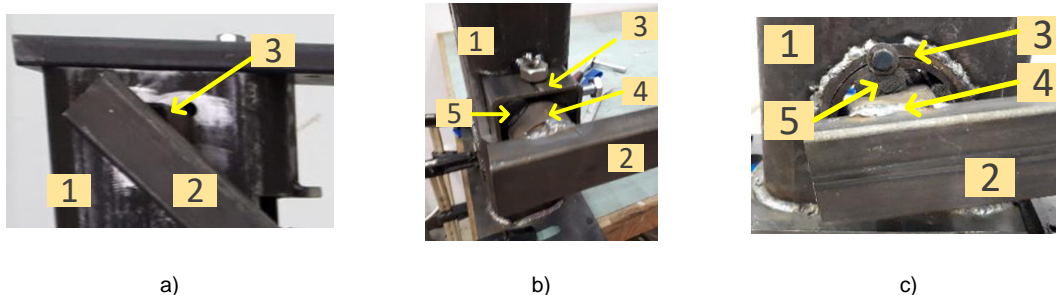


Fig. 5.16 - Testarea experimentală pentru sarcina mecanică statică. Partea de fixare a structurilor de absorbție:

a) partea exterioară este o carcasă dreptunghiulară: 1) partea de fixare a structurilor de absorbție, 2) bara folosită pentru aplicarea momentului pe partea interioară. 3) partea centrală hexagonală solidă (ascunsă); b) partea exterioară este o carcasă dreptunghiulară: 1) partea de fixare a structurilor de absorbție, 2) bara folosită pentru aplicarea momentului pe partea interioară; 3) componenta exterioară a sistemului de amortizare 4) componenta central rotundă, 5) cauciuc; c) (3) partea exterioară este o carcasă rotundă (4) componenta centrală dreptunghiulară 5), între componente sunt presați patru cilindri de cauciuc.

În al doilea caz elementele ansamblului alunecă între componente pe partea cauciucului neobținând astfel rezultatele așteptate (în ceea ce privește deformarea elastică și revenirea la poziția inițială). În acest caz, nu au o deformare, dar ele alunecă, iar structura nu revine în poziția inițială (Fig. 5.17).



Fig. 5.17 - Testarea experimentală pentru sarcina mecanică statică.

Deplasarea permanentă a sistemului

1) fixarea unei părți a structurilor de absorbție; 2) bara folosită pentru aplicarea momentului pe partea interioară; 3) partea exterioară este o carcasă dreptunghiulară; 4) piesa centrală rotundă; 5) cauciuc.

A treia configurație a ansamblului s-a comportat cel mai bine în aceste teste, motiv pentru care s-a făcut o analiză teoretică dinamică numai pentru această structură. Testele

experimentale au fost confirmate de rezultatele simulării elementelor finite. Rezultatele sunt obținute având în vedere geometria structurii, tipul de materialului și tipul de discretizare. După finalizarea programului de analiză a studiului, există posibilitatea de a vizualiza rezultatele. În imagine se poate observa cum se deformează partea centrală respectiv elementul elastic (baghetă de cauciuc).

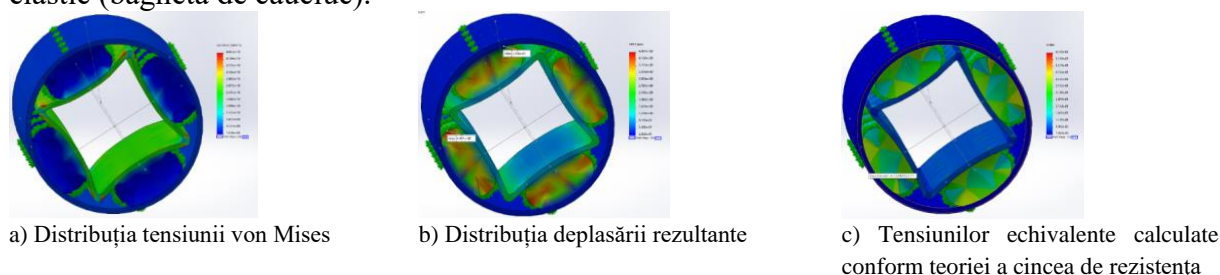


Fig. 5.18 - Rezultatele simulării elementelor finite:

B. Analize dinamice

Datorită structurii mecanice a vehiculului, forma greutății utilizatorului (piesa care poate fi pusă sub partea de susținere a picioarelor, așa cum se poate vedea în Fig. 5.17 și oscilația nivelului de teren, s-au identificat trei tipuri de sarcină mecanică:

- Compresia elementelor din cauciuc;
- Îndoirea părții exterioare
- Îndoirea părții centrale;
- Torsiunea părții centrale.

Primul caz analizat este compresiunea cauzată de sistemul în sine. Sistemul este mult mai lung decât dimensiunile secțiunii cadrului. Încărcarea corpului utilizatorului este uniform distribuită de piesa de susținere a picioarelor (pozițiile 1 și 2 din Fig. 5.19) care are o parte centrală la sistemul de direcție. S-a luat în considerare această sarcină armonică deoarece, deși masa este neschimbată, atunci când terenul este plat, dar are o anumită rugozitate din cauza dinamicii sistemului, sarcina variază datorită deplasării sale verticale.

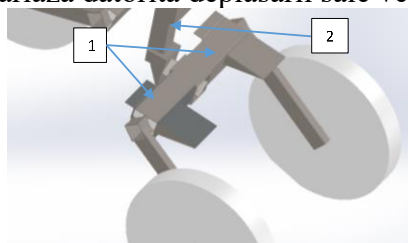


Fig. 5.19 - Poziția sistemului de absorbție 1- poziția picioarelor; 2 - partea suport a corpului.

Deoarece structura nu are niciun lagăr se poate spune că este un sistem cu rigiditate cubică liniară. Putem scrie, în acest caz, din punct de vedere matematic componenta elastică a sistemului, în cazul forței elastice, f_e :

$$f_e = k(x + \mu x)^3 \quad 5-1$$

x - deformarea verticală a sistemului

k - rigiditate

μ - coeficientul de neliniaritate negativă, deoarece s-a observat în teste că sistemul are o pantă descendentă, astfel este reprezentată ca o caracteristică moale a componentei elastice

Considerăm că, atunci când vehiculul este în mișcare, forța datorată greutății pasagerului este armonică cu magnitudinea F_0 și un impuls mic ω datorită frecvenței foarte scăzute a mai multor Hz care va duce la o deplasare armonică. Din moment ce s-au separat tipurile de încărcare mecanică, se poate considera că este un sistem flexibil. Se poate scrie ecuația de mișcare în formă, ținând cont doar de vibrația transversală:

$$m\ddot{x} + \frac{gk}{\omega}\dot{x} + k(x + \mu x^3) = F_0 e^{i\omega t} \quad 5-2$$

În ecuația G este un factor structural de absorbție echivalent. Studiul s-a axat numai pe armonici și liniaritate, iar deplasarea poate fi descrisă în funcție de vectorul mișcării $\tilde{\alpha}$:

$$x = \tilde{\alpha} e^{i\omega t} = (a_R + ia_I) e^{i\omega t} = a e^{i(\omega t + \theta)} \rightarrow x^3 \cong \frac{3}{4} a^2 x \quad 5-3$$

Componenta reală (a_R) și componenta imaginară (a_I) a sistemului este

$$a_R = \left(1 + \frac{3}{4} \frac{\omega}{\omega_n} a^2 - \frac{\omega}{\omega_n} \right) \frac{k}{F_0} a^2 = F \sqrt{a^2 - \left(\frac{gka^2}{F_0} \right)^2} \quad 5-4$$

$$a_I = g \frac{k}{F_0} a^2 \quad 5-5$$

Considerând că amplitudinea deplasării și faza θ unghiul putem descrie vectorul mișcării $\tilde{\alpha}$

$$a = \sqrt{a_R^2 + a_I^2} \quad 5-6$$

$$\text{tg}(\theta) = \frac{g}{\eta^2 - 1 - \frac{3}{4} \mu a^2} = \frac{g}{\pm \sqrt{\frac{F_0^2}{k^2 a^2} - g^2}} \quad 5-7$$

Rescriem ecuațiile în funcție de partea imaginară și cea reală și obținem

$$\left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 = 1 + \frac{3}{4} \mu \frac{F_0}{k} (-a_I) \pm g \sqrt{\frac{F_0}{gk} \frac{1}{(-a_I)} - 1} \quad 5-8$$

$$\left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 = 1 + 3\mu \left(\frac{F_0}{2gk} \right)^2 - \frac{3\mu \left(\frac{F_0}{2gk} \right)^2 a_R^2 + \frac{F_0}{k} a_R}{2 \left(\frac{F_0}{2gk} \right)^2 \left[1 \pm \sqrt{1 - \left(\frac{2gk}{F_0} \right)^2 a_R^2} \right]} \quad 5-9$$

Ecuațiile descriu o familie de curbe deasupra curbei înclinată către frecvențele joase

$$\omega^2 = \omega_n^2 \left(1 + \frac{3}{4} \mu a^2 \right) \quad 5-10$$

Pulsarea sistemului ar trebui să aibă o valoare diferită de pulsația naturală a sistemului $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ și în cazul nostru am obținut din modelul elementului finit valoarea sa de 0.07234.

Putem defini limita de stabilitate:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 = 1 + \frac{3}{4} \mu a^2 \pm \sqrt{\frac{9}{16} \mu^2 a^4 - g^2} \quad 5-11$$

$$\eta \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 = 1 + \frac{g}{2} \left(\text{tg}(\theta) + \frac{3}{\text{tg}(\theta)} \right) \quad 5-12$$

Următorul tip de sarcină este torsiunea pentru întreaga structură. În cazul nostru, ecuațiile de mișcare sunt:

$$\ddot{\beta} + k_{0i} 1 * \beta + k_{1i} * \beta^3 + c\beta' = M(t) \quad 5-13$$

unde = $\begin{cases} 1 \text{ pe incarcare} \\ 2 \text{ pe descarcare} \end{cases}$
cu condițiile originale de:

$$\dot{\beta}(t_0) = 0 \quad 5-14$$

Din punct de vedere experimental, se obțin valorile dintre momentul de torsiune și unghiul de torsiune și, pe baza acestor valori, s-a construit diagrama prezentată Fig. 5.20. Se poate observa în Fig. 5.20 că există un histerezis mic, folosind numai linia de tendință s-a identificat momentul de rezistență care poate fi scris ca:

$$M(t) = 7.345\beta - 15.387$$

5-15

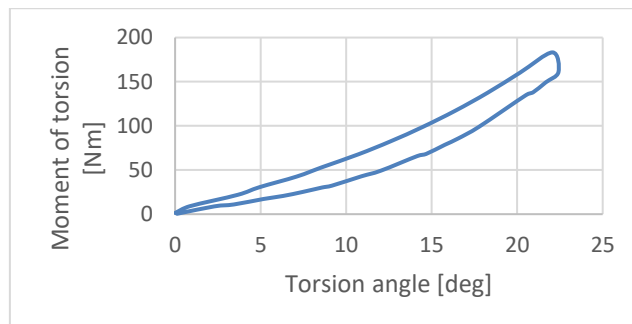


Fig. 5.20 - Diagrama momentului de torsiune vs. unghiul de torsiune

Concluzii:

În acest capitol fost prezentate trei sisteme concepute pentru a absorbi șocul mecanic și pentru a reduce vibrațiile, care pot fi folosite în vehiculele electrice individuale. Testele experimentale cu sarcini mecanice statice au identificat structura mai eficientă și au fost validate prin analiza elementelor finite. De asemenea, pentru această structură s-au analizat diferite moduri de solicitări dinamice simple care vor fi integrate într-un model matematic complex care poate fi utilizat în alte structuri similare.

În etapa următoare îndoirea va fi analizată în cazul simplificat în care o roată nu se mișcă, iar cealaltă se mișcă sub acțiunea forței generate de deformările terenului atunci când vehiculul se află în mișcare, iar pentru al treilea tip de sarcină mecanică, se va lua în considerare efectul părții centrale [51].

5.2.2. Etapa II

Depistarea erorilor etapei 1, redefinirea întregului concept și încercări și îmbunătățiri ale produsului.

Odată ce modelul funcțional a fost finalizat, s-au efectuat teste pentru a observa comportamentul acestuia în vederea optimizării produsului. Au fost observate următoarele probleme:

Modificarea unghiului de înclinare al furcii.

S-a constatat că utilizarea unui sistem de suspensie clasic de tip furcă cu arc pentru puntea față poziționată la o înclinație de 15 grade (unghi standard utilizat la furca unui vehicul cu două roți, electric), în timpul funcționării modifică geometria triciclului peste limită admisă, limitând utilizarea acestuia pentru o anumită greutate. Soluția temporară a fost ajustarea unghiului de la 15 grade la 90 de grade, obținând astfel un unghi de înclinare compatibil cu sistemul de amortizare utilizat pentru puntea spate.

Unghiul disponibil pentru virajele executate în scurt era redus, iar în urma testării propriu-zise s-a constatat nevoia de îmbunătățire a acestuia pentru a oferi un grad mai mare de manevrabilitate și siguranță în timpul utilizării;

Ghidonul necesită o formă mai ergonomică și să fie ușor de pliat (soluția identificată la acest moment este prin rotire).



Fig. 5.21 - Varianta II

Tipul de pliere: la primul prototip plierea se realizează prin scoaterea unui ax și există riscul ca acesta să fie pierdut în timpul procesului făcând astfel imposibilă utilizarea ulterioară a vehiculului.

Lățimea mică a vehiculului prezintă un disconfort sesizabil pe distanțe lungi. O lățime mai mare ar fi necesară pentru o mai bună stabilitate în mers.

Plecând de la primul prototip s-a dorit îmbunătățirea cadrului și a funcțiilor acestuia ținând cont de problemele identificate mai sus.

Tabel 5-2 - Specificațiile tehnice ale prototipului II

Caracteristici produs	Varianta II
	Configurarea roților
Roți înclinate	3
Cadru construit din	Otel
Greutatea maximă a pasagerului	150 kg
Viteza maxima	20 km/h
Autonomie	25 km
Baterii	36v 14mA plumb acid
Timp de încărcare	10 ore
Greutate	42 kg
Dimensiuni (L x W x H) mm	500x660x700 (Pliat)
	880x660x1250
Puterea de acționare	250 W
Dimensiune roți	12"
Preț	5500 lei

5.2.3. Etapa III

Ca urmare a analizei funcționalității cadrului 2, s-a concluzionat că sistemul de amortizare pentru furca din față, care a fost construit folosind brațele furcii scuterului electric, are un grad limitat de elasticitate. Acest aspect arată că nu prezintă caracteristici foarte bune de amortizare la trecerea peste un obstacol și nu oferă un confort sporit utilizatorului, motiv pentru care s-a decis înlocuirea sistemului de amortizare frontal al triciclului electric.

Optimizarea sistemului de amortizare are ca scop creșterea fiabilității triciclului, a gradului de confort, reducerea costurilor de fabricație și scăderea nivelului de complexitate al produsului final. Procesul de optimizare s-a realizat prin crearea unui produs nou, de concepție proprie, realizat din materiale standardizate prin procese de fabricație standard. Pentru validarea variantelor de amortizare frontale studiate ale triciclului s-a folosit analiza cu element finit și studiul cinematic.

Pentru sistemul de amortizare inițial s-a folosit o furcă telescopică cu element de amortizare de tip arc elicoidal [52]. În urma efectuării unor teste s-a ajuns la concluzia că, datorită modului de lucru al sistemului de amortizare al furcii, geometria cadrului triciclului este afectată negativ în timpul funcționării.

Ca o primă soluție s-a încercat modificarea unghiului de înclinare al gâtului cadrului care să permită sistemului de amortizare al furcii să lucreze corect. Această adaptare a dus la rigidizarea prea mare a triciclului în partea frontală, aspect care a influențat în mod negativ dinamica triciclului (Fig. 5.22).



Fig. 5.22 - Varianta II prototip [53]

Ținând cont de aceste aspecte s-a urmărit dezvoltarea unui sistem de amortizare nou care să preia principiul de amortizare al cadrului (punte spate) de tip elastic [54], eliminând problemele de dinamică ale unei furci telescopice clasice.

1. Studiu amortizare furca față

Studiul s-a axat pe optimizarea elementelor structurale ce vor alcătui sistemul nou de amortizare. Pentru sistemul nou de amortizare de tip elastic s-au luat în considerare două tipuri de structuri (geometrii), primul cu două brațe fixe și o roată centrată între brațe și al doilea sistem cu două brațe independente prevăzute fiecare cu câte o roată.

Pentru analiza cu element finit, elementele elastice respectiv arc elicoidal, cauciuc și roți s-au considerat corpuri solide, scopul modelării fiind de a valida structura metalică a sistemului de amortizare.

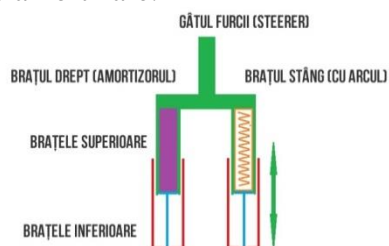


Fig. 5.23 - Furca cu arc elicoidal [55]

Principiul de funcționare al unei furci telescopice: fiecare braț al furcii este compus din două tuburi concentrice care culisează unul pe lângă altul printr-un sistem de bușe. În tubul interior se găsește sistemul de absorbție a șocurilor (arcul) și sistemul de amortizare al oscilațiilor (amortizorul). De obicei arcul este poziționat în brațul stâng, iar sistemul de amortizare în brațul drept al furcii [56].

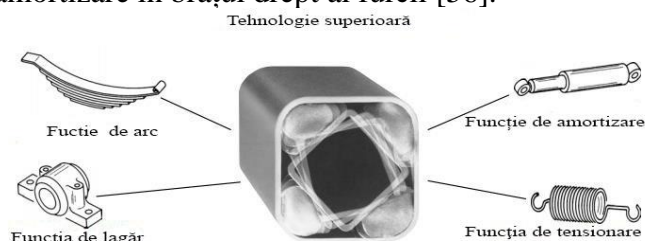


Fig. 5.24 - Furca cu sistem de amortizare elastic

Studiile s-au efectuat în programul de modelare și simulare Solid Works folosind modulul de simulări statice “static stress”.

Pentru efectuarea simulărilor s-au avut în vedere următoarele aspecte:

- Roțile din spate au fost blocate la nivelul suprafeței solului iar roata din față a fost lăsată liberă alunecător pe toată suprafața. S-a încercat și varianta cu toate roțile blocate, rezultatul fiind static nedeterminat. S-a ales varianta blocării roților spate și lăsarea punții față libere, această constrângere având efect negativ asupra comportamentului sistemului de amortizare față.

- Sarcina mecanică a fost distribuită la nivelul ghidonului și la nivelul punctului de sprijin al picioarelor pe cadru cu o valoare de 1100 N.

- S-a urmărit starea de tensiune din cadru și sistemul de amortizare frontal în cele trei situații în vederea identificării zonelor critice în care starea de tensiune depășește valoarea admisă rezistenței materialului din care este realizată structura triciclului.

Pentru variantele de cadre 1, 2 și 3 au fost obținute valoarea maximă și cea inferioară a materialului din care sunt construite elementele.

Metoda de lucru:

Structura triciclului a fost fixată pe planul “x-y” prin roțile spate cu constrângerea de tip “roller/slider”.

Discretizarea structurii s-a făcut prin:

- 264493 elemente în 492461 noduri, un element având 5 mm.
- 31446 elemente în 453710 noduri, un element având 5 mm.
- 309940 elemente în 582256 noduri, un element având 5mm.

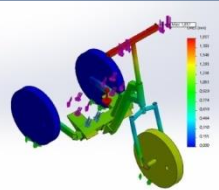
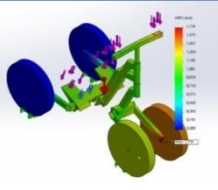
Rezultate

În urma analizelor efectuate se pot observa în

Tabel 5-3 deformațiile maxime ale cadrului, utilizând cele 3 variante de amortizare diferite. În varianta 1, utilizând un sistem de amortizare clasic de tip furcă, în urmă aplicării unei forțe de 1100 N cadrul s-a deformat cu 1,85 mm, zona cu deformație maximă fiind în partea superioară. Prin modificarea sistemului de amortizare frontal, utilizând un sistem de amortizare elastic, deformația cadrului s-a redus la 1,27 mm. În varianta 3 de amortizare s-a dorit mărirea stabilității vehiculului, utilizând două roți pe față fiecare roată fiind prevăzută cu un sistem de amortizare vâscoelastic independent. Rezultatul acestei variante de amortizare se poate observa în

Tabel 5-3 cadrul având o deformație maximă de 1,71 mm.

Tabel 5-3 - Rezultate

Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
		
Deformație maxima de 1,857 mm Nodul: 293374	Deformație maxima de 1,287 mm Nodul: 8256	Deformație maxima de 1,718 mm Nodul: 26035

Utilizarea unui sistem de amortizare vâscoelastic aduce avantaje asupra stabilității vehiculului și oferă o rezistență mai bună cadrului, eliminând o parte din stările de tensiuni apărute în structura furcii clasice.

Studiile au fost realizate în programul de simulare și modelare SolidWorks cu ajutorul modulului de simulare dinamică. Scopul acestor studii este de a determina tipul optim de suspensie frontală pentru această aplicație, luând în considerare și costurile finale.

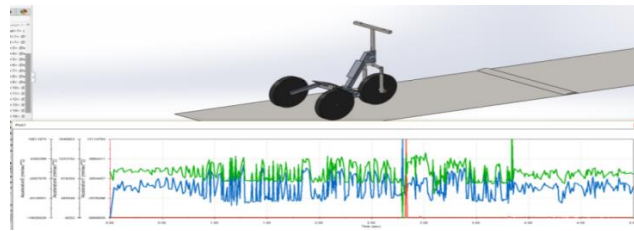
Pentru simulare au fost luate în considerare următoarele aspecte:

Roțile din spate și cele din față au fost lăsate libere alunecând pe întreaga suprafață, după ce suprafața și contactele au fost selectate în model.

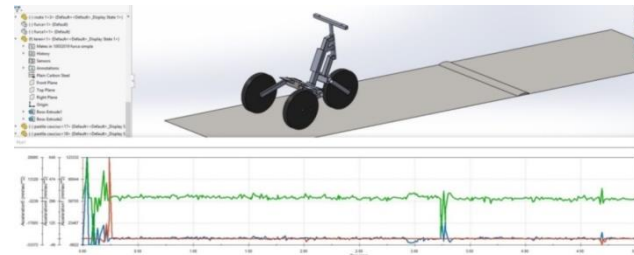
Sarcina mecanică a fost distribuită la nivelul ghidonului și la nivelul punctului de sprijin al picioarelor cadrului cu o valoare de 1100 N la 10 km / h, folosind un motor electric de 250 W pe roata din față, cum se poate observa în tabelul Tabel 5-4.

Toate cele trei iterații au fost supuse unui curs de obstacole scurt de tip limitator de viteză. Obstacolul are 10 cm înălțime în punctul său cel mai înalt, cu suprafețe curbate de intrare și ieșire.

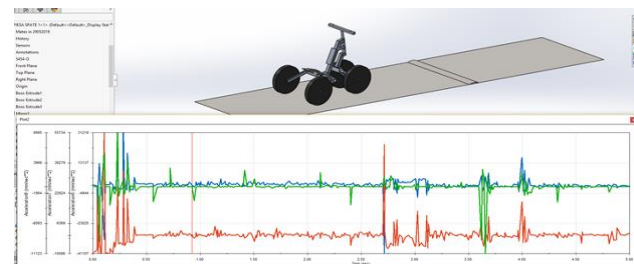
Tabel 5-4 - Studiu dinamic



Varianta 1



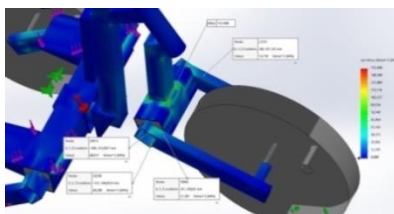
Varianta 2



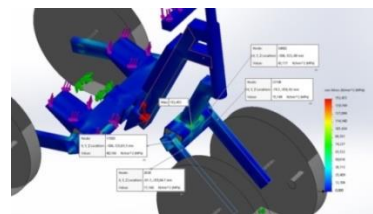
Varianta 3

Fig. 5.25 - Sarcina folosită pentru analiza cinematică luând în considerare greutatea utilizatorului și sistemul de amortizare

După cum se arată în rezultate, tipul optim de suspensie față este a doua iterație folosind un sistem de suspensie elastic cu o singură roată față. Acest sistem de suspensie are calități bune de absorbție și oferă, de asemenea, o revenire lină după impact. A doua iterație va fi utilizată pentru dezvoltarea ulterioară a triciclului.



Von Mises (N/mm) 153,460



Von Mises (N/mm) 152,453

Fig. 5.26 – Zonele în care se dezvoltă tensiunea maximă la nivelul furcii

Din analiză rezultă că toate variantele se pot folosi în producție având în vedere că structura de rezistență este validată ca directivă de dezvoltare.

A fost făcut și un test de trecere peste obstacol, fără a încorpora un sistem de amortizare, pentru a determina valorile maxime ale forțelor care vor fi aplicate în structura de element finit.

Modelare 3d etapa III

Tabel 5-5 - Specificațiile tehnice ale prototipului III

Caracteristici produs	
-----------------------	--

	Varianta III
Triciclu model	1R2S
Roți înclinate	3
Cadru construit din	Oțel
Greutatea maximă a pasagerului	150 kg
Viteza maxima	20 km/h
Autonomie	25 km
Baterii	36v 10mA litiu ion
Timp de încărcare	6 ore
Greutate	32 kg
Dimensiuni (L x W x H) mm	530x660x760 (Pliat) 920x660x1250
Puterea de acționare	250 W
Dimensiune roți	12"
Preț	6500 lei

5.2.4. Etapa IV

Plecând de la analizarea cadrelor prezentate anterior în varianta III, s-a identificat nevoia unui cadru mai ușor. Astfel s-a construit un nou cadru, confecționat din profile de aluminiu.

Pofilele folosite sunt rectangulare, pentru a putea menține costurile de producție scăzute.

Profilul din aluminiu

Aluminiul are o treime din densitatea oțelului, care permite soluții eficiente și ușoare pentru componentele auto, comparativ cu oțelul, astfel încât greutatea vehiculului scade semnificativ. De asemenea, aluminiul absoarbe de două ori mai multă energie față de oțel ceea ce înseamnă că folosirea aluminiului în realizarea unui vehicul îi sporește și siguranța. Testele efectuate până în prezent au demonstrat că vehiculele care au caroserie din aluminiu au rating de siguranță de cinci stele [57], [58].

Din punct de vedere al durabilității, aluminiul este reciclabil în întregime. Din punct de vedere al performanței, vehiculele mai ușoare au o autonomie mai mare și puterea generată de motor nu se disipează pe greutatea dată de mișcarea vehiculului, ci se transformă în energie pentru deplasare.

Șasiul

Șasiul este componentul pe care se așează toate celelalte repere ale triciclului și în fabricarea acestuia am parcurs următoarele etape:

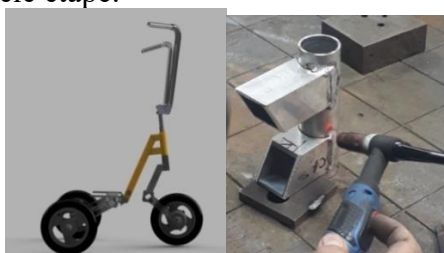


Fig. 5.27 – Șasiu

Furca este componenta pe care se montează roata motrică.



Fig. 5.28 – Asamblarea sistemului de amortizare

Puntea spate

Puntea spate este componenta pe care se montează cele două roți din spate.



Fig. 5.29 – Punte spate

În urma primelor teste, articulația centrală care are rolul de a facilita înclinarea, a cedat, după cum se poate observa și în imaginile de mai jos.

Pentru a rezolva această problemă, soluția aleasă a fost montarea sistemului la un unghi de 45 grade față de poziția inițială, astfel încât pereții aferenți articulației roților să rigidizeze piesa centrală, evitând astfel deformarea acesteia.

O altă variantă de a rigidiza întreaga structură era alegerea unui profil cu o grosime mai mare, însă acest lucru nu a fost posibil din cauza faptului că nu era disponibil în varianta comercială, iar montarea între cele două tipuri de profiluri nu mai era posibilă.

Tabel 5-6 - Specificațiile tehnice ale prototipului IV

Caracteristici produs	Varianța IV
	Configurarea roților
Roți înclinate	3
Cadru construit din	Aluminiu
Greutatea maximă a pasagerului	150 kg
Viteza maximă	30 km/h
Autonomie	25 km
Baterii	36v 10mA litiu ion
Timp de încărcare	2 ore
Greutate	22 kg
Dimensiuni (L x W x H) mm	500x660x760 (Pliat)
	930x600x1250
Puterea de acționare	250 W
Dimensiune roți	12"
Preț	8500 lei

5.2.5. Etapa V

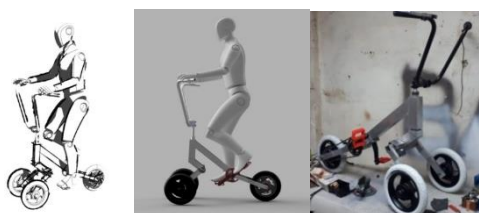


Fig. 5.30 - Schițe etapa V

S-a considerat schimbarea soluției de rezemare pe sol astfel: două roți pe față și o roată în spate.

Această schimbare a presupus un efort de proiectare și de design, dar în urma testelor efectuate pentru un triciclu având poziția conducătorului, folosirea acestei soluții de rezemare este mult mai eficientă.

Adoptarea acestei soluții a permis și montarea unui bloc pedaliar ce asigură o independență mai mare, stabilitate și siguranță crescută pentru utilizator/conducător.

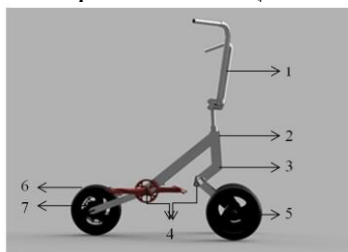
Astfel, vehiculul cu trei roți dezvoltat, conține materiale structurale, pentru a reduce costurile și pentru a fi mai ușor de asamblat, folosind tehnologii standard.

Materialele structurale utilizate pentru testare sunt oțelul AISI 1060 și un aliaj de aluminiu pentru a reduce greutatea vehiculului.

Acest sistem a fost conceput la început pentru zonele urbane, dacă suprafețele sunt plane, unde autonomia tipică a vehiculului electric cu trei roți este suficientă, dar, de asemenea, aplicabilitatea acestui vehicul poate fi extinsă printr-un sistem de suspensie.

Dezvoltarea vehiculului electric cu 2F1S

Pentru dezvoltarea acestui vehicul electric cu trei roți, s-au stabilit următoarele obiective: depozitarea pliabilă și ușoară, existența unui sistem compact de suspensie, adaptabilitatea pentru înclinații diferite de teren.



1. Ghidonul
2. Cadrul
3. Furca
4. Sistemul amortizare
5. Roata condusă
6. Roata
7. Motorul

Sistem de pliere

Dezvoltarea sistemului de pliere a vehiculului electric 2F1S are în vedere doi factori principali: reglarea poziției verticale folosind un profil circular și forma barei de mâner, care poate fi reglată și setată pe o axă verticală (poziție), cu o înclinație de până la 120°. Această poziție poate fi asigurată folosind un dispozitiv de strângere.

Acest sistem de pliere, oferă reducerea înălțimii până la 50%, 870 x 750 x 618 mm, jumătate din înălțimea inițială (1240 mm).

Sistem de amortizare

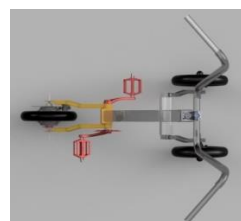
Sistemul de suspensie conține 4 elemente elastomerice fixate între două profil poligonal. Acest tip de suspensie este utilizat în industria auto, datorită greutateii sale scăzute în comparație cu sistemul clasic de arcuri și amortizoare.



Sistem de amortizare



Șasiu



Punte spate

Fig. 5.31 – Componente

Roțile antrenate își pot schimba poziția independent, ceea ce asigură deplasarea pe diferite suprafețe, cu înclinație diferită pentru vehicul.

Tabel 5-7 - Specificațiile tehnice ale prototipului IV

Caracteristici produs	Variantă V
	Configurarea roților
Roți înclinate	3
Cadru construit din	Aluminiu
Greutatea maximă a pasagerului	150 kg
Viteza maximă	30 km/h
Autonomie	25 km
Baterii	36v 10mA litiu ion
Timp de încărcare	2 ore
Greutate	22 kg
Dimensiuni (L x W x H) mm	618x660x760 (Pliat)
	1150x600x1250
Puterea de acționare	250 W
Dimensiune roți	12"
Preț	9000 lei

Capitolul 6. Determinări experimentale pentru validarea algoritmului de concepție inovativ în cinci etape

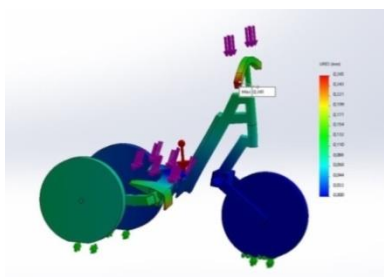
6.1. Analiza comportării cadrului de oțel folosind metoda elementelor finite

S-a efectuat un studiu cu ajutorul metodei elementelor finite folosind programul Solid Works cu o forță având o valoare și 2850 N. Această forță este dublul forței maxime ce poate apărea în sistem corespunzând cazului încărcării maxime a triciclului.

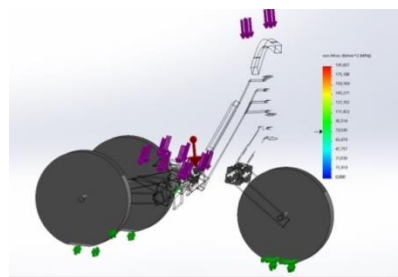
S-au efectuat simulări succesive ale structurii triciclului, cuprinzând toate componentele triciclului.

Scopul simulării a fost validarea, din punct de vedere al rezistenței, formei modelului și a designului conceput, în condițiile solicitării cu valori maxime ale forțelor exterioare reprezentate, în mod real, de utilizator.

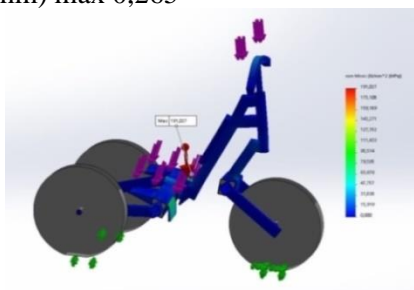
Încărcare 2850 N



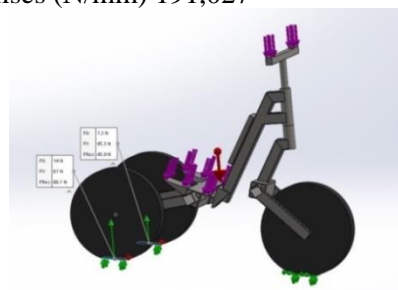
Oțel 295 deformare la 2850 N
Ures (mm) max 0,265



Oțel 295 Iso 2850 N
Von Mises (N/mm) 191,027



Oțel 295 tensiune la 2850 N
Von Mises (N/mm) 191,027



Reacțiune spate la 2850 N

Fig. 6.1 - Analiza cu element finit oțel 295

6.2. Analiza cu element finit a cadrului din aluminiu

Datorită similitudinilor dintre studiile pe cadru, s-a ilustrat și simularea acestuia schimbând numai materialul utilizat (AL 6080), rezultatele simulării fiind evidențiate mai jos. Valorile cu care a fost încărcat cadrul sunt aceleași ca și în studiul cu Oțel 295.

Aluminiu AL 6080 iso forță de 320 N
FORȚA de 2850N

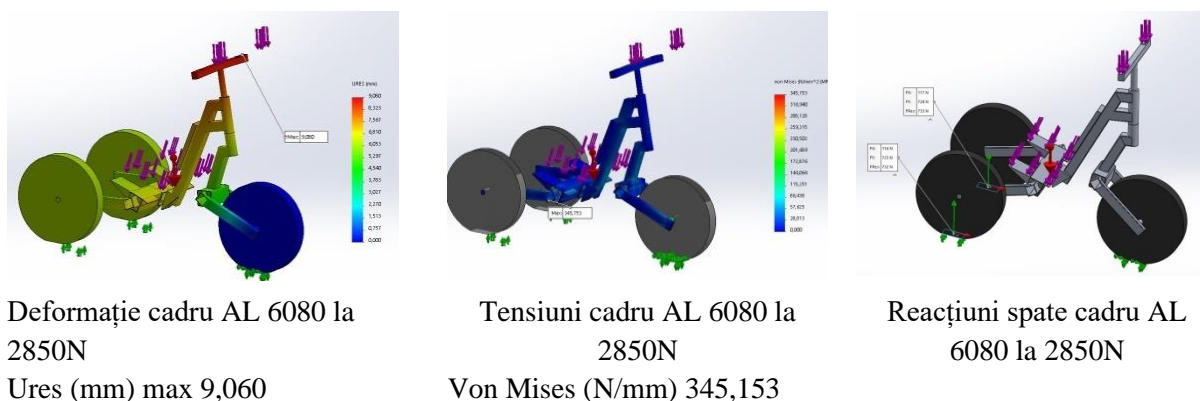


Fig. 6.2 - Analiza cu elemente finite a cadrului din aluminiu AL 6080

Componentele proiectate rezistă solicitărilor și încărcărilor din timpul utilizării triciclului, reprezentând un ansamblu funcțional, robust și eficient.

În proiectarea componentelor, valorile încărcărilor au fost considerate ca având valori maxime. Prin urmare, dimensiunile rezultate sunt sensibil mai mari decât valorile minime necesare funcționării triciclului. Simulările arată o ușoară supradimensionare a dimensiunilor cadrului, valori care vor fi modificate ulterior.

Componentele proiectate necesită o optimizare care să conducă la reducerea costurilor de producție și greutatea triciclului, în condițiile adoptării unui design corespunzător, inovativ.

6.3. Cercetări privind determinarea deplasărilor folosind traductoare tensometrice



Fig. 6.3 - Traductoare tensometrice si adezivul utilizat

Tensometria electrică este metoda de măsurare a deformațiilor și a alungirilor unui corp solicitat, prin intermediul unor traductoare care transformă variațiile deformațiilor mecanice în variații ale unei mărimi electrice.

Tensometria electrică face parte din metodele generale de măsurare pe cale electrică a mărimilor electrice [59] [60].

Principiul de funcționare al traductorului rezistiv.

Traductorul este lipit pe piesa supusă cercetării astfel încât să urmărească fidel deformațiile acesteia. S-a constatat că variația specifică a rezistenței traductorului este, între anumite limite, practic proporțională cu deformația specifică suferită de piesa pe care este aplicat traductorul.

Pentru aplicarea senzorilor în vederea măsurării, se va folosi un adeziv tip superglue Z70, respectând indicațiile producătorului.

Superglue Z70 se folosește pentru întărirea la rece pentru încercări experimentale și pentru senzori fără cerințe de precizie ridicată.

Are un timp de întărire extrem de rapid, de doar un minut la 20 ° C, superglue Z70 fiind utilizat în mod uzual în numeroase sarcini experimentale de testare pentru instalarea

ecartamentului. Acest adeziv cianoacrilat este, de asemenea, utilizat în fabricarea senzorilor, deși, de obicei, numai dacă nu este necesară o precizie ridicată.

Z70 se curăță numai în straturi adezive foarte subțiri. Deoarece umiditatea absorbită de aerul ambiental servește drept catalizator, umiditatea relativă ar trebui să fie de aproximativ 40-70%. Tratarea cu cianoacrilati și, în consecință, Z70 depinde în plus de starea chimică a suprafeței adezive.

Dacă condițiile de aplicare sunt nefavorabile (de exemplu, umiditatea relativ scăzută, suprafețe cu reacție acidă, temperaturi scăzute), se recomandă utilizarea suplimentară a acceleratorului BCY01. O picătură de acest accelerator poate fi aplicată pe suprafața adezivă. După aproximativ un minut, se poate aplica superglue Z70.

Curățarea suprafeței superioare la rece: Se întărește foarte rapid sub presiunea degetului mare (0,5 minute la 30 ° C/1 ° C, 1 minut la 20 ° C, 10 minute la 5 ° C/41 ° F).

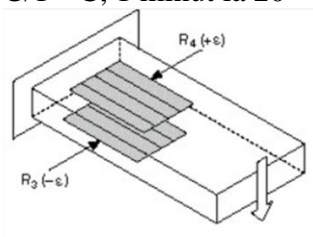


Fig. 6.4 - Poziționarea mărcilor tensometrice [61]

Mărcile tensometrice au fost montate pe brațele punți spate și pe brațele furci la o distanță de 60 de mm față de capătul brațului și poziționate paralel pe partea superioară și inferioară a profilului.

Pentru fiecare punct de măsurare au fost folosite două mărci tensometrice conectate în semi punte. Pentru măsurătorile desfășurate în laborator a fost folosit un sistem de achiziții de date bazat pe plăcile USB NI6281 cDAQ-9171 împreună cu condiționatoarele de semnal SCM 5b38 și modulul NI 9215 de la firma DataForth. Pentru măsurătorile desfășurate în exterior a fost folosită placa de achiziție WiFi NI 9191 și modulul NI 9215.

Dispozitivele de măsurare:



Fig. 6.5 - Dispozitivele de măsurare

6.4. Măsurarea rigidității brațului din oțel

Pentru măsurarea rigidității brațului supus la o torsiune a fost montat pe un sistem rigid ce se poate deplasa pe verticală. Prin fixarea capătului brațului de un reper fix și deplasarea pe verticală s-a obținut forța de încărcare a sistemului Fig. 6.7.

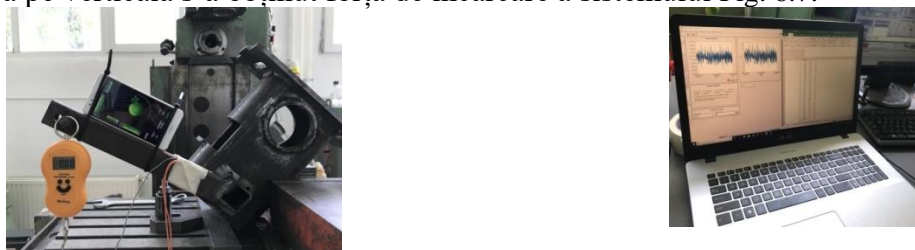


Fig. 6.6 - Măsurarea rigidității brațului din oțel fără articulație

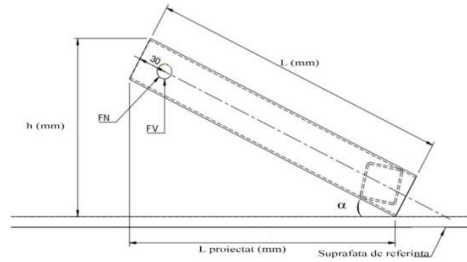


Fig. 6.7 – Schema de măsurare a rigidității brațului

Masa contragreutăților a fost determinată cu ajutorul unui cântar de precizie, iar forța aplicată structurii a fost obținută prin calcul. Fig. 6.7 relațiilor :

$$\sin \alpha = \frac{h}{L} \rightarrow \alpha = \arcsin \frac{h}{L} \quad 6-1$$

$$h = L \cdot \sin \alpha \quad 6-2$$

$$F_v \cos \alpha = \frac{F_N}{F_v} \quad 6-3$$

$$F_N = F_v \cdot \cos \alpha \quad 6-4$$

$$M = F_N \cdot L \quad 6-5$$

Mărimile calculate, în funcție de deplasarea pe verticală a brațului supus solicitări cu forța au fost, unghiul de înclinare și tensiunile de încovoiere.

Tensiunile la care este supus brațul punții din oțel au fost calculate cu relația 6-6. Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.8. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2=0,995$.

$$T=6,133 \cdot 10^{-3} + 0,023 \cdot F - 0,325 \cdot dh + 4,86 \cdot 10^{-5} \cdot F^2 - 6,509 \cdot 10^{-3} \cdot F \cdot dh + 0,205 \cdot dh^2 \quad 6-6$$

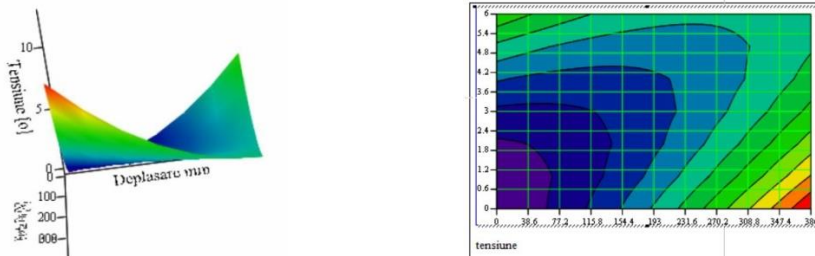


Fig. 6.8- Reprezentarea grafică a unghiului de înclinare a forței aplicate și deplasarea

Înclinarea la care este supus brațul punții din oțel a fost calculată cu relația 6-7. Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.9. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2= 1$.

$$\alpha=28,001 - 2,212 \cdot 10^{-3} \cdot F + 0,059 \cdot dh - 9,713 \cdot 10^{-6} \cdot F^2 + 1,508 \cdot 10^{-3} \cdot F \cdot dh - 0,057 \cdot dh^2 \quad 6-7$$

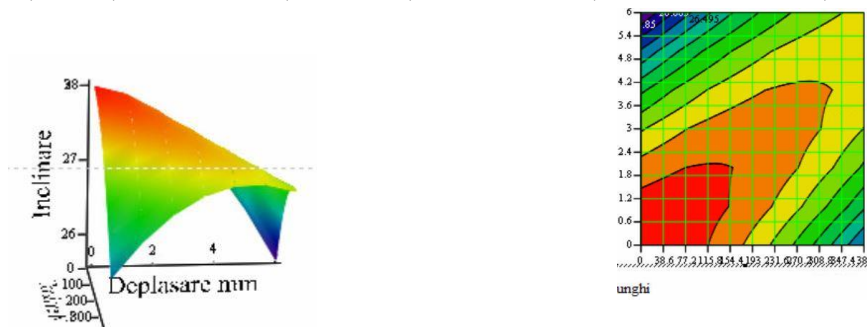


Fig. 6.9 - Reprezentarea grafică a tensiunii de înclinare aplicate și deplasarea
 Graficele obținute în figura Fig. 6.8 și Fig. 6.9 sunt obținute cu programul MathCad.

6.5. Măsurători cu traductoare tensometrice pe brațul punții spate din oțel, cu sistem elastic de amortizare

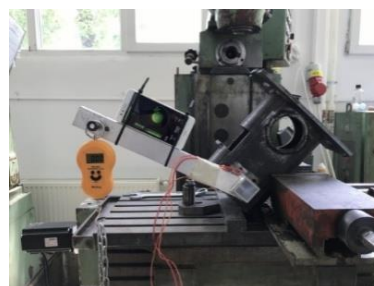


Fig. 6.10 - Măsurători folosind traductoare tensometrice pentru brațele punții spate din aluminiu fără sistem elastic de amortizare

Mărimile calculate, în funcție de deplasarea pe verticală a brațului supus solicitării cu forța au fost, unghiul de înclinare și tensiunile de încovoire. Tensiunile la care este supus brațul punții din aluminiu a fost calculată cu relația 6-8. Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.11. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2=0,999$.

$$T = -0,043 + 0,025 \cdot F + 0,407 \cdot dh - 1,4881 \cdot 10^{-4} \cdot F^2 + 0,016 \cdot F \cdot dh + 0,295 \cdot dh^2 \quad 6-8$$



Fig. 6.11- Reprezentarea grafică a unghiului de înclinare a funcției forței aplicate și deplasarea

Tensiunile la care este supus brațul punții din aluminiu au fost calculate cu relația 6-9. Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.12. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2=0,989$.

$$\alpha = 26,301 - 7916 \cdot 10^{-4} \cdot F - 0,012 \cdot dh + 2,198 \cdot 10^{-6} \cdot F^2 + 1746 \cdot 10^{-4} \cdot F \cdot dh - 0,022 \cdot dh^2 \quad 6-9$$

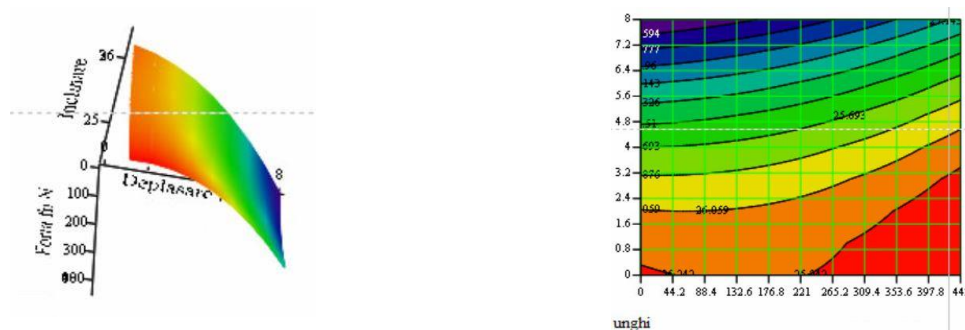


Fig. 6.12 - Reprezentarea grafică a tensiunii de înclinare a funcției tensiunii aplicate și deplasarea
 Graficele obținute în Fig. 6.11 și Fig. 6.12 sunt obținute cu programul Math-Cad

6.6. Măsurători cu traductoare tensometrice pe brațul punții spate din oțel, cu sistem elastic de amortizare

Din graficele prezentate se poate observa faptul că tensiunea maximă atinsă este de 5,5 MPa rezultată prin aplicarea unei forțe de 385,74 N pe brațul din oțel fără amortizare fixat la

un capăt. Prin adăugarea unei articulații elastice sub aceleași condiții rezultă ca tensiunea maximă atinsă măsurată este de 5,2 MPa rezultată prin aplicarea unei forțe de 425,55 N.



Puntea spate montată pe bancul de lucru;

S-a aplicat o forță de 425,555 N și
fost generat un unghi de 26,8 grade

Fig. 6.13 - Măsurători folosind traductoare tensometrice pentru brațele punții spate cu sistem elastic de amortizare

Având în vedere faptul că brațul din oțel cu sistem de amortizare suportă o încărcare mai mare față de un braț fără sistem de amortizare putem afirma ca în cazul utilizării sistemului de amortizare propus structura metalică poate fi redimensionată.

Mărimile calculate, în funcție de deplasarea pe verticală a brațului supus solicitării cu forța au fost, unghiul de înclinare și tensiunile de încovoiere. Tensiunile la care este supus brațul punții din oțel cu sistem de articulație elastică au fost calculate cu relația 6-10. Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.15. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2=0,998$.

$$T = 28,78 + 0,114 \cdot F + 1,759 \cdot 2,128 \cdot 10^{-3} \cdot F^2 + 0,05 \cdot F \cdot dh - 0,295 \cdot dh^2 \quad 6-10$$

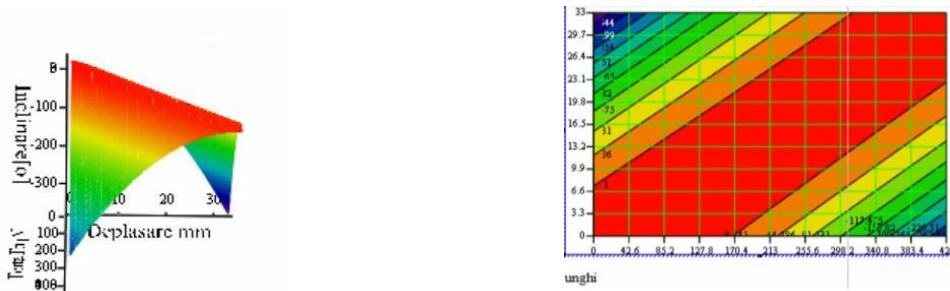


Fig. 6.14 - Reprezentarea grafică a unghiului de înclinare a funcție forței aplicata si deplasarea

Tensiunile la care este supus brațul punții din aluminiu au fost calculate cu relația 6-11 . Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.15. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2=0,999$.

$$\alpha = 0,214 + 0,028 \cdot F + 7,922 \cdot 10^{-3} \cdot dh - 8,7226 \cdot 10^{-5} \cdot F^2 + 1,036 \cdot 10^{-3} \cdot F \cdot dh - 2,925 \cdot 10^{-3} \cdot dh^2 \quad 6-11$$



Fig. 6.15 - Reprezentarea grafică a tensiuni de înclinare a funcție tensiunii aplicata și deplasarea
Graficele obținute în Fig. 6.14si Fig. 6.15 sunt obținute cu programul MathCad.

6.7. Măsurători cu traductoare tensometrice pe brațul punții spate din aluminiu, cu sistem elastic de amortizare

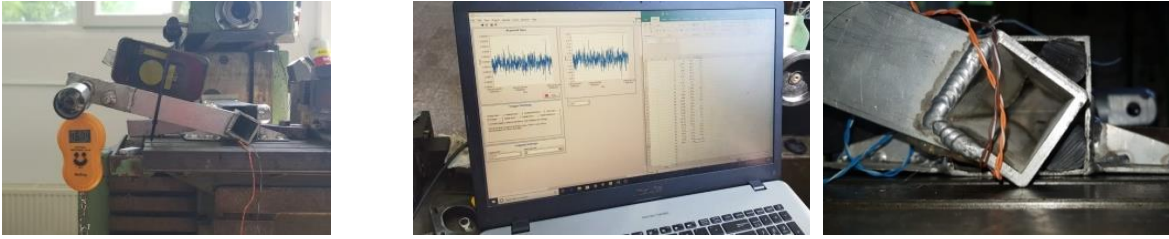


Fig. 6.16 - Braț cu articulație de aluminiu cu sistem elastic de amortizare

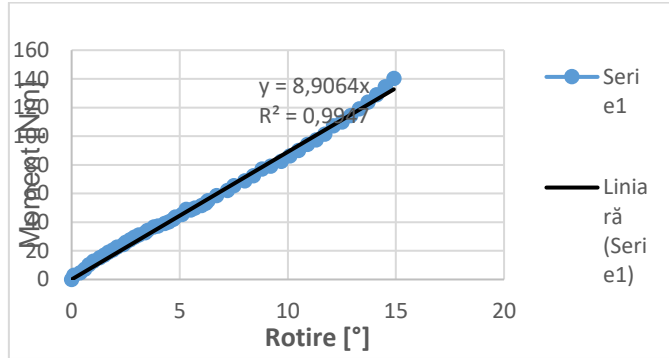


Fig. 6.17 - Rigiditatea brațului de aluminiu cu articulație pe încărcare

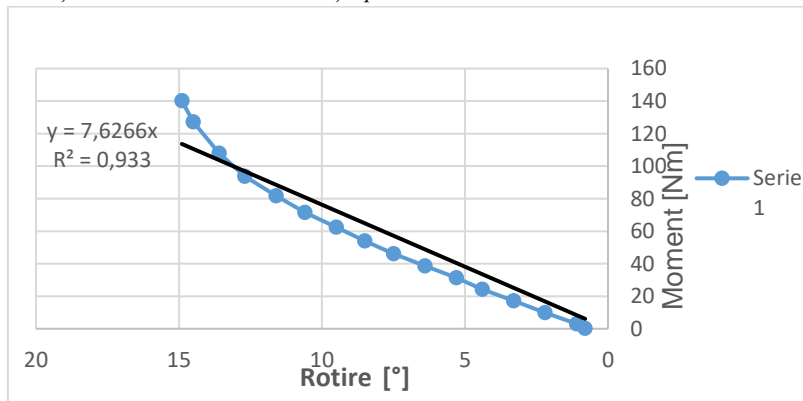


Fig. 6.18 - Rigiditatea brațului de aluminiu cu articulație pe descărcare

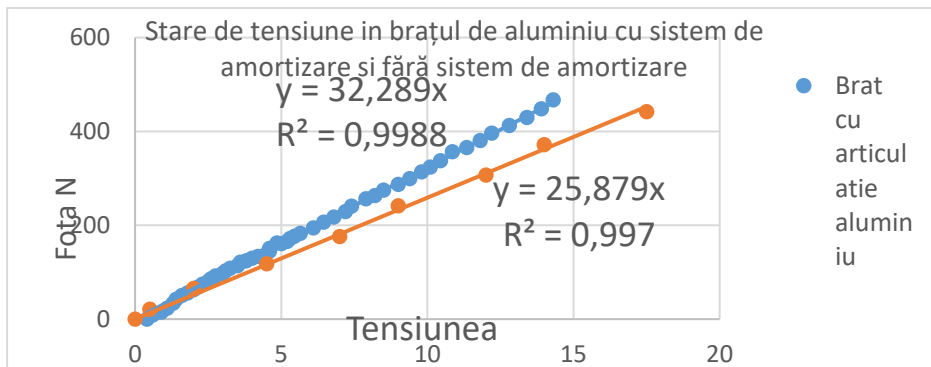


Fig. 6.19 - Tensiunile in brațul cu articulație și brațul fără articulație

În Fig. 6.19 se poate observa tensiunea maximă atinsă de 17,5 MPa rezultată prin aplicarea unei forțe de 442,452 N pe brațul din aluminiu fără articulație fixat la un capăt. Prin adăugarea unei articulații elastice sub aceleași condiții rezultă ca tensiunea maximă atinsă măsurată este de 14,3 MPa. Rezultată prin aplicarea unei forțe de 467,27 N.

Având în vedere că brațul din aluminiu cu sistem de amortizare suportă o încărcare mai mare față de un braț fără sistem de amortizare putem afirma că în cazul utilizării sistemului de amortizare propus structura metalică poate fi redimensionată în direcția reducerii dimensionale reducând dimensiunile reducând greutatea întregului costul cu materialele și în același timp mărim autonomia triciclului.

Mărimile calculate au fost unghiul de înclinare și tensiunile de încovoiere. Înclinarea la care este supus brațul punții din aluminiu cu sistem de articulația elastică au fost calculate cu relația 5-12. Ecuația obținută este valabilă pentru intervalul de deplasare cuprinsă între valorile 0 și 72 de mm. Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.20. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2=0,966$.

$$T = 28,78 + 0,114 \cdot F + 1,759 \cdot 2,128 \cdot 10^{-3} \cdot F^2 + 0,05 \cdot F \cdot dh - 0,295 \cdot dh^2 \quad 6-12$$

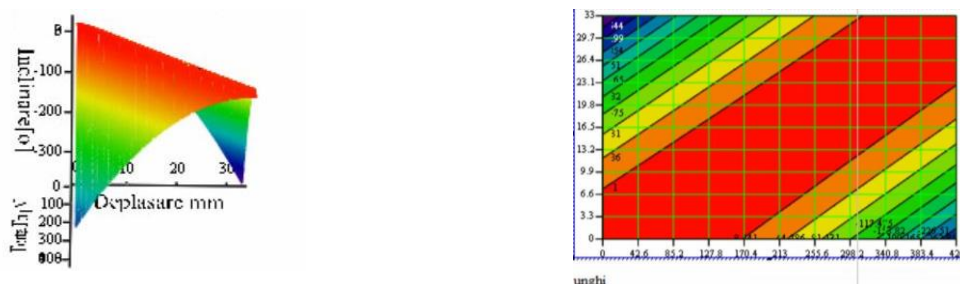


Fig. 6.20 - Reprezentarea grafică a unghiului de înclinare a funcție forței aplicata si deplasarea

Tensiunea la care este supus brațul punții din aluminiu cu sistem de articulația elastică au fost calculă cu relația 6-13. Ecuația obținută este valabilă pentru intervalul de deplasare cuprinsă între valorile 0 și 72 de mm. Reprezentarea grafică a acestei funcții este în Fig. 6.21. Pătratul coeficientului de corelație este de $R^2=0,999$.

$$\alpha = 0,214 + 0,028 \cdot F + 7,922 \cdot 10^{-3} \cdot dh - 8,7226 \cdot 10^{-5} \cdot F^2 + 1,036 \cdot 10^{-3} \cdot F \cdot dh - 2,925 \cdot 10^{-3} \cdot dh^2 \quad 6-13$$

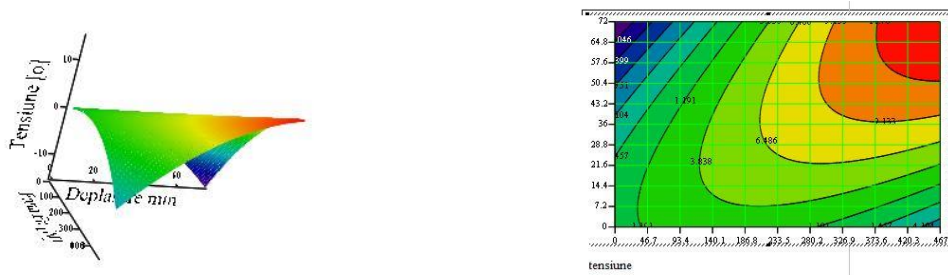


Fig. 6.21- Reprezentarea grafica a tensiuni de înclinare a funcție tensiunii aplicata și deplasarea

Graficele obținute în Fig. 6.20 si Fig. 6.21 sunt obținute cu programul MathCad

Concluzie

În urma testelor experimentale realizate de către 10 utilizatori cu greutăți diferite aceștia au menționat ca principal avantaj al structurii cu amortizare elastică realizată prin cauciuc, în comparație cu sistemele elastice cu amortizare cu arcuri sau cu piston hidraulic că resimt mai puțin presiunea care se transmite prin structura triciclului către coloana vertebrală.

În varianta cadrului cu sistem de suspensie se poate observa în Fig. 6.19 un grad mai mare de rezistență la o tensiune mai mică rezultând că șocurile sunt preluate de sistemul de amortizare. Forța de 490 Nm analizată corespunde unui utilizator cu o greutate medie înjumătățită.

Grosimea profilului ales a generat tensiuni foarte mici rezultând faptul că respectivul profil este supradimensionat și poate fi supus la o sarcină mai mare sau poate fi redimensionat pentru a reduce greutatea totală, implicit prețul de fabricație.

Analizând graficul, forța (generată de masa cu care a fost solicitat) împreună cu starea de tensiuni măsurate pe tot palierul de variație, se constată că tensiunea în cadrul cu amortizare este mai redusă decât tensiunea în cadrul fără amortizare.

Ca urmare a acestor rezultate se poate concluziona că în cazul brațului prevăzut cu amortizare putem reduce dimensiunile secțiunii transversale ale acestuia (fie lungimea, fie lățimea, fie grosimea) ceea ce conduce la o reducere a greutateii brațului rezultând într-un impact pozitiv următoarele:

- reducerea costului de fabricație;
- reducerea amprentei de CO_2 a produsului nou fabricat cât și în etapa de reciclare;
- reducerea greutateii;
- creșterea autonomiei oferind posibilitatea utilizării unui acumulator mai mic.

6.8. Cercetări privind distribuția greutății pe roțile triciclului

Pentru a determina valorile de încărcare ale triciclului sub greutatea utilizatorului în funcționare s-au realizat scenarii de utilizare, din care un scenariu cu cadrul fără încărcare luat drept referință și trei scenarii cu cadrul sub greutatea utilizatorului, pe frânare, pe viraj stânga și viraj dreapta. Pentru realizarea măsurătorilor s-au utilizat trei cântare identice calibrate, poziționate sub fiecare roată a triciclului.

Din distribuția greutății proprii a cadrului împreună cu componentele adiacente cu o valoare de 32 Kg în total a rezultat că pe puntea față sunt distribuite 17 Kg iar pe puntea spate au fost 7,5 Kg pe fiecare braț.

În scenariul de utilizare, în care este luată în considerare o greutate medie a utilizatorului de 106 Kg și greutatea triciclului de 32 Kg, distribuția greutății totale în repaus a fost după cum urmează: puntea față 54,6 Kg și puntea spate 41,7 Kg pe fiecare braț.

În scenariul de frânare distribuția greutății totale a fost: punte față 72,8 Kg și puntea spate 32,6 Kg pe fiecare braț.

În scenariul de utilizare în care triciclul se află pe viraj distribuția greutății a fost următoarea: puntea față 48 Kg iar pe puntea spate pe brațul din interiorul virajului 71,2 Kg iar pe brațul din exteriorul virajului 18,8 Kg.

Rezultatele au contribuit la optimizarea cadrului triciclului privind analiza cu element finit oferind parametrii necesari pentru încărcarea mecanică a triciclului și constrângerea acestuia în cadrul testelor statice.

6.9. Măsurători cu traductoare rezistive în condiții de urcare și coborâre a utilizatorului

Etapile realizării experimentului

Pentru realizarea experimentului s-au folosit un cadru articulat pe care a fost montate traductoare rezistive pe brațele furcii și pe brațele punții spate conectate ulterior la dispozitivul de măsurare folosită, placa de achiziție WiFi NI 9191 și modulul NI 9215.

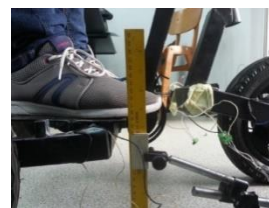
Pe cadrul triciclului articulat au fost făcute teste de urcare a utilizatorului cu greutăți diferite pentru a observa tensiunile cele mai mari.



Înălțimea punții spate cu încărcare de 44 kg este 204 mm



Înălțimea punții spate cu încărcare de 77 kg este 190 mm



Înălțimea punții spate cu încărcare de 104 kg este 188 mm

Fig. 6.22 - Măsurători dinamice cu urcare și coborâre utilizatorului

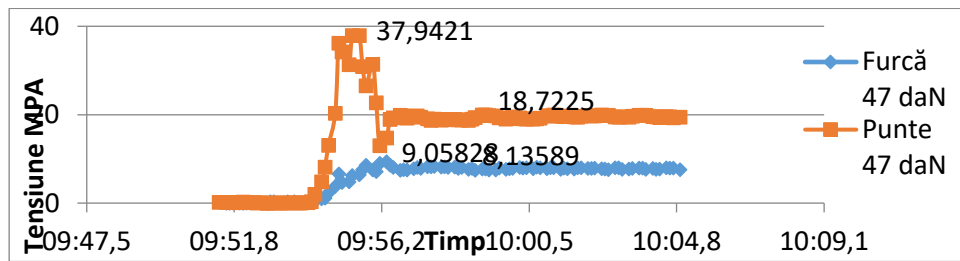


Fig. 6.23 - încărcări cadrului cu valoarea de 47 daN

În momentul încărcării cadrului cu valoarea de 47 daN tensiunea maximă pe brațul punții spate a fost de 37,9 MPa în timp ce pe puntea față a fost de 9,05 MPa după care valorile s-au stabilizat la 18,72 MPa respectiv 8,13 MPa. Tensiunea maximă s-a atins pe o perioadă de 2 milisecunde.

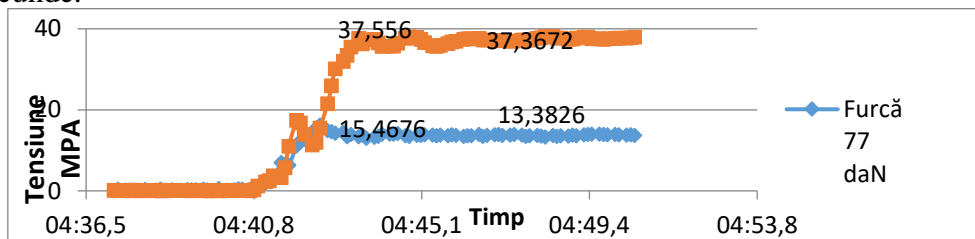


Fig. 6.24 - Încărcarea cadrului cu valoarea de 77 daN

În momentul încărcării cadrului cu valoarea de 77 daN tensiunea maximă pe brațul punții spate a fost de 37,55 MPa în timp ce pe puntea față a fost de 15,46 MPa după care valorile s-au stabilizat la 37,36 MPa respectiv 13,38 MPa. Tensiunea maximă s-a atins pe o perioadă de 4 milisecunde.

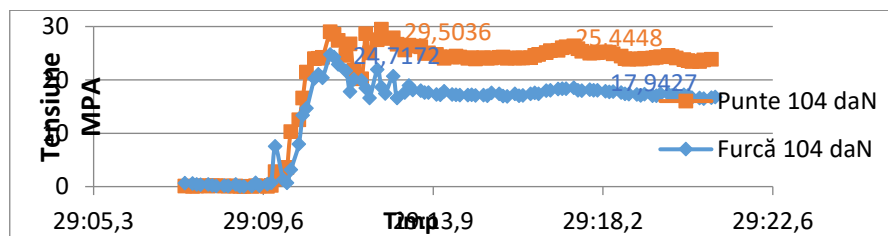


Fig. 6.25 - încărcarea cadrului cu valoarea de 104 daN

În momentul încărcării cadrului cu valoarea de 104 daN tensiunea maximă pe brațul punții spate a fost de 29,50 MPa în timp ce pe puntea față a fost de 24,71 MPa după care valorile s-au stabilizat la 25,44 MPa respectiv 17,94 MPa. Tensiunea maximă s-a atins pe o perioadă de 7 milisecunde.

6.10. Studiu dinamic cu trecere peste obstacole

Studiul dinamic s-a realizat folosind câte două traductoare tensometrice pe fiecare braț (punte spate și furcă) în partea inferioară și superioară a brațului, utilizând o placă de achiziție WiFi NI 9191 și modulul NI 9215. S-a studiat încărcarea triciclului în condiții normale de funcționare cu un utilizator de greutate medie (106 Kg) pe carosabil cu trecere peste obstacole. Studiul arată că șocurile sunt preluate de sistemul de amortizare și nu sunt transmise către utilizator, neafectându-i coloana vertebrală. În imaginile de mai jos sunt prezentate rezultatele studiului cu triciclul în diferite etape de încărcare. Amplitudinile de încărcare sunt reprezentate în grafice prin culori atribuite fiecărui braț.

Starea de tensiune pe puntea spate dreapta și stânga în raport cu direcția de mers înainte este evidențiată în graficele următoare prin:

- culoarea roșie = starea de tensiune măsurată de mărcile tensometrice montate pe brațul stâng spate;
- culoarea albastru închis/alb = starea de tensiune măsurată de mărcile tensometrice montate pe brațul drept spate;
- culoarea verde = starea de tensiune măsurată de mărcile tensometrice montate pe brațul stâng al furcii față;
- culoarea albastru deschis = starea de tensiune măsurată de mărcile tensometrice montate pe brațul drept al furcii față.

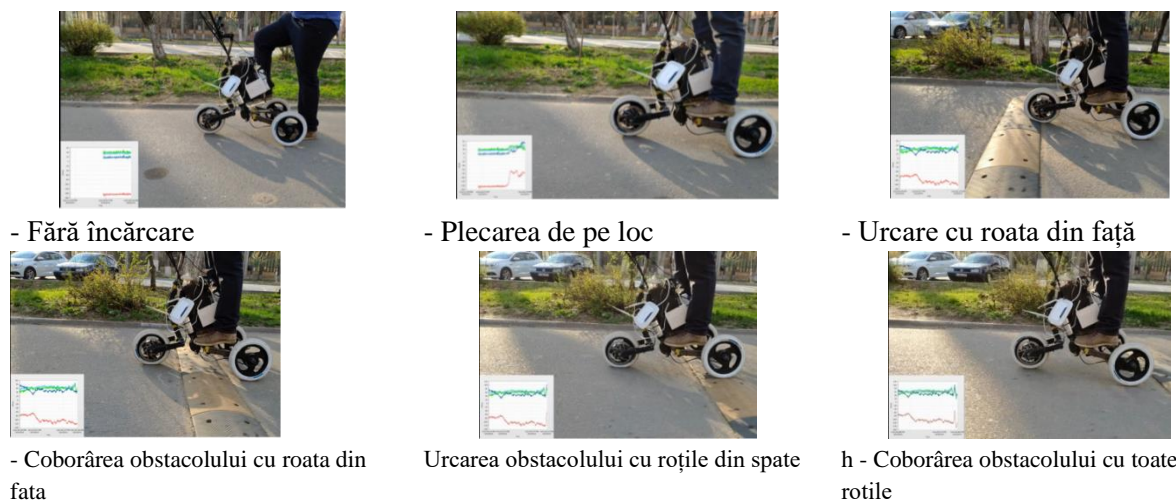


Fig. 6.26 - Studiu dinamic cu trecere peste obstacol

În imaginile se pot vedea stările de încărcare ale triciclului în momentul urcării utilizatorului și plecarea de pe loc, stările de încărcare ale triciclului în momentul trecerii peste un obstacol cu roata din față imaginile se pot vedea stările de încărcare ale triciclului în momentul trecerii peste un obstacol cu puntea spate și starea de echilibru/revenire a acestuia observându-se în graficele de mai jos perioada de oscilații.

Studiu dinamic cu întoarcere 360°



Fig. 6.27 - Studiu dinamic cu întoarcere 360°

În imaginile a, b, c sunt prezentate încărcările apărute în situația unei întoarceri complete (360 grade). Se pot observa amplitudini mai mari apărute pe perioada virării rezultate în urma efectului de pendul față de trecerea peste obstacole. Sarcinile sunt transferate pe partea triciclului către exteriorul virajului

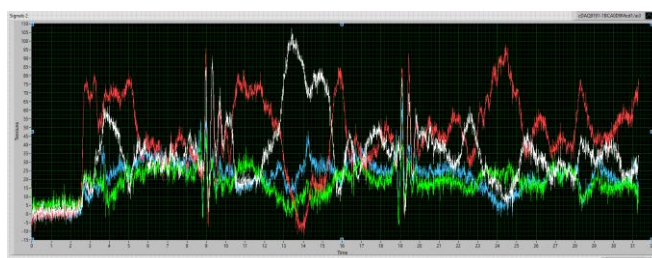


Fig. 6.28 - Grafic studiu dinamic cu trecere peste obstacol și întoarcere 360°

În graficele de mai sus se poate observa comportamentul dinamic al triciclului în diferite scenarii de utilizare cu trecere peste obstacol și întoarcere 360 de grade sub o greutate constantă a utilizatorului.

Studiu dinamic cu trecere peste obstacol cu o singură roată



Fig. 6.29 - Studiu dinamic

În vederea determinării integrității cadrului triciclului s-au realizat studii privind trecerea peste obstacol cu o singură roată. S-au studiat multiple scenarii privind lovirea accidentală dar și intenționată a unui obstacol pentru a determina stabilitatea triciclului și manevrabilitatea acestuia în condiții extreme de utilizare. Studiile arată amplitudinea tensiunilor apărute în cadru în urma exploatării triciclului în mediul urban.

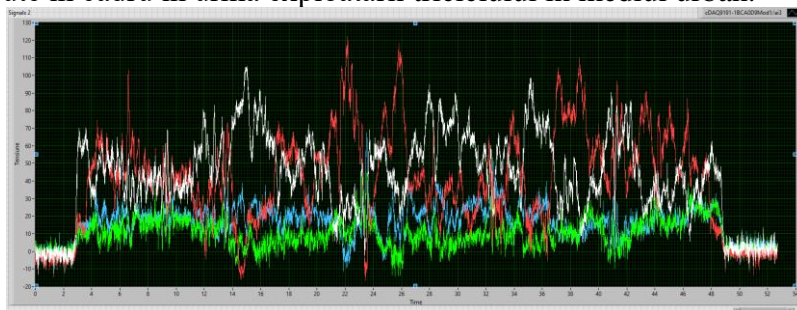


Fig. 6.30 – Grafic studiu dinamic cu trecere peste obstacol cu o singură roată

Studiu dinamic la coborârea unei pante cu denivelări.



Fig. 6.31 - Studiu dinamic la coborârea unei pante cu denivelări.

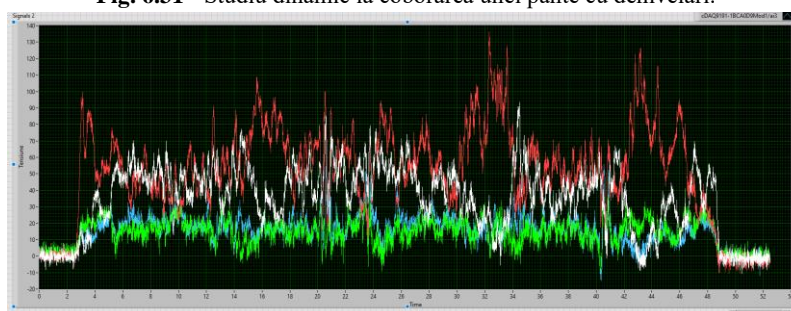


Fig. 6.32 - Grafic studiu dinamic la coborârea unei pante

Studiile realizate mai sus arată că utilizarea triciclului în geometria actuală funcționează corect din punct de vedere al sistemului de suspensie și înclinare oferind o utilizare ergonomică și sigură. Testele validează necesitatea unui sistem de suspensie și înclinare, oferind un grad de manevrabilitate și confort ridicat pentru utilizator.

Comportamentul prototipului real a fost ușor diferit de cel al simulării virtuale, deoarece, pentru simularea cinematică, modelul 3D a fost simplificat, cu toate acestea, prototipul a funcționat așa cum era de așteptat (Capitolul 4,51, Fig. 5.25).

Capitolul 7. Algoritmi de optimizare prin redimensionarea parametrică a structurii metalice

În modelele dezvoltate în figurile de mai jos, s-a încercat testarea variantei cea mai facilă de optimizare, prin găurirea unui segment din cadru și testarea folosind analiza cu element finit utilizând programul Solid Works/Simulation pentru verificarea integrității structurale a cadrului.

Pentru optimizarea structurală a cadrului s-a aplicat tehnica Voronoi și Shape Generator.

În prima etapă, forțele care acționează asupra cadrului triciclului au fost studiate pentru a genera condițiile necesare pentru stabilitatea, rezistența și funcționalitatea întregului sistem.

Odată ce acestea sunt stabilite, constrângerile cadrului care va fi optimizat prin aplicarea diagramei Voronoi. Aceasta se aplică la nivel de piesă.

Un produs conceput parametric cu o cantitate minimă de material optimizat și distribuit într-un mod funcțional va fi un produs cu o greutate semnificativ redusă cu un cost de producție redus, iar forma pe care o va lua va fi una organică.

Două astfel de produse optimizate prin designul parametric sunt un scaun cu roțile pentru persoanele cu dizabilități, și un cadru pentru motociclete, ambele imprimabile 3D, cu structură personalizată pe dimensiunile utilizatorului, oferind un grad de confort mult mai mare decât cele clasice .

Metodele de proiectare moderne se bazează tot mai mult pe înțelegerea naturii proceselor și a principiilor organizării automate a structurilor biologice, reprezentarea lor fiind realizată prin metode tehnologice bazate pe modele matematice, metode utilizate cel mai des în arhitectura contemporană.

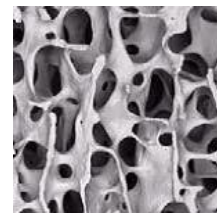
Elementele de design bionic joacă un rol foarte important în modelare și dezvoltare urbană, de la arhitectură la design de produs. Dezvoltarea tehnologiei informației a făcut posibilă crearea de structuri mai complexe inspirate din forme naturale. Diagrama Voronoi a avut ca model pentru relaxarea suprafeței, structura fagurelui sau aripa libelulei,(Fig. 7.1 a), b), c).



a)



b)



c)

Fig. 7.1 - Exemple de structuri biologice care utilizează organizarea automată. [62]

În matematică, o diagramă Voronoi este o partiționare a unui plan în regiuni bazate pe o distanță până la punctele dintr-un subset specific al planului. Acest set de puncte (numite seminte, situri sau generatoare) este specificat în prealabil, iar pentru fiecare punct, există o regiune corespunzătoare formată din toate punctele cele mai apropiate de acesta decât de oricare altul. Aceste regiuni se numesc celule Voronoi. Diagrama Voronoi a unui set de puncte este dublă triunghiului său Delaunay.

O diagramă Voronoi ponderată este cea în care funcția unei perechi de puncte pentru a defini o celulă Voronoi este o funcție de distanță modificată prin greutăți multiplicative sau aditive atribuite punctelor generatoare, În contrast cu celulele Voronoi definite folosind o

distanță care este o metrică, în acest caz, unele dintre celulele Voronoi pot fi goale. O diagramă de putere este un tip de diagramă Voronoi definită dintr-un set de cercuri care utilizează distanța de putere; ea poate fi, de asemenea, gândită ca o diagramă Voronoi ponderată în care o greutate definită din raza fiecărui cerc este adăugată la o distanță pătrată de centrul cercului [63] [64].

Proiectarea parametrică este un proces bazat pe un model de gândire algoritmică ce facilitează exprimarea parametrilor și regulilor care împreună pot decoda sau clarifica relația dintre răspuns / rezultat și designul propus inițial,

În esență, designul parametric este o paradigmă în domeniul creației moderne, în care relația dintre elemente este utilizată pentru modelarea proiectării elementelor și structurilor geometrice complexe.

Termenul "parametric" este de obicei utilizat în matematică și se referă la utilizarea anumitor variabile care pot rezolva sau constrânge rezultatele unei ecuații.

Toate aceste aplicații care combină formule matematice clare și constrângeri specifice în proiectarea unei piese sau ansamblu, facilitează întregul proces de proiectare. Datele inițiale despre dimensiunea totală, forma unui profil și apoi aplicarea uneia dintre cele două variante Voronoi sau design parametric oferă o optimizare a formei superioare metodelor clasice de design și implicit, designului

Pornind de la exemplele de mai sus, cele două tehnici de optimizare au fost aplicate pe triciclu, respectând forma și funcționalitatea inițială.

7.1. Optimizarea conceptuală topologică a cadrului

Pentru problemele găsite în echilibrarea distribuției tensiunilor interne și optimizarea structurii, soluțiile pot fi găsite în formele propuse de natură [65].

Celulele împart spațiul astfel încât, sub eforturi constructive structurale minime pentru organism, echilibrul distribuțiilor de efort intern, optimizarea fluxurilor pentru diferite forme de transport de energie, creează optimizarea traseului unui circuit informațional.

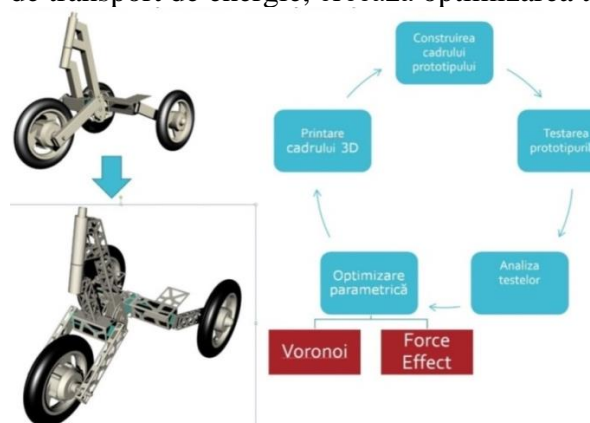


Fig. 7.2 – Optimizarea cadrului [66]

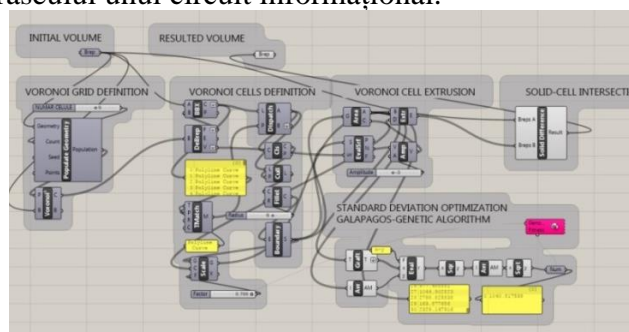


Fig. 7.3. - Rețea generată cu programul Grasshopper [66]

Având în vedere aceste considerente, cadrul a fost optimizat folosind metoda Voronoi, reducând astfel cantitatea de material fără a-i afecta rezistența. Programul Rhino a fost utilizat împreună cu plug-inul Grasshopper, generând o rețea care a selectat anumite criterii de luat în considerare, având în vedere raportul dintre forțele generate anterior, (Fig. 7.3).

În această imagine este prezentată definiția folosită pentru crearea grilei Voronoi și setarea raportului complet-gol. Algoritmii genetici au fost folosiți pentru a produce celule de suprafață apropiată.

Pentru a testa o componentă a ansamblului cu grila vortexului aplicat, componenta a fost importată în Inventor și au fost aplicate forțe pentru a evalua rezistența componentei, așa cum este exemplificat mai jos în Fig. 7.4, Fig. 7.5, Fig. 7.6 și Fig. 7.7.

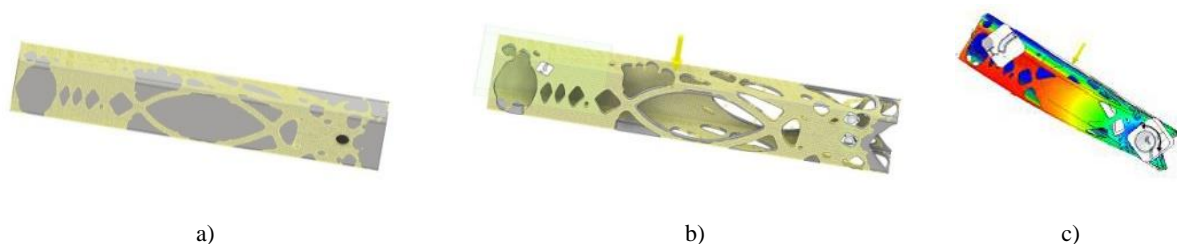


Fig. 7.4 - Procesul de optimizare pentru o componentă a cadrului



Fig. 7.5. - Cadrul triciclului , a) înainte de optimizare, b) după optimizare

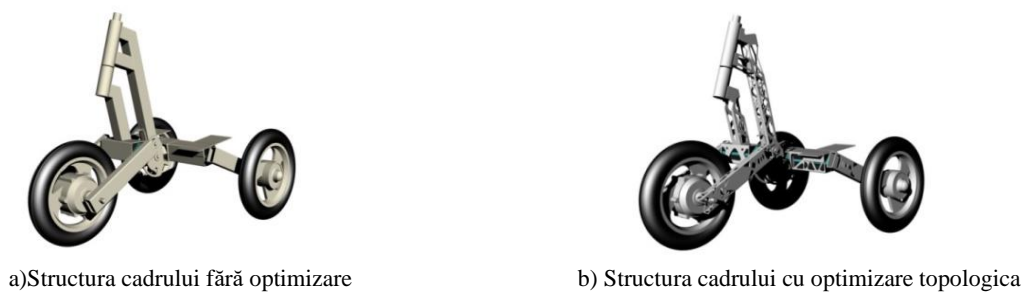


Fig. 7.6. – Cadrul triciclului înainte și după optimizarea topologica

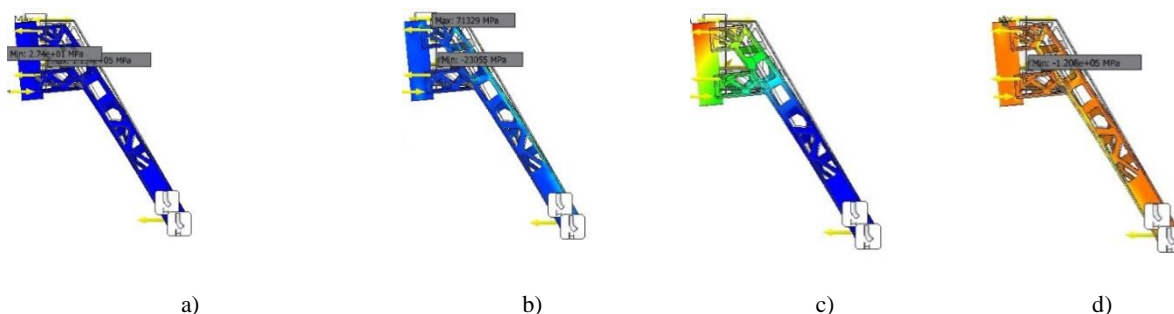


Fig. 7.7 - Cadrul triciclului în timpul procesului de optimizare

Forțele distribuite în fiecare regiune sunt reprezentate în Fig. 7.7.

Pentru a aplica Shape Generator, programul Inventor a fost utilizat pentru a construi cadrul și pentru a selecta forțele mobile, fixe și distribuite în Force Effect. Folosind Shape Generator a rezultat o discretizare care a fost utilizată ca șablon pentru a tăia piesa originală, așa cum se arată în Fig. 7.7.

Concluzii

În urma acestor studii, utilizarea celor două metode de optimizare folosind proiectarea parametrică pentru îmbunătățirea unei structuri metalice poate duce la un obiect cu caracteristici mecanice și estetice superioare dar cu costuri de producție mult mai mari.

Folosind aceste procese de optimizare se eficientizează metodele de proiectare, producție și testare, reducând timpul necesar pentru realizarea lor, eliminând eroarea umană din proces. Aceste metode de optimizare de produs pot fi abordate la nivel practic numai odată cu scăderea costurilor proceselor tehnologice necesare fabricării acestuia.

7.2. Optimizarea teoretică a cadrului 2F1S

Optimizarea cadrului s-a făcut în programul CAD Fusion 360 de la AutoDesk, în modulul de simulări “Simulation/ Shape Optimization”. Procesul de optimizare este similar cu cel al studiului de forțe privind elementele de constrângere (material, sistem de fixare). Optimizarea modelului 3D se efectuează prin îndeplinirea a două obiective globale, ce justifică fenomenul prin care unui obiect îi crește coeficientul de siguranță (este rigidizat) în timp ce masa acestuia scade [67]. Aceste obiective globale sunt “Masa țintă” și “ Rigiditate” și sunt definite înainte de începerea studiului.



Fig. 7.8 - Cadrul 2F1S

Masa țintă limitează masa formei optimizate la o valoare specificată, care reprezintă un procent din masa inițială. Expresia indică faptul că masa rezultată ar trebui să fie mai mică sau egală cu valoarea specificată. O discretizare de înaltă rezoluție ar trebui să permită geometriei optimizate să atingă masa țintă în intervalul 3-5%.

Rigiditate. Softul maximizează rigiditatea modelului 3D rezultată pe baza constrângerilor structurale și încărcărilor aplicate. Masa este redusă prin eliminarea elementelor din zonele care au cel mai mic impact asupra rigidității modelului. Se obține raportul de rigiditate optimă față de masă, permițând modelului 3D să aibă o masă cât mai redusă pentru domeniul de aplicare.

Obiectivele globale implicite instruiesc solverul să producă o formă care maximizează rigiditatea piesei în timp ce limitează modelul 3D la 30% din masa originală.

Prin atingerea acestor obiective se obține o topologie optimizată care elimină materialul din zonele unde solicitările mecanice sunt minime și care nu au impact negativ asupra integrității modelului 3D, creând în același timp geometrii noi în zonele de descărcare ale solicitărilor mecanice, capabile să preia sarcinile la care modelul 3D va fi supus.

După stabilirea constrângerilor, s-au aplicat criteriile de optimizare privind atingerea unei greutate optime și a unei forme ideale, în condițiile date de solicitare și pentru un material ales.

Înainte de începerea procesului de optimizare se poate utiliza modulul “Simplify” pentru a face modificări specifice modelului, în vederea simplificării acestuia, eficientizând astfel procesul de optimizare. Se elimină caracteristicile inutile care complică analiza și nu oferă informații utile. Se poate opta pentru comanda “Symmetry”, atunci când este necesar, pentru a reduce dimensiunea modelului de simulare și timpul de soluționare. Simetria poate, de asemenea, facilita constrângerea unui model într-un mod care să asigure o stabilitate deplină, dar să nu împiedice deformarea naturală.

Procesul de optimizare a început prin simplificarea modelului original, creând un volum plin, păstrând punctele de fixare și proporțiile fizice ale conceptului.

Prin această metodă, programul poate indica zonele specifice distribuției de forțe pe o suprafață cât mai întinsă. Astfel se elimină constrângerile impuse de forma modelului original, permițând procesului de optimizare să aleagă o topologie optimă pentru proiectarea structurii triciclului.

Optimizarea formei structurii a avut următoarele etape:

- programul indică zonele ce pot fi modificate,

– designerul, în funcție de rezultatul simulărilor, stabilește forma morfologică a produsului.

Componenta principală a sistemului de vehicule electrice cu trei roți este cadrul. Pentru teste este puternic încărcat, pentru a asigura rolul de pliere, suspensie și deplasare pe diferite suprafețe. Cadrul trebuie să fie suficient de ușor pentru a fi transportat. Greutatea ideală pentru cadru este sub 4 Kg. aliajul de aluminiu și oțelul carbon. Acest tip de materiale cresc rezistența la solicitarea mecanică, în timp, pentru sarcini constante sau variabile.

De asemenea, aceste materiale oferă soluții de asamblare deja cunoscute, care oferă un avantaj, de a nu pierde material în încercările nereușite de asamblare.

Așadar, principalele avantaje în utilizarea materialelor structurale sunt tehnica de „knowhow” de asamblare și criteriile ecologice, folosind resursele (comune) într-un mod inovator și inteligent. Proprietățile mecanice ale materialelor sunt prezentate în Tabel 7-1.

Tabel 7-1 - Proprietățile mecanice ale materialelor

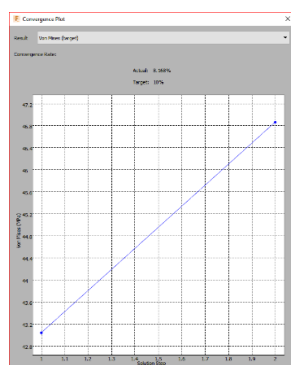
Density	7.85E-06 kg / mm ³	Density	2.67E-06 kg / mm ³
Young's Modulus	204773 MPa	Young's Modulus	71000 MPa
Poisson's Ratio	0.29	Poisson's Ratio	0.33
Yield Strength	372.3 MPa	Yield Strength	240 MPa
Ultimate Tensile Strength	512.3 MPa	Ultimate Tensile Strength	460 MPa
Thermal Conductivity	0.045 W / (mm C)	Thermal Conductivity	0.165 W / (mm C)
Thermal Expansion Coefficient	1.172E-05 / C	Thermal Expansion Coefficient	2.1E-05 / C
Specific Heat	480 J / (kg C)	Specific Heat	880 J / (kg C)

a) Oțel AISI 1061

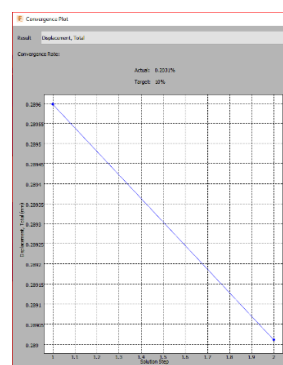
b) AlSiMg

Pentru a optimiza cadrul, au fost efectuate diverse teste statice de stres în Fusion 360, folosind soluționatorul Nastran, pentru a verifica greutatea totală și ca vehiculul să reziste forțelor aplicate atunci când este utilizat. Greutatea cadrului joacă un rol cheie în dezvoltarea produsului final. Vehiculul trebuie să fie suficient de ușor pentru a putea fi ridicat și transportat în diverse spații, dar și suficient de puternic pentru a putea îndeplini sarcina la îndemână.

Primul test a fost realizat folosind oțel AISI 1061 ca material pentru cadru, deoarece este un oțel structural comun și, de asemenea, rentabil. Pentru ca testul de solicitare statică, folosind metoda elementului finit, să fie valabil, a fost făcută o analiză de convergență, prezentată în Tabel 7-1. Pentru acest test a fost utilizată o strategie de rafinare a rețelei adaptive.



a) Von Mises



b) Deplasare 4

Fig. 7.9. - Studiu de convergență, solicitare statică Oțel AISI 1061

Condițiile aplicate pentru studiu sunt prezentate în Fig. 7.10 iar pentru validarea soluțiilor a fost folosită metoda elementului finit. Factorul minim de siguranță rezultat după simulare a fost de 7,94 pentru oțelul AISI 1061, cu o sarcină de 1200 N aplicată pe cadru (simulând sarcina maximă pentru un utilizator adult complet echipat). Deformația maximă pe cadru a fost de 0,289 mm. Acest rezultat arată că supraîncărcarea cadrului cu o greutate totală

de 10,86 kg. Greutatea actuală a cadrului afirmă că vehiculul nu este ușor de utilizat pentru transport.

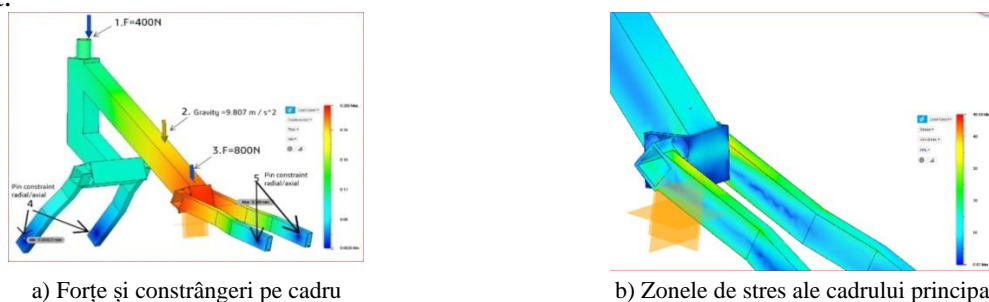


Fig. 7.10 - Condiții de studiu

Pentru a reduce greutatea cadrului de oțel a fost abordată o optimizare topologică. Procesul de optimizare a urmat aceleași etape precum testul static cu criteriile de optimizare adăugate, greutatea redusă și maximizarea rigidității cadrului. Optimizarea topologică rezultată este prezentată în Fig. 7.11. Software-ul a permis o reducere în greutate mică a cadrului de la 10,86 Kg la 9,95 Kg, insuficient pentru ținta de greutate a cadrului.

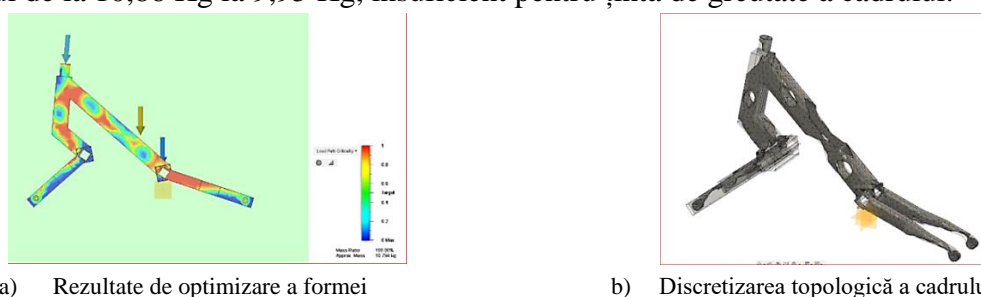


Fig. 7.11 - Procesul de optimizare a formei

Pentru a atinge ținta de greutate, dar menținând în continuare integritatea structurală a acestuia, s-a utilizat aliajul AlSiMg. Pentru validarea alegerii materialului s-a făcut o analiză cu metoda elementelor finite. Procesul de studiu este identic cu cel realizat pe cadrul de oțel. S-au aplicat aceleași condiții pentru constrângeri și încărcări. Graficul de convergență rezultat este prezentat în Fig. 7.12.

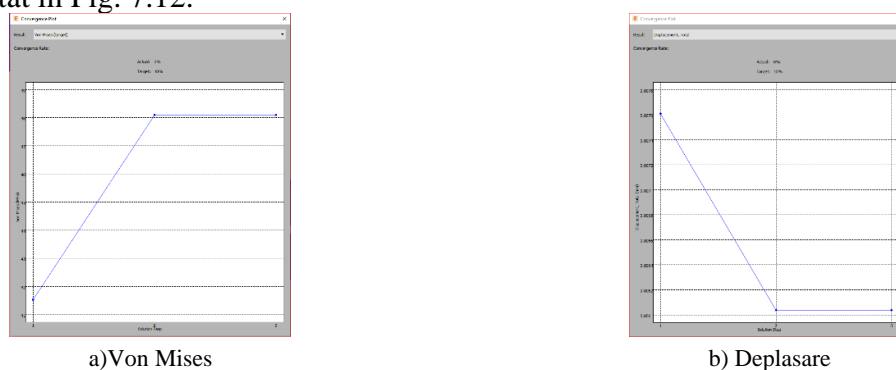


Fig. 7.12 - Diagrama de convergență pentru studiul stresului AlSiMg

Rezultatele testului arată că aliajul AlSiMg este suficient de puternic pentru a rezista la sarcina de 1200 N cu o deformare maximă de 0,80 mm și un factor minim de siguranță de 5,78, care este puțin peste factorul minim de siguranță pentru acest tip de aplicație, prezentat în Fig. 7.13. Greutatea cadrului s-a redus la 3,69 Kg, atingând ținta de greutate.

Programul generează o discretizare finală, care arată zonele esențiale ce nu pot fi modificate și zonele din care se poate reduce cantitatea de material, iar acesta poate fi supraimpus peste modelul 3D, în vederea optimizării acestuia.



a) Factorul de siguranță pe cadrul AISiMg din aliaj

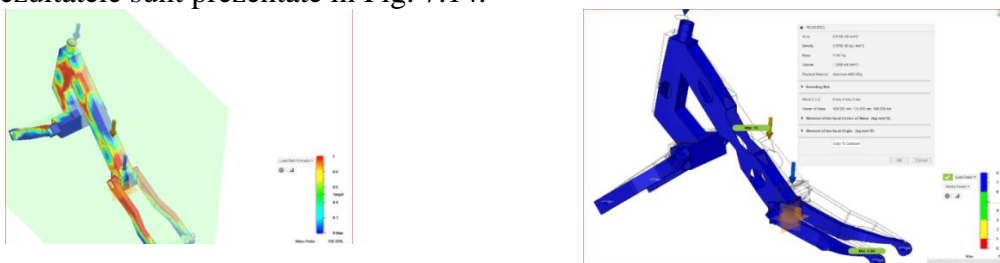
b) Principalele zone de stres

Fig. 7.13 - Rezultatele simulării

Ulterior, se va modifica modelul 3D în funcție de rezultatele procesului de optimizare.

Noul model 3D, optimizat, se poate valida prin efectuarea unei noi serii de studii de încărcare cu forțe, prin care se vor verifica factorii de siguranță de tensiune, deplasare și coeficientul de siguranță pentru a stabili dacă piesa este rezistentă pentru manipularea sarcinilor aplicate.

Rezultatul obținut este suficient de bun pentru greutatea țintă a produsului final, dar s-a încercat reducerea și mai mare a greutății cadrului, pentru a-l face mai eficient și mai ușor de utilizat. Optimizarea topologică s-a realizat aplicând aceleași reguli ca și pentru cadrul de oțel. Rezultatele sunt prezentate în Fig. 7.14.



a) Topologie rezultată

b) Validarea optimizării topologice

Fig. 7.14. - Rezultate de optimizare topologică pentru cadrul AISiMg

Topologia generată de program pe noul model sugerează îndepărtarea asimetrică a materialului față de axa centrală. Noua structură generată este mai ușoară cu 3,38 Kg față de cea veche, 3,69 Kg.

Noua topologie a fost suprapusă peste modelul 3D în vederea îndepărtării materialului din zonele sugerate de program.

Noua formă generată a fost supusă unui nou studiu static de încărcare cu forțe în vederea testării rezultatelor procesului de optimizare.

Pentru acest studiu s-au folosit aceiași parametri utilizați în studiul static al conceptului inițial

Acest studiu s-a axat și pe încercarea mai multor tipuri de material utilizate de regulă în astfel de structuri, în vederea propunerii unor variante de construcție în funcție de tipul de utilizare al produsului sau greutatea utilizatorului.

În vederea efectuării acestui studiu s-a realizat o analiză de convergență a dimensiunii elementului de discretizare, numărul relativ de noduri necesar și deformația materialului pe modelul structurii. S-a folosit elementul de discretizare parabolic. Modulul de simulări din Fusion folosește dimensiunea standard pentru elementul de discretizare de 130 mm. Pentru această analiză s-au luat valori ale elementului între 330 mm și 80 mm.

Materialele folosite în acest studiu sunt Oțel AISI 1061 și AISiMg. Încărcarea structurii s-a făcut prin încărcarea ghidonului și zona pedalierului, cu o forță de 400 și 800 N direcționată în jos, simulând forța cu care apasă greutatea utilizatorului. Pentru constrângerea structurii s-au utilizat elementele de fixare prin care aceasta se va monta în cadru.

În vederea obținerii unui coeficient de siguranță optim și pentru a putea valida rezultatele simulărilor, pentru această structură, s-au luat în considerare proprietățile materialului ales și tipul construcției.

Capitolul 8. Concluzii, contribuții proprii, perspective de dezvoltare

8.1. Concluzii

Pornind de la instrumentalizarea ciclului de viață al unui produs, această lucrare prezintă etapele concepției și realizării unui produs nou. Succesiunea acestor etape a fost implementată pentru realizarea unei soluții viabile, de tip triciclu, la problemele de transport din mediul urban. În urma analizei vehiculului proiectat privind parametrii în timpul utilizării, s-a ilustrat prin prototipuri etapele de optimizare oferind informațiile necesare ținând cont de problemele de stabilitate, manevrabilitate și ergonomie.

Prototipurile prezentate oferă același grad de libertate cu cel al unei motociclete, un aspect pozitiv și recunoscut pentru utilizator, ceea ce îi oferă posibilitatea să se familiarizeze mai repede cu produsul.

Triciclu oferă în schimb o siguranță mai ridicată decât cea a unei motociclete convenționale, acesta oferind o stabilitate mai ridicată datorită celor trei roți. De asemenea nivelul de zgomot este foarte redus, neavând un motor termic.

Prin dezvoltarea și implementarea sistemului de înclinare și amortizare, triciclu oferă un grad ridicat de confort utilizatorului, aspect care lipsește în alte mijloace similare de transport alternativ.

În ceea ce privește stabilitatea vehiculului în timpul virajelor, s-a putut observa în timpul încercărilor, faptul că sistemul de înclinație ajută contracararea forței centrifugale prezentă la viraj. Această compensare se reflectă atât în confortul pasagerilor, cât și în stabilitatea vehiculului.

Produsul îndeplinește obiectivele din punctul de vedere al experienței utilizatorului și anume: confort, siguranță, economie și mobilitate. Aceste aspecte au stat la baza dezvoltării triciclului și de asemenea promovează conceptul de transport ecologic inteligent, prin capacitatea de decongestionare a zonelor urbane odată implementat.

Scopul final al acestei cercetări nu a fost doar conceptual, ci a implicat dezvoltarea concretă a un triciclu electric pliabil, ușor de utilizat, dar robust, capabil să ofere o experiență de conducere confortabilă pe fiecare tip de drum. Principalele contribuții constau în proiectarea structurii triciclului împreună cu mecanismul de pliere, dezvoltarea unui sistem de suspensie specific pentru cadru folosind elementele de amortizare elastice și măsurarea valorilor tensiunilor în mai multe locații cheie pe cadrul triciclului folosind traductoare tensometrice. Aceste studii au condus la realizarea unor prototipuri fizice analizate ulterior și comparate, stabilind astfel varianta optimă de geometrie și construcție pentru a fi îmbunătățită în continuare, pe baza măsurărilor efectuate în timpul acestei cercetări.

Conceptul propus, proiectat reprezintă o soluție ce își propune să rezolve, fie și parțial, problemele semnalate în primul capitol al lucrării, în acord cu obiectivul 1 al lucrării.

- Conceptul funcționează, în contextul dat, oferind un vehicul adecvat pentru deplasare în zone urbane și nu numai, utilizare independentă și ușoară, oferind un grad ridicat de mobilitate, îndeplinind astfel obiectivul 4 al lucrării.

- Sistemul propus aduce un plus de confort pentru utilizatorii care folosesc transportul alternativ.

- Sistemul de pliere aduce un aspect pozitiv, permițând urcarea și coborârea mai ușoară a triciclului în diferite spații de depozitare îndeplinind astfel obiectivul 4 al lucrării.

- Conceptul propus oferă un nivel de siguranță ridicat pentru utilizatori datorită sistemului de amortizare și înclinare dezvoltat, în acord cu obiectivul 6 al lucrării.

- Lucrarea și-a propus și realizarea practică a unor prototipuri cu scopul de a înțelege și analiza experiențele existente și nevoile utilizatorilor, cu un cost de producție inițial scăzut. Designul ansamblului poate fi analizat mai rapid, permițând experimentarea, cu mai multe iterații, într-un timp relativ scurt. Scopul prototipurilor este de a arăta capacitățile unui produs prin construirea unei serii necostisitoare astfel încât designerii să fie capabili de a obține un feedback rapid prin care pot răspunde cerințelor utilizatorilor. Astfel, prototipurile realizate în cadrul lucrării arată că:

- soluția propusă pentru cadru/sistem de pliere este una viabilă;
- sistemele de prindere și de fixare permit interschimbabilitatea elementelor componente (obiectivul 5) ;
- utilizarea elementelor standardizate (profile rectangulare, motoare, acumulatori, roți) reduce costurile (obiectivul 5) ;
- întreținerea și schimbarea elementelor ieșite din uz este mai ușoară dacă se folosesc elemente standardizate (obiectivul 5) ;
- considerațiile ergonomice și proporțiile alese determină forma și dimensiunile elementelor componente (obiectivul 9) ;

Studiile efectuate au condus la concluzia că acest concept propus funcționează și va rezista la solicitările care apar în timpul funcționării.

Optimizarea componentelor s-a făcut folosind programele Solid Works și CAD Fusion 360 de la AutoDesk în modulul de simulări “Simulation/Shape Optimization”. Procesul de optimizare este similar cu cel al studiului de forțe cu considerarea datelor de constrângere (material, sistem de fixare) .

Se pot, astfel, afirma următoarele:

- Procesul de optimizare a fost eficient;
- Abordarea constructivă în vederea rigidizării în funcție de topologia sugerată de program a condus la optimizări de formă care corespund obiectivelor propuse (obiectivele 3, 4, 7,11).

Modelul 3D optimizat prin topologia sugerată de program rezistă la valori maxime ale solicitărilor din timpul funcționării.



Fig. 8.1 - Triciclu electric agregat cu echipamente agricole [68]

8.2. Contribuții proprii

- Sintetizând abordările teoretice, metodele de investigație și realizările practice originale obținem 14 elemente principale după cum urmează
- Designul propus pentru o variantă originală a unui vehicul electric (obiectivul 2, obiectivul 5, obiectivul 6, obiectivul 7).
- Proiectarea unui produs compact, cu utilizare ușoară și care nu ocupă mult spațiu (obiectivul 2, obiectivul 3, obiectivul 4).

- Simularea comportamentului prototipurilor virtuale utilizând programele succesive în programele SolidWorks și AutoDesk Fusion 360 (obiectivul 7, obiectivul 9)
- Concepția și validarea unei soluții de creștere a stabilității triciclului utilizând un sistem de suspensie/amortizare de tip ROSTA ca mecanism de înclinare.
- Îmbunătățirea comportamentului general prin alegerea unei dimensiuni adecvate de suspensie.
- Introducerea unui sistem de pliere care aduce un element inovativ, permițând urcarea și coborârea mai ușoară a triciclului în diferite spații de depozitare îndeplinind astfel obiectivul 4 al lucrării.
- Realizarea unor elemente cu formă originală din componența produsului, sistemul de articulație și înclinare, geometria cadrului, carenajul.
- Realizarea practică a unor variante ale produsului ce pot fi adaptate pentru diferite tipuri de teren, mediu urban dar și rural (obiectivul 2, obiectivul 3). Funcționarea acestor variante este ușoară și respectă normele în vigoare (obiectivul 4).
- Includerea în soluția finală a unor elemente tipizate (roți, profile metalice, acumulatori, motoare) obiectivul 5, obiectivul 7 care asigură optimizarea raportului preț calitate.
- Validarea prototipului final ca o construcție simplă, proporționată și care respectă condițiile ergonomiei (obiectivul 11)
- Produsul a fost protejat la OSIM prin înregistrarea cererii de brevet A 00625 din 04.10.2019 [69]
- Invenția a fost premiata la salonul Inovării și Cercetării “UGAL INVENT”, Galați 2019
 - Diploma și Medalia de aur
 - Diploma de excelență “Justin Capra”
 - Diploma de excelență INMA București
- Produsul a fost premiat de către Fundația Dan Voiculescu la Salonul Auto București (SAB 2017) cu ocazia participării la concursul de burse al salonului
- Produsul a fost diseminat la Simpozionul Internațional ISB-INMA TEH București 2019

8.3. Perspective de dezvoltare

În continuare cercetările vor fi axate pe stabilirea unei arhitecturi optime de fabricație pentru produsul nou descris în această teză. Se va realiza la început o modelare a arhitecturii preliminare de fabricație cu parametrizarea punctelor de lucru, a sistemelor de transport și transfer și a sistemelor de stocare. Se vor stabili traiectoriile pe care fluxurile materiale de semifabricate, piese și scule le parcurg în interiorul acestor arhitecturi. Vor fi simulate fluxurile materiale de semifabricate piese și scule în această arhitectură de fabricație preliminară.

Pe baza diagnozei obținute din rapoartele ce monitorizează parametrii de performanță ai arhitecturii studiate se vor identifica concentratorii de flux, unde acesta este încetinit sau chiar blocat. Vor fi luate în considerare două soluții pentru eliminarea acestor concentratori. Remodelarea funcțională potențează performanța arhitecturii de fabricație prin modificări privind amplasarea unor elemente structurale, ordinea efectuării operațiilor, parametrii de funcționare a elementelor structurale dar nu elimină și nu introduce elemente structurale în arhitectura de fabricație.

Remodelarea tehnologică permite modificări ale arhitecturii de fabricație și prin introducerea sau eliminarea unor elemente structurale (puncte de lucru, sisteme de transfer și transport, sisteme de stocare).

După remodelarea tehnologică sau funcțională vor fi simulate din nou fluxurile materiale pentru a monitoriza creșterea parametrilor de performanță ai arhitecturii de fabricație.

Ultima etapă o reprezintă validarea economică necesară în cazul în care am utilizat o remodelare tehnologică ce presupune o investiție în modificarea arhitecturii de fabricație. Valoarea financiară rezultată din potențarea indicatorilor de performanță optimizați prin remodelare trebuie să fie mai mare decât valoarea investiției necesare pentru modificarea arhitecturii.

Dacă în teză cercetările au fost axate pe modulul de proiectare asistată ce generează prototipul virtual al produsului, în continuare cercetările vor fi axate pe modulele MFM care generează prototipul virtual al arhitecturii de fabricație. Prin simularea fluxurilor materiale la nivelul acestui prototip virtual se vor obține diagnoze de fiecare dată când intervin modificări ale arhitecturii de fabricație ca urmare a introducerii în producție a unor noi produse. Prototipul virtual al arhitecturii de fabricație va reprezenta principalul instrument de optimizare atunci când noua arhitectură de fabricație trebuie definitivată și validată.

O perspectivă mai largă ia în considerare optimizarea structurii produsului prin utilizarea materialelor compozite pentru fabricarea cadrului și a componentelor auxiliare cu scopul de a reduce greutatea acestuia.

Produsul va fi modificat pentru extinderea utilizării acestuia și în industria constructoare de mașini agricole, oferind posibilitatea conectării diferitor agregate specifice prin integrare modulară (Fig. 8.1) [70], [69].

O altă direcție de dezvoltare este specifică industriei de agrement prin adaptarea produsului pentru diferite competiții sportive cu motor electric. De asemenea triciclul poate fi adaptat pentru utilizarea acestuia de către persoanele cu dezabilități locomotorii.

Unul dintre aspectele care ar putea fi adăugate în viitor pentru a crește confortul ar fi construirea unui punct de sprijin al utilizatorului, exemplu scaun, șa.

Bibliografie

- [1] Noon Matthew, „urbact.eu,” EVUE vehicule electrice în Europa, octombrie 2012. [Interactiv]. Available: https://urbact.eu/sites/default/files/import/Projects/EVUE/documents_media/EVUE_Final_Report_October_2012-RO_ok.pdf. [Accesat 20 03 2016].
- [2] Bărbulescu, Ovidiu, „profit.ro,” Confirmare noua schemă de ajutor de stat: Subvenție pentru firmele care investesc în stații de încărcare electrice, 12 iunie 2019. [Interactiv]. Available: <https://www.profit.ro/taxe-si-consultanta/confirmare-noua-schema-de-ajutor-de-stat-subventie-pentru-firmele-care-investesc-in-statii-de-incarcare-electrice-19030452>. [Accesat 12 iunie 2019].
- [3] Curtea de conturi, „europa.eu,” Energie din surse regenerabile pentru o dezvoltare rurală durabilă, mai 2018. [Interactiv]. Available: <https://op.europa.eu/webpub/eca/special-reports/renewable-energy-5-2018/ro/>. [Accesat 18 aprilie 2019].
- [4] Niemann, J., Westkämper, E., „The paradigm of product life cycle management – Continuous planning, operation and evaluation of manufacturing systems,” *International conference of integrated engineering, Timisoara, Romania*, pp. p.29-30,, 2005.
- [5] DRAGHICI, George; SAVII, George & DRAGHICI, Anca, „Platform for collaborative product and processes development,” *The 18th international dam symposium*, pp. 24-27, October 2007.
- [6] CIMdata, „Product Lifecycle Management (PLM) Definition,” pp. <https://www.cimdata.com/en/resources/about-plm>.
- [7] Don S., „Managing products and portfolios with PLM key initiative overview,” 09 Aprilie 2014.
- [8] IBM, „Business process management for automotive end of life processes,” p. <http://www.redbooks.ibm.com/redpapers/pdfs/redp4451.pdf>, 03 Septembrie 2008.
- [9] Stark J., „PLM: 21st century paradigm for product realisation, springer-verlag,” 2004.
- [10] Cotet, C.E., Popescu, D., Popa, C.L., „Managementul fluxurilor materiale în ingineria industrială,” *Editura POLITEHNICA PRESS*, p. 153 , 2014.
- [11] Cotet C.E., Popescu, D. , „Material Flow Management in Industrial Engineering, in Encyclopedia of Information Science and Technology, Category: Industrial Engineering, Third Edition, Editor Mehdi Khosrow-Pour,” *Published in the United States of A*, 2014.
- [12] Tom tom, „tomtom.com,” [Interactiv]. Available: . https://www.tomtom.com/en_gb/traffic-index/bucharest-traffic#statistics. [Accesat 23 mai 2019].
- [13] APH, „Dockless Electric Scooter Study,” Aprilie 2019. [Interactiv]. Available: https://www.austintexas.gov/sites/default/files/files/Health/Epidemiology/https://www.austintexas.gov/sites/default/files/files/Health/Epidemiology/APH_Dockless_Electric_Scooter_Study_5-2-19.pdf_Dockless_Electric_Scooter_Study_5-2-19.pdf. [Accesat 16 august 2019].
- [14] Scrigroup, „scrigroup,” 26 Aprilie 2006. [Interactiv]. Available: <http://www.scrigroup.com/tehnologie/electronica-electricitate/Triciclete-electrice21787.php>. [Accesat 2 Noiembrie 2015].
- [15] C. H. Thomas, „jetrike.com,” 09 Noiembrie 2007. [Interactiv]. Available: <http://www.jetrike.com/tadpole-or-delta.html>. [Accesat 22 Noiembrie 2015].
- [16] H. Fell, „sheldonbrown.com,” Decembrie 2008. [Interactiv]. Available: https://www.sheldonbrown.com/gloss_tadpole.html#tadpole. [Accesat 6 Ianuarie 2016].

- [17] Riley, Robert Q., „rqriley.com,” [Interactiv]. Available: <https://rqriley.com/the-dynamic-stability-of-three-wheeled-vehicles-in-automotive-type-applications/>. [Accesat 17 Aprilie 2017].
- [18] Amin Saeedi, Reza Kazemi, „Stability of Three-Wheeled Vehicles with and without Control System,” *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. %1 din %2Vol. 3., nr. Number 1., March 2013.
- [19] THECOOLIST, „thecoolist,” [Interactiv]. Available: <https://www.thecoolist.com/johammer-j1-electric-motorcycle/>. [Accesat 16 MAI 2019].
- [20] Acton, „actonglobal.com,” 2013. [Interactiv]. Available: <https://www.actonglobal.com/products/m-scooter>. [Accesat 5 Octombrie 2015].
- [21] Kroonen, C.R. van den Brink and H.M., „DVC - The banking technology driving the carver vehicle class,” *AVEC '04*, 2004.
- [22] Qugo, „qugo.nl,” 2016. [Interactiv]. Available: [://www.qugo.nl/nl/de-qugo](http://www.qugo.nl/nl/de-qugo). [Accesat 20 Noiembrie 2016].
- [23] John Tolhurst, „www.academia.edu,” Tilting Tricycle Suspension Arms Assembly, [Interactiv]. Available: https://www.academia.edu/7666065/Tilting_Tricycle_Suspension_Arms_Assembly?email_work_card=reading-history. [Accesat 23 Iunie 2019].
- [24] Farmer C., „Effect of electronic stability control on automobile crash risk,” *Traffic Inj Prev.*, vol. 4, nr. 5, pp. 317-25, 2004.
- [25] Foale, Tony, „motochassis.com,” [Interactiv]. Available: <https://motochassis.com/Articles/Balance/BALANCE.htm>. [Accesat 03 Iunie 2017].
- [26] Rosta, „rosta.ch,” [Interactiv]. Available: <https://www.rosta.ch/en/about-us/history/>. [Accesat 15 Ianuarie 2016].
- [27] Raluca Cardei, Petru Vergil, Muraru Munteanu Alexandru Sfiru, „researchgate.net,” Ianuarie 2010. [Interactiv]. Available: https://www.researchgate.net/publication/313478659_ELEMENTARY_NON-LINEAR_WITH_LINEAR_DAMPING_MATHEMATICAL_MODEL_FOR_NEIDHART_SUSPENSION_MODEL_MATEMATIC_ELEMENTAR_PENTRU_SUSPENSIA_NEIDHART_NELINIAR_CU_AMORTIZARE_LINIARA. [Accesat 18 Octombrie 2015].
- [28] Rosta, „rosta.ch,” [Interactiv]. Available: <https://www.rosta.ch/en/products/rubber-suspension-technology/>. [Accesat 12 Mai 2016].
- [29] Theuniversalgroup, „theuniversalgroup.com,” Februarie 2018. [Interactiv]. Available: <http://www.theuniversalgroup.com/w/wp-content/uploads/2018/03/P10-Flexiride-brochure.pdf>. [Accesat 12 Iulie 2018].
- [30] yikebike, „yikebike.com,” 13 Octombrie 2013. [Interactiv]. Available: <http://www.yikebike.com/model-v/>. [Accesat 6 Februarie 2015].
- [31] ecomobilitate, „ecomobilitate.ro,” 9 Ianuarie 2014. [Interactiv]. Available: https://ecomobilitate.ro/VT3#page_artdet_tabs. [Accesat 19 Martie 2016].
- [32] P. Ridden, „newatlas.com/,” 05 Iunie 2018. [Interactiv]. Available: <https://newatlas.com/ridroid-canguro/55328/>. [Accesat 03 August 2018].
- [33] J. Glide, „yamaha-motor.com,” 9 Noiembrie 2018. [Interactiv]. Available: <https://global.yamaha-motor.com/news/2018/1109/ces2019-tritown.html>. [Accesat 10 Noiembrie 2018].
- [34] s3tr, „s3tr.hr,” 23 Noiembrie 2013. [Interactiv]. Available: <https://www.s3tr.hr/#specifications>. [Accesat 7 Martie 2016].

- [35] Camilo Parra-Palacio, Gilberto Osorio-Gómez, Ricardo Mejía-Gutiérrez, „Enfoque de industrialización de proyectos académicos,” *Innovation in Engineering, Technology and Education for Competitiveness and Prosperity, Cancun, Mexico.*, pp. 14-16, 2013.
- [36] Hans Pacejka, în *Tyre and vehicle dynamics*, Elsevier, 2006.
- [37] Campian, Horațiu, „freerider.ro,” 10 Noiembrie 2016. [Interactiv]. Available: <https://freerider.ro/noutati/nexo-inca-o-idee-de-anvelopa-fara-aer-113850.html>. [Accesat 10 Noiembrie 2016].
- [38] Jack Oortwijnon, „bike-eu.com,” 26 Ianuarie 2017. [Interactiv]. Available: https://www.bike-eu.com/home/nieuws/2017/01/accell-launches-e-bike-motor-with-integrated-5-speed-gear-hub-10128755?_ga=2.216709462.1731975913.1567894472-2015621871.1567894472. [Accesat 22 Februarie 2018].
- [39] Yi-Tsung Wu, Hok-Sum Horace Luke, Jui Sheng Huang, Matthew Whiting, Taylor, Huang-Cheng Hung, „Apparatus, method and article for a power storage device compartment,” p. <https://patentimages.storage.googleapis.com/ed/97/14/ef2953c57ad203/US9424697.pdf>, 23 August 2016.
- [40] Makeagif, „Frânare regenerativă,” pp. <https://makeagif.com/gif/volkswagen-regenerative-braking-energy-recovery-in-electric-drives-qGfWM->.
- [41] Wikipedia, „Frânare regenerativă,” p. https://ro.wikipedia.org/wiki/Fr%C3%A2nare_regenerativ%C4%83.
- [42] Lambros Laios, John Giannatsis, „Ergonomic evaluation and redesign of children bicycles based on anthropometric data,” *Applied Ergonomics*, vol. 41, pp. 428-435, 2010.
- [43] Dragos Mitroi, „freerider.ro,” 26 Octombrie 2018. [Interactiv]. Available: <https://freerider.ro/mag/componente-ergonomice-cum-sa-ti-faci-bicicleta-mai-comoda-141061.html>. [Accesat 14 noiembrie 2018].
- [44] A. Claudiu, „Știința și tehnica,” *Greeny triciclu electric*, pp. 29-31, 12 January 2012.
- [45] B. S.D. Tripp, „Rapid prototyping: An alternative instructional design strategy,” *Educational Technology Research and development*, pp. 31-44, 1990.
- [46] Wang, YF, Lei XY, Zhang, GL, Li, SJ, Qian, HH, Xu YS, „Design of Dual-spring Shock Absorption System for Outdoor AGV,” *2017 IEEE International Conference On Information And Automation*, vol. 345, nr. 47, pp. 159-164, 2017.
- [47] Spiroiu MA., „Railway vehicle pneumatic rubber suspension modelling and analysis,” *Materiale Plastice Journal*, vol. 55, nr. 1, pp. 24-27, 2018.
- [48] Nielens H., Lejeune T., „Bicycle shock absorption systems and energy expended by the cyclist,” *Sports Medicine Journal*, vol. 34, nr. 2, pp. 71-80, 2004.
- [49] Nielens H., Lejeune TM, „Energy cost of riding bicycles with shock absorption systems on a flat surface,” *International Journal of Sports Medicine*, vol. 22, nr. 6, pp. 400-404, 2001.
- [50] Neto FPL., Santos MB, „A Procedure for the Parametric Identification of Viscoelastic Dampers Accounting for Preload,” *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 2, nr. 34, pp. 213-218, 2012.
- [51] Albert Suvac, Aurel Solomon, Cristian-Gabriel Alionte, Liviu-Marian Ungur, „Design and analysis of an efficient shock absorption system,” 2019.
- [52] Yafeng Wang, Xiangyu Lei, Guilin Zhang, Shuaijun Li, Huihuan Qian, Yangsheng Xu, „Proiectarea sistemului de absorbție a șocurilor cu arc dublu pentru AGV în aer liber,” în *IEEE Xplore*, Macau, China, 23 octombrie 2017.
- [53] Buburuz, Bogdan, „vocea.biz,” *Greeny, scuterul electric “made in Romania” ce se vrea o alternativă la mașină în aglomerația urbană*, pp. <https://vocea.biz/social/2017/apr/02/greeny-scuterul-electric-made-in-romania-ce-se-vrea-o->

alternativa-la-masina-in-aglomeratia-urbana/, 02 aprilie 2017.

- [54] Leilei Zhao, Yuewei Yu, Changcheng Zhou, Fuxing Yang, „Modelarea și validarea suspensiei scaunului cu arc de cauciuc pentru vehiculele off-road,” *Journal of Vibration and Control*, vol. 24, nr. 18, pp. 4110-4121, 10 iulie 2017.
- [55] Diaconescu, Radu, „freerider.ro,” 21 Ianuarie 2013. [Interactiv]. Available: <https://www.freerider.ro/mag/cum-functioneaza-o-furca-cu-suspensie-43158.html>. [Accesat 9 Decembrie 2014].
- [56] Radu Diaconescu, „Cum funcționează o furcă cu suspensie,” pp. <https://freerider.ro/mag/cum-functioneaza-o-furca-cu-suspensie-43158>, 21 ianuarie 2013.
- [57] utcluj, „sim.utcluj.ro,” [Interactiv]. Available: <http://www.sim.utcluj.ro/stm/download/sim/Curs%202.pdf>. [Accesat 15 octombrie 2018].
- [58] NOLAND, DAVID, „<https://www.greencarreports.com/>,” Caroserie aluminiu tesla model S, 15 ianuarie 2015. [Interactiv]. Available: https://www.greencarreports.com/news/1096220_tesla-model-s-aluminum-body-why-repair-costs-are-higher?fbclid=IwAR0S2CMTd_-icgkplLQ8cjpCuDrxgRif4EuRMBKY4eldTy5W6RCEBMNeMY. [Accesat 23 mai 2017].
- [59] P. S. Theocaris, M. Buga, C. Burrada, M. Baltanaoiu, I. Constantinescu, D. Horbaniuc, N. Iliescu, D.R. Mocanu, M. Modiga, L. Nailescu, I. Pascariu, VL. Popovici, M. Tripa, Analiza experimentală a tensiunilor bazele teoretice ale metodelor tensometrice și indicațiile practice privind utilizarea acestora, București: Editura Tehnică București, 1977.
- [60] P. S. Theocaris, C. Atanasiu, L. BOLEANTU, M. BUGA, C. BURRADA, I. CONSTANTINESCU, N. ILIESCU, D.R. MOCANU, M. MODIGA, I. PASTRAV, M. TEODORU, Analiza experimentală a tensiunilor bazele teoretice ale metodelor tensometrice și indicațiile practice privind utilizarea acestora, BUCUREȘTI: EDITURA TEHNICA BUCUREȘTI, 1976.
- [61] DAQ systems with LabVIEW, „Connecting sensors and signals at the DAQ module,” *Strain gauges*, pp. <https://sites.google.com/site/sistemedaq/cuprins/connect-sensors-and-signals-to-a-daq-device/5-strain-gages/principii>.
- [62] Valentina POMAZAN, Alexandru POMAZAN, „SOLUȚII ESTETICE PENTRU RANFORSĂRI,” *Buletinul AGIR*, 2015.
- [63] Aranda B., Lasch C., Tooling, New York: Princeton Architectural Press, 2006.
- [64] Bollobas B., Riordan O., Percolation Cambridge, Cambridge University Press: Cambridge, 2006.
- [65] Marco Cavazzuti, Dario Costi, Andrea Baldini, Patrizio Moruzzi, „Automotive Chassis Topology Optimization: a Comparison Between Spider and Coup'e Designs,” *Proceedings of the World Congress on Engineering 2011 Vol III WCE 2011, July 6 - 8, 2011, London, U.K.*, 2011.
- [66] Albert Mihai Suvac Lucian CUCU, Radu Constantin PARPALA, Cosmin LAZAR, „Shape Optimization Through Parametric Design Methods Using Cad Software,” *Research and Science Today*, 2017.
- [67] Mihai, Suvac Albert; Lucian, Cucu; Radu, Parpala; Cosmin, Lazar, „Shape optimization trough parametric design methods using CAD software,” *Research and science today*, vol. 2, nr. 2285-9632, 2017.
- [68] Suvac A. M., Ganea-Christu I., „Electrically powered tricycle aggregated with agricultural Equipment. Volume,” *ISB INMA TEH 2019*, nr. ISSN 2344 - 4118, pp. 533-538, 2019.
- [69] Suvac A. M., Ganea-Christu I., „Electrically powered tricycle to be aggregated with small agricultural equipment,” nr. A-00625, 2019.
- [70] Suvac A. M., Ganea C. I., „Electrically powered tricycle aggregated with agricultural Equipment. Volume,” *ISB INMA TEH 2019*, nr. ISSN 2344 - 4118, pp. 533-538, 2019.

