

Ingineria automobilului

SE DISTRIBUIE GRATUIT CA SUPLIMENT AL REVISTEI AUTOTEST

ISSN 1842 – 4074

Nr. 51 / iunie 2019



KLC 2019

Challenge Kart Low Cost - Ediția a IX-a
10-11 mai 2019, Universitatea din Craiova



- Compararea performanțelor de siguranță pasivă asigurată biciclistilor de unele airbaguri
- Materiale cu schimb de fază utilizate la răcirea LED-urilor de mare putere
- Experimente pentru analiza eficienței sistemelor de siguranță pasivă la coliziunea frontală
- Optimizarea constructivă a sistemului de direcție a unui autoturism pentru reducerea razei de viraj și a erorii Ackermann

SIAR ESTE MEMBRĂ



INTERNATIONAL
FEDERATION OF
AUTOMOTIVE
ENGINEERING
SOCIETIES



EUROPEAN
AUTOMOBILE
ENGINEERS
COOPERATION

CREATORI DE AUTOMOBILE

Autor (Author): Cornel STAN

Editura (Published by): Editura Coresi srl

Anul apariției (Published): 2017

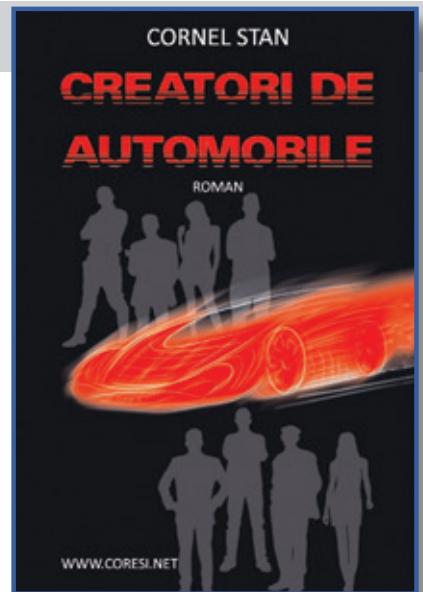
ISBN 978-606-996-012-7

Doi giganți din industria automobilelor își înțelesc puternic perpetua confruntare, dezvoltând două concepte de vehicule diametral opuse, ambele extrem de curajoase, dar și extrem de riscante. Drumul de la concept la funcționare trece prin fabrici, institute și aeroporturi, peste munte, insule și oceane – din Berlin, Paris și Detroit, până la San Francisco și Sydney. Tensiunea, dinamica, intrigile și povestile de dragoste nu lipsesc de pe aceste drumuri.

Autorul predă concepte de automobile și sisteme alternative de propulsive în numeroase universități din lume, din Saxonia și Paris, până în Toscana, California și Transilvania.

„În romanul său **Creatori de automobile**, profesorul universitar Cornel Stan ne oferă o viziune din interior asupra lumii stăpâname de cai putere a industriei de automobile.” (Haiko Prengel – www.welt.de)

Lucrarea reprezintă traducerea efectuată de către autor a volumului „**Automacher**” apărut în anul 2015 la Editura FORMAT Druckerei & Verlagsgesellschaft mbH din Jena, Germania.



MĂRIMI FUNDAMENTALE ÎN TERMOTEHNICĂ: TEMPERATURĂ, PRESIUNE, DEBIT

Autori (Authors): Rodica NICULESCU, Adrian CLENCI

Editura (Published by): Editura Universității din Pitești

Anul apariției (Published): 2018

e-ISBN 978-606-560-613-5

Lucrarea prezentată este complementară cursurilor universitare de „Termotehnică” și „Motoare Termice” și este destinată, mai degrabă, studenților programelor de licență „Autovehicule Rutiere” și „Ingineria Transporturilor și a Traficului”. Ea este o sinteză a reflecțiilor autorilor generate de activitățile din acest domeniu derulate la Universitatea din Pitești. Lucrarea prezintă noțiuni care de-a lungul timpului au suscitat interesul multor profesioniști ai domeniului. În acest manual, însă, autorii au încercat nu numai să preia cu acuratețe noțiunile ce dau titlul său dar, ca urmare a experienței academice, au încercat să le prezinte într-o manieră care să fie, deopotrivă, atrăgătoare și utilă.

Lucrarea este structurată pe 6 capitole după cum urmează: primul capitol tratează elemente generale ale procesului de măsurare; următoarele două capitole prezintă succint elemente de teorie privind stări și procese termodinamice, principiile termodinamicii; următoarele trei capitole sunt dedicate măsurării temperaturii, presiunii și debitului. Cartea conține teste de verificare a cunoștințelor, aplicații numerice și experimentale, de asemenea propune cititorilor subiecte de reflecție menite să rodească alte gânduri care să se concretizeze în fapte sau isprăvi utile.

Pentru o motivare suplimentară a cititorului, autori doresc să-i transmită că tot acest efort pe care-l face pentru înțelegerea conținutului unei lucrări este pentru o mai bună perceptie a vieții, a realității în care se regăsește. Așadar, după cum spunea Seneca cel Tânăr: „**Non scholae, sed vitae discimus**”, adică, într-o traducere liberă: „**Nu pentru școală învățăm, ci pentru viață**”.



TRANSPORTURILE... ÎNCOTRO?

TRANSPORTS... WHERE TO?



Observăm în ultimul timp problemele mereu mai acute cu care se confruntă domeniul transporturilor, toate având la origine creșterea continuă a cererii de transport (în multiplele sale forme) în condițiile unei oferte de transport mereu insuficiente.

Sigur, între factorii care constituie oferta de transport, cea mai problematică este infrastructura de transport, iar în domeniul transporturilor rutiere acest lucru se observă aproape oricând și oriunde.

Dacă multă vreme părea că o bună funcționare a societății impune și ca orice cerere de transport să fie satisfăcută în forma în care este exprimată, acum lucrurile par să se schimbe radical: societatea nu mai este dispusă să ofere covoare de asfalt tuturor mijloacelor de transport ce doresc să pătrundă până în inima zonelor rezidențiale, nu mai acceptă poluarea produsă de mijloacele de transport, așteaptă o atitudine civică atât din partea celor care generează cererea de transport cât și din partea celor care satisfac această cerere.

Este evident că fluxurile de transport (de persoane sau de marfă) au acum un caracter planetar și sunt condiționate de o multitudine de factori, dar sunt cunoscute prin cunoscutul concept integrator: costul generalizat al transportului.

Este evidentă dificultatea (sau imposibilitatea) de a găsi, pentru diversele cereri de transport, oferte de transport care să respecte condițiile sau așteptările unei societăți tot mai conștiente de necesitatea de prezervare a mediului. În aceste condiții, ajungem să ne punem întrebarea: sunt necesare toate aceste transporturi în forma în care sunt cerute, sau avem posibilitatea "să educăm" solicitanții de transport, să-i orientăm spre soluții de transport care să nu atenteze la habitatul nostru comun – Terra? În Europa, sectorul transporturilor reprezintă două sursă de emisii de gaze cu efect de seră, reprezentând în anul 2016 aproximativ 25% din totalul emisiilor din această categorie.

Este adeverat că transporturile reprezintă sistemul circulator al macroorganismului numit economie mondială. Dar acest macroorganism trebuie să funcționeze în echilibru, astfel ca niciun organ să nu fie favorizat sau neglijat, și numai în acest caz transportul mondial va funcționa în forma atât de mult clamată: mobilitate sustenabilă. Altintinderi, bunele intenții exprimate prin restricțiile impuse transporturilor pentru a nu agresa planeta, vor adânci și mai mult prăpastia existentă între cei care se pot conforma la aceste cerințe și cei aflați la polul opus.

În acest context intervine rolul inginerului de transporturi. Ce trebuie să facă el? Să îndeplinească toate aceste cereri de transport? Ar fi puțin, totuși, în contextul îngrijorării pe care o resimțim cu toții la viitorul planetei noastre.

Atunci? Trebuie să ofere soluții inovative, să poată oferi soluții de transport prietenoase pe termen foarte lung, indefinit, cu planeta. Provocările în acest moment includ automatizarea, digitalizarea și mobilitatea partajată, tendințe cu expansiune rapidă.

Prin urmare, având în vedere diversitatea și complexitatea problemelor, a contextelor instituționale și a perspectivelor tehnice, identificarea de soluții care să orienteze către o stare de echilibru reclamă o înțelegere substanțială a sistemului de transport și a interacțiunii dintre acesta și sistemul de activități. Această abordare implică intervenții cu specific multidisciplinar, bazate pe analize complexe în domeniile inginerie, economie, management, cercetare operațională, științe sociale, psihologie, alte științe naturale și drept.

Mare parte dintre aceste domenii se regăsesc în planurile de învățământ de la programele de studii de licență "Ingineria Transporturilor și a Traficului", incluse în oferta educațională din mai multe centre universitare din țară.

Rezultatele analizelor efectuate de specialiști în ingineria transporturilor stau la baza unor decizii privind dezvoltarea urbană, regională, continentală, ceea ce face ca această profesie să poarte o responsabilitate socială distinctă.

Cu referire la dezvoltarea orașelor și zonelor metropolitane, inginerul de transporturi va juca un rol deosebit de important în cadrul grupurilor multidisciplinare de specialiști care vor decide asupra viitorului urban dorit. Responsabilitățile acestuia vor include luarea deciziei asupra celor mai potrivite modele de dezvoltare a viitoarelor infrastructuri de transport, în concordanță cu noile orientări referitoare la utilizarea mijloacelor de transport nemotorizate sau motorizate, dar prietenoase cu mediul înconjurător, care utilizează energie provenită din surse regenerabile. Mediul urban va trebui să fie adaptat la necesitățile impuse de orientarea utilizatorilor către modurile de transport nepoluante care vor utiliza mai eficient spațiul urban. Stațiile de încărcare cu energie electrică ale vehiculelor, dotările care vor facilita deplasările pe jos sau pe două roți, terminalele de schimb intermodal, echipamentele sistemului de transport în comun modern vor deveni obișnuite în peisajul urban în viitorul apropiat, iar dimensionarea necesarului de astfel de facilități va sta în sarcina specialistului în transporturi. De asemenea, sistemele inteligente de management al traficului în aglomerările urbane vor putea fi programate astfel încât să maximizeze beneficiile aduse: creșterea accesibilității, reducerea timpilor de călătorie, scăderea nivelurilor de poluare chimică și fonică, deversarea în atmosferă a unor cantități mai mici de gaze cu efect de seră, etc. Toate acestea facând apel și la competențele specialistului în transporturi.

Prof. dr. ing. Alexandru BOROIU
Ş.l. dr. ing. Gabriela MITRAN

Universitatea din Pitești
Departamentul Autovehicule și Transporturi

SUMAR „INGINERIA AUTOMOBILULUI“ NR. 51

- | | |
|--|--|
| 3 TRANSPORTURILE... ÎNCOTRO?
TRANSPORTS... WHERE TO? | UTILIZAREA MATERIALELOR CU SCHIMB DE FAZĂ PENTRU RĂCIREA DIODEI
 EMITĂTOARE DE LUMINĂ (LED) DE MARE PUTERE |
| 5 INTERVIU CU DL. DANIEL ANGHEL - LIDERUL DEPARTAMENTULUI DE CONSULTANȚĂ FISCALĂ ȘI JURIDICĂ, PwC ROMÂNIA
<i>INTERVIEW WITH MR. DANIEL ANGHEL - THE LEADER OF THE FISCAL AND LEGAL CONSULTANCY DEPARTMENT, PwC ROMÂNIA</i> | 16 EFFICIENCY ANALYSIS OF PASSIVE SAFETY SYSTEMS IN VEHICLES IN THE CASE OF FRONTAL COLLISION USING EXPERIMENTAL TESTS
<i>ANALIZA EFICIENȚEI SISTEMELOR DE SIGURANȚĂ PASIVĂ ÎN CAZUL COLIZIUNII FRONTALE PRIN INTERMEDIUL TESTELOR EXPERIMENTALE</i> |
| 7 A 50-A APARIȚIE A REVISTEI „INGINERIA AUTOMOBILULUI“
<i>THE 50TH ISSUE OF THE „AUTOMOTIVE ENGINEERING“ MAGAZINE</i> | 21 DESIGN OPTIMIZATION OF A PASSENGER CAR'S STEERING SYSTEM FOR MINIMIZING THE ACKERMAN ERROR AND THE TURNING RADIUS
<i>OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A SISTEMULUI DE DIRECȚIE AL UNUI AUTOTURISM PENTRU MINIMIZAREA ERORII ACKERMANN ȘI A RAZEI MINIME DE VIRARE</i> |
| 9 COMPARATIVE ANALYSIS OF THE CYCLIST SAFETY PERFORMANCES YIELDED BY EXTERNAL AND HELMET AIRBAGS
<i>ANALIZA COMPARATIVĂ A PERFORMANȚELORELOR DE SIGURANȚĂ PASIVĂ PENTRU BICICLIȘTI OFERITE DE AIRBAGURILE CASCĂ ȘI AIRBAGURILE EXTERNE</i> | 25 CHALLENGE KART LOW COST
<i>LA CEA DE-A 9-A EDIȚIE</i> |
| 13 THE NEPCM MATERIAL AS COOLING SOLUTIONS FOR HIGH POWER LIGHT EMITTING DIODES (LED) | |

REGISTRUL AUTO ROMÂN

Director general

George-Adrian DINCA

Director tehnic

Cristian Viorel BUCUR

Director economic

Mihaela GHEORGHE

Director dezvoltare

Gabriel Florentin TUDORACHE

Şef Birou Comunicare și Redacție

Revistă Auto Test

Roxana DIMA

Redactori

Radu BUHĂNIȚĂ

Emilia PETRE

George DRUGESCU

Gabriel MANOLE

Contact:

Calea Griviței 391 A,
sector 1, cod poștal 010719,

București, România

Tel/Fax: 021/202.70.17

E-mail: autotest@rarom.ro

www.rarom.ro

www.autotestmagazin.ro

SIAR

Contact

Facultatea de Transporturi
Universitatea Politehnica
București

Splaiul Independenței 313

Sala JC 005, Cod poștal 060042, sector
6, București, România

Tel/Fax: 021/316.96.08

E-mail: siar@siar.ro

www.ingineria-automobilului.ro

www.siar.ro

<https://www.facebook.com/SIAR.FISITA/>

TIPAR

S.C. SELADO COMS.R.L.

Str. Mioriței nr. 59, Brăila

Jud. Brăila

Reproducerea integrală sau parțială a textelor și imaginilor se face numai cu acordul Revistei Auto Test, a Registrului Auto Român.

The authors declare that the material being presented in the papers is original work, and does not contain or include material taken from other copyrighted sources. Wherever such material has been included, it has been clearly indented or/and identified by quotation marks and due and proper acknowledgements given by citing the source at appropriate places. The views expressed in the articles are those of the authors and are not necessarily endorsed by the publisher. While every care has been taken during production, the publisher does not accept any liability for errors that may have occurred.

SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA

Președinte: Prof. dr. ing. Adrian-Constantin CLENCI, Universitatea din Pitești

Președinte de onoare: Prof. dr. ing. Eugen-Mihai NEGRUȘ, Universitatea Politehnica din București

Vicepreședinte: Prof. dr. ing. Cristian-Nicolae ANDREESCU, Universitatea Politehnica din București

Vicepreședinte: Prof. dr. ing. Nicolae BURNETE, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

Vicepreședinte: Prof. dr. ing. Anghel CHIRU, Universitatea „Transilvania” din Brașov

Vicepreședinte: Conf. dr. ing. Liviu-Nicolae MIHON, Universitatea Politehnica din Timișoara

Vicepreședinte: Prof. dr. ing. Victor OTĂT, Universitatea din Craiova

Vicepreședinte: Prof. dr. ing. Ion TABACU, Universitatea din Pitești

Secretar General: Prof. dr. ing. Minu MITREA, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” din București

COMITETUL ȘTIINȚIFIC

Prof. Dennis ASSANIS

University of Michigan, Michigan,
United States of America

Prof. Rodica A. BĂRĂNESCU

University of Illinois at
Chicago College of Engineering,
United States of America

Prof. Nicolae BURNETE

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca,
România

Prof. Giovanni CIPOLLA

Polytechnic di Torino, Italy

Dr. Felice E. CORCIONE

Engines Institute, Naples, Italy

Prof. Georges DESCOMBES

Conservatoire National des Arts et
Métiers de Paris, France

Prof. Cedomir DUBOKA

University of Belgrade Serbia

Prof. Pedro ESTEBAN

Institute for Applied Automotive
Research Tarragona, Spain

Prof. Radu GAIGINSCHI

Universitatea Tehnică „Gh. Asachi”
din Iași, România

Prof. Berthold GRÜNWALD

Technical University of Darmstadt,
Germany

Eng. Eduard GOLOVATAI-SCHMIDT

Schaeffler AG & Co. KG
Herzogenaurach,
Germany

Prof. Mircea OPREAN

Universitatea Politehnica din București,
România

Prof. Nicolae V. ORLANDEA

Retired Professor, University of Michigan
Ann Arbor, M.I.,
USA

Prof. Victor OTĂT

Universitatea din Craiova, România

Prof. Pierre PODEVIN

Conservatoire National des Arts et
Métiers de Paris, France

Prof. Andreas SEELINGER

Institute of Mining and Metallurgical
Machine, Engineering, Aachen, Germany

Prof. Ulrich SPICHER

Karlsruhe University, Karlsruhe, Germany

Prof. Cornel STAN

West Saxon University of Zwickau,
Germany

Prof. Dinu TARAZA

Wayne State University, United States
of America

Prof. Michael BUTSCH

University of Applied Sciences,
Konstanz, Germany

COMITETUL DE ONOARE AL SIAR

AVL România – Gerolf STROHMEIER

Magic Engineering SRL – Benone COSTEA

Registrul Auto Român – RAR – George-Adrian DINCA

Renault Technologie Roumanie – Alexander SIMIONESCU

Uniunea Națională a Transportatorilor Rutieri din România – UNTRR – Radu DINESCU

COLEGIUL DE REDACȚIE

Editor in Chief

Cornel STAN

West Saxon University of Zwickau, Germany

E-mail: cornel.stan@fh-zwickau.de

Technical and Production Editor

Minu MITREA

Military Technical Academy, Bucharest, Romania

E-mail: minumitrea@yahoo.com

Reviewers:

Liviu BOCÎI • Salvadore Mugurel BURCIU
Alexandru CERNAT • Radu DROESCU • Nicolae FILIP
Marius Ioan GHERES • Ioan LAZA • Dorin LELEA
Marin – Stelian MARINESCU • Liviu MIHON
Minu MITREA • Virgil Gabriel TEODOR • Bebe TICĂ •
Stelian TÂRUŁESCU

Contributors:

Anghel CHIRU

Adrian – Eugen CIOABLĂ

Adrian – Constantin CLENCI

Augustin CONSTANTINESCU

Ovidiu Andrei CONDREA

Dorin LELEA

Minu MITREA

Gheorghe POPA – MITROI

Alexandru – Ionuț RADU

Loreta SIMNICEANU

George TOGĂNEL

Mario TROTEA

Daniel – Dragoș TRUȘCĂ

Bogdan TOLEA

Cătălin ZAHARIA

The articles published in „Ingineria automobilului” magazine are indexed by
Web of Science in the „Emerging Source Citation Index (ESCI)” Section.



Articolele publicate în „Ingineria automobilului” sunt incluse în
Romanian Journal of Automotive Engineering (ISSN 2457 – 5275) – revista SIAR în limba engleză.
Revistele SIAR sunt publicate la adresa www.ro-jae.ro

INTERVIU CU DL. DANIEL ANGHEL - LIDERUL DEPARTAMENTULUI DE CONSULTANȚĂ FISCALĂ ȘI JURIDICĂ, PwC ROMÂNIA

INTERVIEW WITH MR. DANIEL ANGHEL – THE LEADER OF THE FISCAL AND LEGAL CONSULTANCY DEPARTMENT, PwC ROMÂNIA

În ce măsură, la nivelul Uniunii Europene există un sistem unitar de taxe și impozite în domeniul mijloacelor de transport auto?

La nivelul Uniunii Europene nu a fost implementat un sistem unitar de taxe și impozite pentru mijloacele de transport. În acest sens, Comisia Europeană a emis unele recomandări în ceea ce privește impozitarea autoturismelor. Astfel, în Comunicarea privind „Consolidarea pieței unice prin eliminarea obstacolelor fiscale transfrontaliere pentru autoturismele” Comisia Europeană a reținut următoarele:

„Diferențierile în taxarea autoturismelor nu ar trebui să se bazeze pe criterii specifice tehnologice, cum ar fi dimensiunea sau puterea motorului, ci pe date de performanță obiective, disponibile în mod obișnuit și relevante din punctul de vedere al politicilor, cum ar fi emisiile de CO₂. În plus, pragurile ar trebui să fie actualizate regulat pentru a menține preșuna de a cumpăra un vehicul ecologic și eficient.”

Din perspectivă fiscală, Comisia Europeană și-a exprimat opinia cu privire la sistemul optim de impozitare auto, recomandând o serie de măsuri referitoare la: eliminarea taxelor de înmatriculare a vehiculelor (perioadă de tranzit de 10 ani), stabilirea opțională a taxelor anuale privind utilizarea vehiculelor pe teritoriul unui stat membru, determinarea impozitului pe baza perioadei de utilizare a vehiculului pe teritoriul statului membru în care este înmatriculat (minim de 185 de zile de utilizare), determinarea impozitului pe baza emisiilor de CO₂ și rambursarea valorii taxei reziduale pentru vehiculele exportate sau vehicule înmatriculate în alt stat membru.

În ce constau diferențele și asemănările sistemelor de impozitare și taxare a vehiculelor aplicabile la nivelul UE?

Sistemele de impozitare a vehiculelor la nivelul Uniunii Europene se bazează pe sisteme diferite, fie ca impozit local sau taxă achitată la prima înmatriculare, fie în funcție de componente tehnice, de mediu și/sau pe alte metode complementare care și-au dovedit eficiența în timp.



State precum Austria, Franța, Olanda ori Spania impun o taxă de primă înmatriculare pentru vehicule, calculată în principal în funcție de nivelul de emisii de CO₂, corroborat cu alte criterii, precum combustibilul utilizat ori valoarea mașinii. În Olanda, spre exemplu, pentru vehiculele cu motoare diesel se achită o taxă suplimentară, în timp ce în Portugalia taxa este bazată pe capacitatea cilindrică, emisiile de CO₂ și de particule. Cu privire la impozitul local, state precum Germania utilizează sisteme de impozitare bazate atât pe capacitatea cilindrică a mașinii, cât și pe tipul de combustibil și nivelul de emisii de CO₂.

De asemenea, din ce în ce mai multe state europene adoptă măsuri complementare impozitării în scopul diminuării gradului de poluare. În Londra se impune o taxă de 13 euro pe zi pentru mașinile care tranzitează zona centrală a orașului, taxe similară fiind aplicate și în Stockholm ori Milano. Cea mai recentă și, totodată, radicală măsură a fost anunțată de către autoritățile olandeze, care au decis interzicerea în totalitate a circulației motocicletelor și a mașinilor pe benzină sau diesel în Amsterdam, începând din 2030. De asemenea, din 2022, în centrul capitalei va fi interzis accesul autobuzelor și al autocarelor cu combustie internă, iar din 2025 va fi interzisă și circulația ambarcațiunilor de agrement care funcționează pe baza același combustibili, precum și a motocicletelor și motoretelor.

O altă direcție în evoluția pieței auto se referă la dezvoltarea unor tehnologii noi în domeniul construcției de autovehicule, eficiente din punct de vedere energetic. Astfel, în 2016, țări precum Austria, China, Danemarca, Franța, Germania, Irlanda, Olanda, Portugalia, Spania și Anglia și-au stabilit drept întărire dezvoltarea pieței de automobile electrice. Toate aceste state au oferit diferite beneficii fiscale drept stimulent de cumpărare pentru mașini electrice: scutiri de la plata impozitului privind achiziția sau înregistrarea acestuia sau scutiri de la plata taxei de drum. Alte state, precum Norvegia și Suedia, oferă de asemenea beneficii fiscale și subvenții la nivel național.

Unele țări au stabilit obiective la nivel național pentru a atinge mobilitatea electrică în viitorul apropiat: Anglia și Franța au propus anul 2040 ca fiind anul care va încheia vânzările de autoturisme ce funcționează pe bază de benzină și motorină, în timp ce Norvegia și-a stabilit anul 2025.

Care sunt elementele principale care stau la baza stabilirii taxelor și impozitelor la mijloacele de transport auto din Uniunea Europeană?

La nivel european, din analiza sistemelor de impozitare aferente statelor membre, se poate observa că unele dintre statele membre ale UE au adoptat formule de impozitare bazate pe criterii de mediu, precum nivelul de emisii de CO₂, norma Euro sau combustibil. Alte state, aşa cum am mai menționat, calculează impozitul auto anual în funcție de criterii de natură tehnică, cum ar fi puterea motorului sau capacitatea cilindrică.

În prezent, în România, impozitul auto se calculează exclusiv în funcție de capacitatea cilindrică a motorului, utilizând o formula ce a rămas neschimbată de peste 10 ani, nemaiînd în concordanță cu evoluția continuă a industriei auto.

Astfel, sistemul fiscal actual nu încurajează cumpărarea de vehicule eficiente energetic, deoarece nu ține cont de progresele tehnice, fapt care este în contradicție cu tendințele impuse de Comisie, care recomandă impozitarea vehiculelor în funcție de nivelul de emisii de CO₂.

Care sunt direcțiile imprimate de Comisia Europeană din perspectiva reducerii emisiilor de poluanți proveniți de la autovehicule?

Din perspectivă de mediu, abordarea integrată a Uniunii Europene privind reducerea emisiilor de CO₂ generate de vehiculele prevede formularea și punerea în aplicare de către statele membre a unor programe naționale și regionale, care să conțină măsuri de diminuare a schimbărilor climatice. Printre implicațiile acestor angajamente se numără faptul că toate statele membre vor trebui să reducă semnificativ și emisiile generate de autoturisme.

Nu trebuie să uităm că sectorul auto (inclusiv transportul rutier) ocupă locul al doilea în cadrul sectoarelor industriale cu cel mai ridicat nivel al emisiilor de poluanți atmosferici. Pornind de la acest aspect, reprezentanții CE au reiterat, încă o dată, ideea potrivit căreia combaterea poluării aerului va putea fi realizată în cazul în care și sectorul auto își va îndeplini rolul său în respectarea limitelor impuse de legislația europeană pentru emisiile de dioxid de carbon. Astfel, începând cu anul 2020, s-a stabilit un obiectiv de 95 g CO₂/km ca medie a emisiilor pentru flota de autoturisme noi înmatriculată în Uniune. În plus, Comisia Europeană a propus reducerea limitei din 2021 cu 15% până în 2025 și cu 30% până în 2030. Noile obiective sunt exprimate în procente deoarece standardul de 95 g/km trebuie recalculat conform noilor teste, mai riguroase, de măsurare a emisiilor, care reflectă mai bine condițiile reale de condus.

Care au fost efectele eliminării timbrului de mediu pentru autovehicule asupra parcului auto din România?

În România, în 2015, PwC a realizat un studiu cu privire la impactul industriei auto din România, în cuprinsul căruia am analizat evoluția pieței auto locale, direcțiile imprimate de instituțiile europene în acest sector, sistemele de impozitare a vehiculelor adoptate în statele membre comparativ cu sistemul românesc de impozitare precum și aspectele legate de problematica poluării aerului generată de autovehicule.

Concluziile studiului arată că mașinile cu vârstă de peste 10 de ani

rezrezintă mai mult de 70% din parcoul auto românesc, în ultimii ani înregistrându-se o tendință de creștere a vârstei parcului auto. În 2017, an în care a fost eliminată taxa de primă înmatriculare pentru autovehicule, în România au fost introduse peste 520.000 de autoturisme second-hand, iar dintre acestea, mai mult de 70% sunt mașini vechi și poluante. Eliminarea taxei de primă înmatriculare în februarie 2017 a condus la stimularea importurilor de autoturisme rulate, creșterea numărului de autoturisme cu norme de poluare inferioare (Euro 1-3), descurajarea achiziției de autoturisme noi, creșterea vârstei medii a parcului auto național etc.

După cum este deja bine cunoscut, România întâmpină o reală problemă în ceea ce privește calitatea aerului, statisticile arătând numeroase depășiri ale indicatorilor de poluare, în special în marile aglomerații urbane. Bucureștiul este una dintre cele mai aglomerate capitale, prezentând cel mai ridicat indice de poluare dintre capitalele Uniunii Europene (74), depășind orașe precum Paris (67), Roma (66) ori Sofia (66).

În acest sens, Comisia a decis să trimită România în fața Curții de Justiție a UE pentru nerespectarea valorilor-limită convenite pentru calitatea aerului și pentru neadoptarea măsurilor corespunzătoare pentru a scurta cât mai mult posibil perioadele de depășire a acestor valori. Conform Raportului Agenției Europene de Mediu, în România poluarea aerului provoacă în fiecare an peste 23.000 de decese, România fiind a 5-a țară ca număr de ani de viață sănătoasă pierduți din cauza poluării aerului din cele 28 de state UE, depășind totodată India. Deteriorarea semnificativă a calității aerului este direct influențată de numărul de autovehicule din România, care este în continuă creștere. Datele oficiale prezentate de Organizația Mondială a Sănătății și Comisia Europeană arată că traficul supra-aglomerat din marile orașe românești s-a transformat într-o gravă problema de sănătate publică, având în vedere faptul că poluarea aerului omoară de 10 ori mai multe persoane decât accidentele rutiere.

Care ar fi soluțiile pentru îmbunătățirea structurii și vârstei parcului auto național?

Studiul PwC a concentrat asupra modalităților de reducere a poluării generate de vehicule, implicit asupra posibilităților scăderii vârstei parcului auto și a reducerii nivelului de emisii de CO₂. O primă modalitate constă în descurajarea achiziționării de vehicule vechi și poluante, care se poate realiza, în primul rând, printr-un sistem de impozitare a mijloacelor de transport eficient, bazat pe criterii obiective, și în linie cu direcțiile imprimate de Comisia Europeană, cum ar fi nivelul de emisii poluante generate de vehicule.

Fenomenul de îmbătrâniere accelerată a parcului auto din România este în contradicție cu evoluțiile din țările dezvoltate din vestul Europei, care acordă o importanță sporită protejării mediului și siguranței, în timp ce încearcă să se pregătească pentru adoptarea la scară cât mai largă a mașinilor electrice.

Având în vedere, pe de-o parte, nivelul îngrijorător al poluării aerului din România, iar pe de altă parte, eforturile susținute pe care alte state le depun pentru îmbunătățirea calității aerului, considerăm că autoritățile trebuie să adopte de urgență măsuri similare celorlalte țări, în vederea alinierii cu recomandările Comisiei.

Vă mulțumim pentru răspunsurile și comentariile prezentate și vă urăm mult succes în activitatea dumea voastră!

A 50-A APARIȚIE A REVISTEI „INGINERIA AUTOMOBILULUI”

THE 50TH ISSUE OF THE „AUTOMOTIVE ENGINEERING” MAGAZINE



Încă de la înființarea sa în ianuarie 1990, *Societatea Inginerilor de Automobile din România – SIAR* și-a propus printre obiectivele majore promovarea rezultatelor cercetării științifice românești din domeniul ingineriei autovehiculelor, transporturilor și siguranței rutiere prin editarea unei reviste de specialitate și publicarea rezultatelor muncii de cercetare ale cadrelor didactice universitare și cercetătorilor din domeniu.

Urmare a acestei preocupări a apărut „Revista Inginerului de Automobile – RIA” cu un prim număr publicat în iulie 1990 ca rezultat al eforturilor intense și conjugate ale Președintelui SIAR – prof. dr. ing. Eugen – Mihai Negruș și ale unui grup entuziașt de membri SIAR ce au constituit primul colegiu de redacție, având ca redactor șef – prof. dr. ing. Dumitru Marincaș (Universitatea Transilvania din Brașov), redactor șef adjunct – prof. dr. ing. Constantin Manea (Academia Tehnică Militară), redactor șef adjunct – prof. dr. ing. Anghel Chiru (Universitatea Transilvania din Brașov), secretar general de redacție – prof. dr. ing. Mihai Stratulat (Academia Tehnică Militară), iar ca membri cadre didactice universitare și specialiști din industria de autovehicule – în plină funcțiune la acel moment – prin ROMAN Brașov, ARO Câmpulung Muscel, DACIA Pitești, OLTCIT Craiova, ROCAR București, MASTER București, TRACTORUL Brașov și încă numeroase altele.

Inspirată de publicația franceză „Ingénieurs de l'Auto” editată de Société

des Ingénieurs de l'Automobile, revista cuprindea atât articole ce prezintau rezultate ale cercetării științifice din universități și din instituțile naționale de cercetare științifică din domeniul ingineriei autovehiculelor, dar și puncte de vedere, opinii, interviuri, informări de interes din viața SIAR. Sprijinîtă puternic mai ales de întreprinderile ROMAN și TRACTORUL din Brașov, *Revista Inginerului de Automobile - RIA* a fost editată în 30 numere până în anul 2000, când și-a încheiat apariția din motive financiare. Implicarea *Registrului Auto Român* a permis în anul 2006 reluarea apariției revistei de specialitate a Societății Inginerilor de Automobile din România, dar sub un nume nou „Ingineria automobilului”. Tipărită cu ajutorul *Registrului Auto Român* și distribuită împreună cu revista „Auto-Test”, revista „Ingineria automobilului” a avut o apariție regulată, trimestrială, prin contribuția și străduința unui număr important de colegi, dintre care enumăr: prof. dr. ing. Ioan – Mircea Oprean, prof. dr. ing. Anghel Chiru, prof. dr. ing. Ion Copae, prof. dr. ing. Ion Tabacu, prof. dr. ing. Florian Ivan, prof. dr. ing. Cristian – Nicolae Andreescu, prof. dr. ing. Gheorghe Frățilă, și încă mulți alții.

Un sprijin puternic s-a primit din partea prof. dr. ing. Cornel Stan, care și-a asumat în ultimii ani și coordonarea științifică a revistei din poziția de redactor șef.

În vederea creșterii vizibilității internaționale a revistei și implicit a

Nr. crt.	Universitatea	Număr de articole publicate	Număr de autori	Pondere din total articole [%]
1	Universitatea Politehnica din București (AR + alte departamente)	35	97	14,89
2	Universitatea din Pitești	33	86	14,04
3	Universitatea Transilvania din Brașov	31	87	13,19
4	Academia Tehnică Militară „Ferdinand I”	23	63	9,79
5	Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca	15	32	6,38
6	Universitatea din Craiova	7	17	2,98
7	Universitatea Ovidius din Constanța	7	12	2,98
8	UTM + UASM Chișinău	6	14	2,55
9	Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași	5	15	2,13
10	Universitatea Politehnica din Timișoara	4	10	1,70
11	Universitatea din Oradea	3	10	1,28
12	Alte universități (inclusiv din străinătate)	33	107	14,04
13	Agenți economici (inclusiv din străinătate)	33	83	14,04
	TOTAL	235	633	100,00

lucrărilor incluse în aceasta, în perioada 2011 – 2014 s-a publicat în format electronic versiunea în limba engleză a revistei „*Ingineria automobilului*” (în total 16 ediții). Totuși, deși conținea lucrări în limba engleză, numele revistei în limba română a făcut ca aceasta să nu fie accesată și vizionată la nivelul așteptărilor. La acest fapt a contribuit și conținutul eterogen al revistei – practic traducerea în engleză a revistei tipărite în limba română, o parte dintre materialele publicate având ca întâi doar cititorul român.

Pornind de la această constatare, am propus editarea unei reviste noi, cu un conținut exclusiv științific, care să vizeze diseminarea internațională a rezultatelor cercetării științifice din domeniul ingineriei autovehiculelor, transporturilor și securității rutiere, și care, în timp, să își construiască un loc alături de publicațiile de gen recunoscute pe plan mondial.

Astfel, începând cu anul 2015 Societatea Inginerilor de Automobile din România editează și publică electronic „*Romanian Journal of Automotive Engineering - RoJAE*”.

Lucrările publicate în revistele SIAR au drept autori principali/coautori cadre didactice și cercetători științifici cu competențe și merite recunoscute și confirmate în timp, publicarea lucrărilor fiind supusă judecății întregii comunități științifice de profil.

Între timp, prin acțiunile întreprinse pentru indexarea, evaluarea și cotarea internațională a revistei „*Ingineria automobilului*”, aceasta a fost indexată de *Web of Science* în „*Emerging Source Citation Index (ESCI) Section*”.

Atingerea de către publicațiile SIAR a poziției de revistă cotată ISI implică îndeplinirea unor condiții de natură tehnică (editare, publicare, copyright etc.), dar și științifică (calitate articole, recenzie științifică, originalitate etc.).

Definiția unei reviste cotate ISI se regăsește în Ordinul de Ministrul (MECTS) Nr. 4478 din 23 iunie 2011, publicat în Monitorul Oficial, Partea I, Nr. 448/27. VI.2011, în cadrul secțiunii “DEFINIȚII” din ANEXA Nr. 2: “O revistă cotată ISI este o revistă pentru care Thomson Reuters (din 2015: Clarivate Analytics) calculează și publică factorul de impact în Journal Citation Reports” (JCR).

Catalogul cu indicatori scientometrici, JCR, se publică anual și este disponibil pe platforma informatică Web of Science

Definiția unei reviste indexate ISI se regăsește în Ordinul de Ministrul (MECTS) Nr. 4692 din 29 iulie 2011, publicat în Monitorul Oficial, Partea I, Nr. 540/29. VII.2011, în cadrul secțiunii “DEFINIȚII” din ANEXA Nr. 2: “O revistă indexată ISI este o revistă indexată în Science Citation Index Expanded, Social Sciences Citation Index sau Arts & Humanities Citation Index.

<https://uefiscdi.gov.ro/scientometrie-reviste>

Încă de la primul număr al *RoJAE* am propus colegilor din SIAR concentrarea eforturilor în vederea creșterii vizibilității și calității revistei, pentru o puternică recunoaștere internațională, pentru încurajarea cercetătorilor atât din România, cât și din străinătate în a publica rezultatele muncii lor.

Pentru a ajunge la o asemenea recunoaștere sunt necesare acțiuni organizatorice și științifice conjugate ale membrilor SIAR, cu o implicare puternică atât a cadrelor didactice universitare cu experiență, dar și a tinerilor cercetători.

Numărul apărut în luna martie 2019 al publicației științifice a SIAR a marcat ediția a 50-a sub numele „*Ingineria automobilului*”, dar și a 80-a ediție – dacă însumăm și cele 30 apariții ale „*Revistei Inginerului de Automobile – RIA*”!

În cele 50 numere ale revistei „*Ingineria automobilului*” s-au publicat articole științifice din domeniul ingineriei autovehiculelor, transporturilor și securității rutiere, astfel:

- total articole publicate: 235
- din care din România: 176
- din străinătate: 59
- total autori: 633
- din care din România: 457
- din afara României: 176

Implicitarea mediului economic este reflectată de publicarea unui număr de 33 articole cu un total de 83 autori din țară și străinătate.

Situată publicării de lucrări științifice în cele 50 ediții ale „*Inginerului automobilului*” este prezentată în tabelul de mai sus.

Pe de altă parte, în ultimele 10 ediții au fost publicate 46 de articole, dintre care 34 au reprezentat lucrări prezentate și publicate la congresele SIAR (republicări), doar 12 articole fiind lucrări noi (nepublicate), astfel: Universitatea Agrară de Stat din Moldova – Chișinău: 3; Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău: 2; Universitatea din Pitești: 2; Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca: 2; Academia Tehnică Militară: 1, Indian Institute of Technology Dhanbad- India: 2.

O scurtă privire asupra cifrelor de mai sus ne impune o reevaluare a nivelului de implicare a membrilor SIAR – mai ales a cadrelor didactice ce conduc programe de pregătire prin doctorat în centrele universitare din țară. Încurajarea doctoranzilor pentru a publica în „*Ingineria automobilului*” constituie un prim pas în cadrul unui proiect de creștere a nivelului științific al acestora.

Demersul de plasare a revistelor „*Romanian Journal of Automotive Engineering*” și „*Ingineria automobilului*” între publicațiile recunoscute pe plan internațional constituie o provocare pentru mediul academic românesc din domeniul ingineriei autovehiculelor și transporturilor rutiere.

Cine se angajează la acest demers?

Success is a journey, not a destination!

Să privim cu optimism!

Prof. dr. ing. Minu MITREA
Secretar General SIAR

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE CYCLIST SAFETY PERFORMANCES YIELDED BY EXTERNAL AND HELMET AIRBAGS

ANALIZA COMPARATIVĂ A PERFORMANȚELOR DE SIGURANȚĂ PASIVĂ PENTRU BICICLIȘTI OFERITE DE AIRBAGURILE CASCĂ SI AIRBAGURILE EXTERNE

REZUMAT

Lucrarea curentă studiază într-o abordare experimentală performanțele de siguranță pasivă oferite de cele mai recente tehnologii airbag pentru bicicliști: airbaguri de tip cască și airbaguri externe montate pe vehicule. Două teste experimentale de impact au fost realizate în condiții inițiale similare, utilizând același autovehicul: Testul 1 (10,4 m/s viteza de impact a autovehiculului, manechin echipat cu airbag cască) și Testul 2 (11,10 m/s viteza de impact a autovehiculului, airbag extern echipat pe autovehicul). Performanțele sistemelor de siguranță pasivă au fost determinate prin comparația accelerărilor măsurate și a valorilor calculate HIC și NIC, fiind analizate totodată și timpii de declanșare

ai airbagurilor. Rezultatele arată faptul că airbagurile cască oferă un grad mai ridicat de protecție prin prismă diminuării vătămărilor survenite, dar timpul de declansare este semnificativ mai mare decât pentru airbagurile externe. Un potențial ridicat în diminuarea leziunilor capului a fost identificat în cazul airbagurilor externe, însă sunt necesare cercetări suplimentare în acest sens pentru optimizarea volumului, înclinării și timpului de declanșare al airbagului.

Key-Words: helmet airbag, external airbag, cyclist airbag, cyclist safety, cyclist impact, safety performance



Drd. ing.
Ovidiu-Andrei CONDREA
ovidiu.condrea@unitbv.ro



Prof. dr. ing.
Anghel CHIRU



S.I. dr. ing.
George TOGĂNEL
dan.moldovanu@auto.utcluj.ro



S.I. dr. ing.
Daniel Dragos TRUȘCĂ

Universitatea Transilvania din Brașov,
Str. Politehnicii, Nr. 1, 500024 BRAȘOV, România

NOMENCLATURE

HIC: head injury criterion

NIC: neck injury criterion, m^2/s^2

a : resultant head acceleration, m/s^2

a_x^{T1} : T1 vertebra acceleration measured on the X axis, m/s^2

a_x^H : head acceleration measured on the X axis, m/s^2

a_{rel} : relative acceleration between head and T1 vertebra, m/s^2

v_{rel} : relative velocity between head and T1 vertebra, m/s

1. INTRODUCTION

Cyclists are the most vulnerable road users (VRU) after pedestrians, making cyclist safety an important concern among accidentologists.

In 2010, 7.4% of EU road users acknowledged the bicycle as the main mode of transport [5]. During the 2012-2015 period, cyclist fatalities in EU made for 8% of all road fatalities, marking an increase comparing to the 7% rate recorded during the 2009-2011 period [6]. Maki [11] showed that 72% of cyclist fatalities and 21% of cyclist serious injuries are caused by head injuries. Similar findings by Otte [15] show that the frequency of AIS2+ head injuries is 26.7%. These studies offer a clear indicator that head injuries are the leading cause in cyclist fatalities, while also underlining the need for an increased level of protection for cyclists in order to mitigate traumatic brain injuries.

Regarding cyclist head safety, traditional bicycle helmets made from expanded polystyrene represent the most widespread passive safety equipment for cyclists, and their role in reducing linear and angular accelerations, as well as impact forces, has been acknowledged in a series of studies [2][3][12][13][16][19]. However, new passive safety systems for cyclists have been developed in recent years by innovating airbag technologies, namely helmet airbags for cyclists and vehicle-mounted external

airbags which are designed to improve the safety of pedestrians and other VRU.

To this point, the cyclist safety potential of these airbag systems is not comprehensively determined.

It has been shown through vertical and oblique drop tests [10][18] that helmet airbags perform better than traditional bicycle helmets, significantly reducing HIC values (to a maximum of 7-8 times if optimized) [10] and linear acceleration (nearly three times) [18]. Furthermore, helmet airbags reduced rotational acceleration values minimum three times compared to MIPS helmets in most of the cases [18], which is notable taking into account that the latter are specifically designed to limit the angular acceleration of the head in comparison with conventional bicycle helmets. However, there is a need for further evaluation of helmet airbags [10] since there is no information in literature about the performance of helmet airbags in full-scale staged tests, therefore the potential of these types of safety systems in realistic vehicle-bicycle accident scenarios is still undetermined.

Vehicle external airbags have been developed in recent years and integrated into advanced passive safety systems which include active bonnet systems. Kietlinsky [9] showed that the stand-alone performance of external airbags can be summarized in a 30 to 40% reduction in VRU injury values and an 80% reduction if coupled with autonomous emergency braking systems. Similar results were obtained by Frederiksson [7] for pedestrian AIS3+ injury reduction (48%). In a TNO study [17] it was shown that optimized external airbags can reduce HIC values for cyclists by more than 75%, if gas temperature and mass flow are increased. However, the safety potential of external airbags is influenced by vehicle geometry and they are less effective for larger vehicles (SUV, minivans, heavy vehicles) [9]. Furthermore, there are still numerous concerns regarding the de facto cyclist safety provided by external airbags and their optimization for this purpose, since the primary focus for assessing the safety performances of these types of systems was set on the pedestrian category.

The first aim of this paper is to experimentally determine the passive safety performances of helmet airbags and external airbags in cyclist HIC

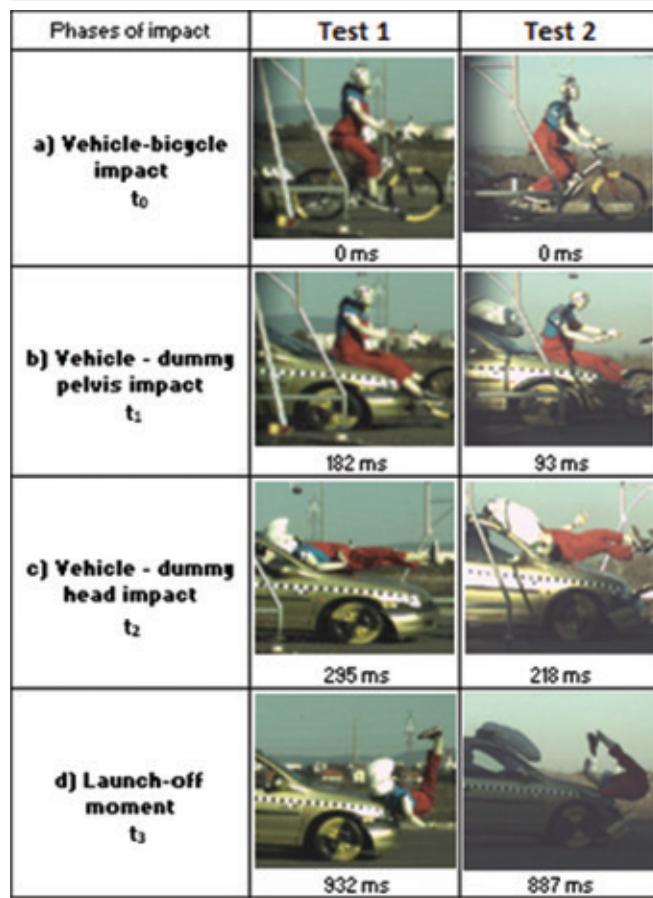


Fig. 1. Film sequences from the carried-out crash-tests

and NIC reduction, thus investigating the proof of concept for these systems. The second aim is to compare the inflation performances of these technical solutions and to determine which one has a higher potential in mitigating cyclist injuries.

2. THE WORKING PRINCIPLE OF EXTERNAL AND HELMET AIRBAGS

2.1 Helmet airbags

Helmet airbags are designed [1][14] to be worn on the neck similar to a scarf and comprise a lower airbag part, an upper airbag part, an inflator, a trigger and an external apparel. The two airbags are initially folded inside the apparel and connected to the inflator, which comprises a hybrid gas generator, a 3 Volt battery and a deflator. The trigger device is manually activated and comprises a micro sensor and auxiliary electronics which control the inflation conditions and prevent false positives. The deployment occurs after the acceleration on the X or Y axes reaches a certain threshold, while the accelerations measured on the Z axis are not taken into account for deployment. This feature was implemented by the manufacturer in order to prevent the deployment of the airbag in non-dangerous situations, such as running over potholes. Upon triggering, the lower airbag inflates first and surrounds the neck and the back of the head, while the upper airbag inflates afterwards and surrounds the crown of the skull, the temporal lobes and the forehead.

2.2 External airbags

External airbags are positioned below the common edge of the vehicle's windscreen and bonnet and are designed to function in tandem with active hood systems, which decrease the rigidity of the bonnet in the

proximity of the cowl and create space for airbag deployment. A contact sensor comprised of several accelerometers triggers the deployment after detecting a frontal bumper impact. Deployed external airbags take a U-shape and surround the lower-part of the windscreen and the A-pillars, in this way covering the stiffer areas which cause VRU injuries in impacts. Different versions of external airbags are available, the primary difference being the airbag volume and implicitly the area covered by the airbags. Consequently, external airbags can be pedestrian-only dedicated or VRU dedicated, the latter covering a wider area of the A-pillars.

None of the current external airbag technologies offer protection against head impacts with the roof edge or the upper part of the windscreen, which are generated at higher WAD (wrap-around distance) values, as it is the case for most of the vehicle-bicycle accidents.

3. METHODS

For this study two different experiments were carried out at approximately the same vehicle impact speed in order to allow comparability between helmet and external airbags in terms of injury probability reduction. An Opel Corsa vehicle, two bicycles and a dummy with anthropometric characteristics were used in the experiments. The dummy was instrumented with two tri-axial accelerometers mounted in the centers of mass of the head and the thorax.

In Test 1, the cyclist dummy was equipped with an undeployed helmet airbag, which was manually activated before the test. The airbag inflated before the head impact with the vehicle and maintained a part of the initial air pressure during the head impact with the ground.

In Test 2, the vehicle was equipped with a pedestrian dedicated external airbag connected to an improvised impact sensor comprised of an electrical contact positioned in the vehicle's bumper, in the predicted contact area with the bicycle. The external airbag positioning on the vehicle was carried out inversely in an innovative manner by attaching the airbag to the roof of the vehicle, such that the airbag will cover the frontal edge of the roof upon inflation, the extremity of the windscreen and the upper parts of the A-pillars.

Each crash-test was broken down into four distinct moments (figure 1) which mark the definitive phases of the collision and the phases of the cyclist's kinematic motion:

- The vehicle-bicycle impact (t_0)
- The vehicle-pelvis impact (t_1)
- The vehicle-head impact (t_2)
- Launch-off moment (t_3)

The initial impact between the vehicle and the bicycle was chosen as the starting point for our analysis ($t_0=0$, figure 1.a.).

The acquired head and thorax accelerations were processed with a CFC 60 filter and used as input parameters to calculate HIC and NIC criteria values.

HIC was first proposed in 1972 by NHTSA, in the present being one of the most used head injury criteria. The input parameter used to assess HIC values is the resultant head acceleration. Initially, the selected time interval used for HIC calculation was limited to maximum 36 ms (HIC 36), yet in 2000 it was decreased by NHTSA to 15 ms (HIC 15).

$$HIC = \left[\left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right)^{2.5} (t_2 - t_1) \right]_{\max} \quad (1)$$

NIC was introduced in 1996 and it is currently used to evaluate neck injury probability by using head and T1 vertebra accelerations and velocities as input parameters. The selected time interval is comprised of 150 ms for which the maximum NIC value is determined.



Fig. 2. Cyclist head impact location for each crash-test

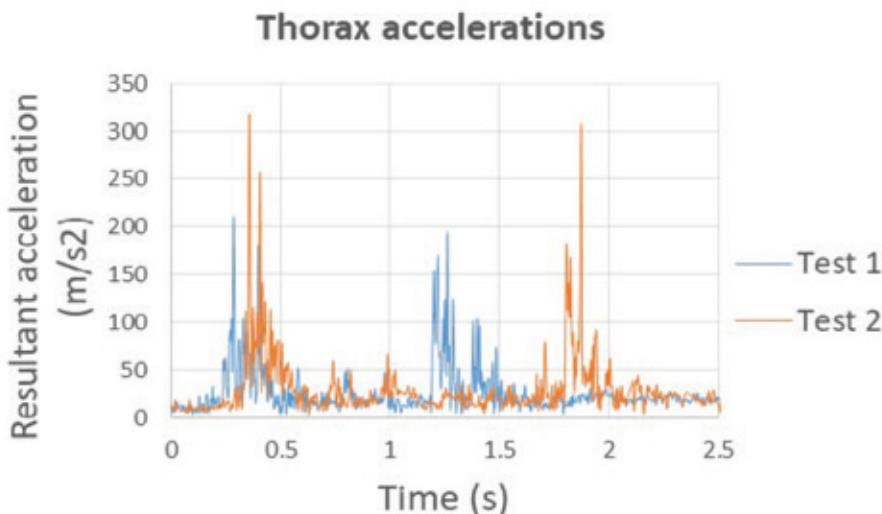


Fig. 3. Cyclist thorax accelerations acquired during the crash-tests

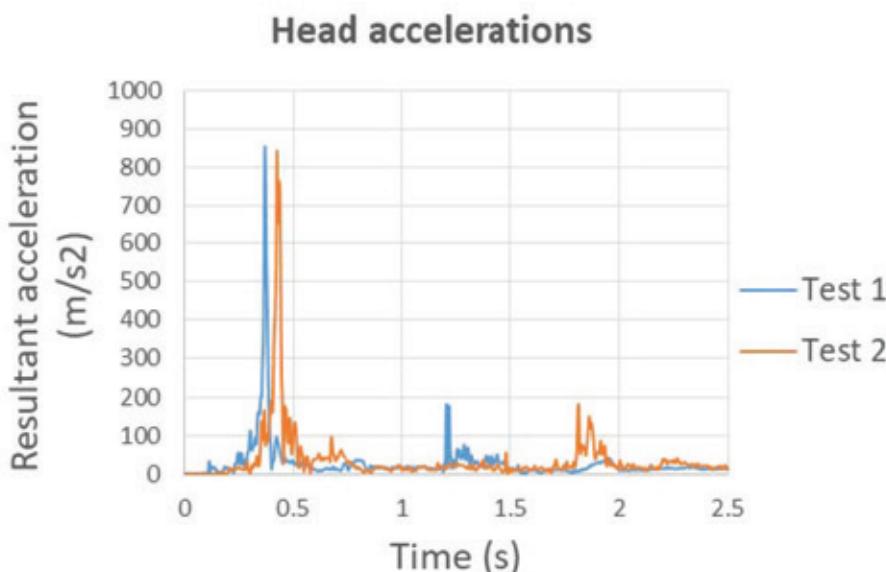


Fig. 4. Cyclist head accelerations acquired during the crash-tests

$$NIC = 0.2 \cdot a_{rel} + v_{rel}^2 \quad (2)$$

$$a_{rel} = a_x^{T1} - a_x^H \quad (3)$$

$$v_{rel} = \int a_{rel} dt \quad (4)$$

For this study, in order to determine NIC values, the T1 vertebra acceleration was assimilated with the acceleration measured in the center of gravity of the dummy's thorax.

4. RESULTS AND DISCUSSION

Vehicle impact velocity was determined as follows: 10.4 m/s for Test 1 and 11.1 m/s for Test 2. The head impact location was approximately in the same area for both tests, in the superior edge of the windscreens respectively (figure 1, c, figure 2).

The wrap-around distance measured onto the vehicle's frontal profile from ground level to the head impact location, suffered a variation of 30 mm. The similar head impact location and vehicle impact velocity obtained for each test constituted prerequisites for allowing the comparative analysis to be carried out.

Head and thorax accelerations acquired during the crash-tests were processed and used for assessing injury criteria values. The resultant cyclist head and thorax accelerations are shown in figures 3 and 4. Calculated HIC and NIC values, as well as the measured data afferent to each crash-test are presented in Table 1. The maximum head acceleration was nearly equal for both tests, 86.9 m/s² for Test 1 and 85.8 m/s² for Test 2.

Regarding the injury reduction offered by each type of airbag, the helmet airbag decreased the HIC 15 and HIC 36 values with 46% and the NIC value with 32% compared to the external airbag. For both crash-tests, NIC values exceeded the 15 m²/s² threshold which constitutes the AIS-1 cervical injury tolerance, yet the HIC values did not exceed the threshold of 700 for neither test.

As for the airbags' inflation performance shown in Table 2, significant differences were determined within the video analysis procedure step. The deployment duration of the external airbag was approximately 20 ms, nearly half of the duration of the helmet airbag – 39 ms respectively. The start of

Table 1. Injury criteria values and measured data afferent to each crash-test

Test no.	Vehicle impact velocity [m/s]	Pelvis impact time [ms]	Head impact time [ms]	WAD [mm]	Maximum head acceleration [m/s ²]	HIC 15	HIC 36	NIC [m ² /s ²]
1	10.4	172	295	2220	86.9	268	167	41
2	11.1	92	218	2250	85.8	498	325	61

Table 2. Airbag performance parameters

Test no.	Type of airbag	Head impact time (ms)	Airbag deployment debut time (ms)	End of airbag deployment time (ms)	Airbag deployment duration (ms)	Time to impact (ms)
1	Helmet airbag	295	263	302	39	-39
2	External airbag	218	93	113	20	123

the external airbag deployment was observed at 93 ms when the cyclist pelvis impact took place, and ended at 113 ms, respectively with 105 ms before the head impact took place.

The debut of the helmet airbag deployment (263 ms) occurred after the pelvis impact. The deployment process ended at 302 ms, after the head impact took place.

The external airbag behaved better than the helmet airbag which was not deployed entirely at the time of the head impact. This is caused by the different types of inflation procedures for each airbag: the external airbag is deployed after the vehicle-bicycle impact is detected (at 0 ms), while the helmet airbag is deployed when the acceleration on the X and Y axes reaches the threshold imposed by the manufacturer, in this case following the pelvis impact (at 172 ms, 123 ms before the head impact).

It has been determined that the late deployment of the helmet airbag was influenced by the longitudinal rear impact configuration, which generates a vertical motion for the cyclist between the vehicle-bicycle impact and the pelvis impact, undetectable by the airbag's deployment system since it is a vertical motion on the Z axis.

5. CONCLUSION

As presented, significant differences were determined in the current comparative analysis between the behavior of the tested airbags, in terms of both injury reduction and inflation performance.

The helmet airbag used in our study offered higher protection, in terms of both head and neck injury reduction with 46% and 32% respectively, but the deployment time was significantly higher than for the external airbag. A downside of helmet airbags is indicated in the case of rear collisions with higher vehicle impact velocities. If the head impact time is inferior to the airbag debut time, then the inflation of the airbag is practically useless since head injuries are already produced. Therefore, it is questionable if helmet airbags can provide safety to cyclists in these situations. Additional studies and airbag inflation optimizations are required in order to make helmet airbags feasible for protecting cyclists at higher impact velocities. Although the external airbag used in our study, designed to cover the upper extremity of the windscreen, determined higher injury criteria values than the helmet airbag, the debut inflation time of 93 ms indicates a significant potential for external airbags in offering protection at higher impact velocities. Additional research is required in order to increase injury mitigation potential, by optimizing the inclination and deployment time, as well as the volume and the pressure of the airbag.

REFERENCES:

- [1] Alstin, Terese and Haupt, Anna, *System and method for protecting a bodypart*. Hovding Sverige AB. U.S. Patent 8,402,568, 2013
- [2] Bambach, R. Michael; Mitchell, R.J., Grzebieta, H. Rahael and Olivier, J., *The effectiveness of helmets in bicycle collisions with motor vehicles: A case-control study*. Accident Analysis and Prevention, vol. 53: pp. 78-pp.88, 2013.
- [3] Cripton, A. Peter; Dressler, M. Daniel; Stuart, A. Cameron; Dennison, R. Christopher and Richards, Darrin, *Bicycle helmets are highly effective at preventing head injury during head impact: Head-form accelerations and injury criteria for helmeted and unhelmeted impacts*. Accident; analysis and prevention, vol. 70, pp.1-pp.14, 2014.
- [4] Data Processing Vehicle Safety Group, *Crash Analysis Criteria Description Version 2*. Arbeitskreis Messdatenverarbeitung Fahrzeugsicherheit. 2006
- [5] European Commission, *Flash Eurobarometer - Future of transport. Analytical report*. European Comission. Flash EB Series #312. 2010
- [6] European Comission, *Traffic Safety Basis Facts 2017 – Cyclists*. European Commission, 2017
- [7] Fredriksson Rickard and Rosén Erik, *Integrated pedestrian countermeasures - potential of head injury reduction combining passive and active countermeasures*. IRCOBI (International Research Council On the Biomechanics of Impact), pp.400-pp.407, 2010.
- [8] Hertz Ellen, *A note on the head injury criterion (HIC) as a predictor of the risk of skull fracture*. Proceedings: Association for the Advancement of automotive medicine annual conference, vol. 37, pp. 303-pp.312, 1993.
- [9] Kietlinski, Kajetan; TijsSENS, Martin and Schüling, Jürgen, *Simulation of New Safety Measures to Protect Vulnerable Road Users*, AZT Worldw. vol. 119, 2017
- [10] Kurt, Mehmet; Laksari, Kaveh; Kuo, Calvin; Grant, A. Gerald and Camarillo, B. David, *Modeling and Optimization of Airbag Helmets for Preventing Head Injuries in Bicycling*. Annals of biomedical engineering, vol. 45(4), pp.1148-pp.1160, 2017.
- [11] Maki, Tetsuo; Kajzer, Janusz; Mizuno, Koji and Sekine, Yasufumi, *Comparative analysis of vehicle-bicyclist and vehicle-pedestrian accidents*. Accident Analysis & Prevention, vol. 35(6), pp.927-pp.940, 2003.
- [12] Matsui, Yasuhiro; Oikawa, Shoko and Hosokawa, Naruyuki, *Effectiveness of wearing a bicycle helmet for impacts against the front of a vehicle and the road surface*. Traffic Injury Prevention, vol. 19(7), pp.773-pp.777, 2018.
- [13] Olivier, Jake and Creighton, Prudence, *Bicycle injuries and helmet use: a systematic review and meta-analysis*. International Journal of Epidemiology vol.46(1): pp.278-pp.292, 2016.
- [14] Olsson, Dick and Sellergren, Ulf, *Airbag suitable for head protection*. Hovding Sverige AB. U.S. Patent Application 13/823,986, 2013
- [15] Otto Dietmar, *Possibilities and limitation for protective measures for injury reduction of vulnerable road users*. International Journal of Crashworthiness, vol. 7(4), pp.441-pp.462, 2002.
- [16] Rizzi, Mateo; Stigson, Helena and Kraft, Maria, *Cyclist injuries leading to permanent medical impairment in Sweden and the effect of bicycle helmets*. IRCOBI (International Research Council On the Biomechanics of Impact) Conference, pp.412-pp.423, 2013.
- [17] Rodarius, Carmen; Mordaka, Justina and Versmissen, Ton, *Bicycle safety in bicycle to car accidents*. TNO. 2008
- [18] Stigson, Helena; Rizzi, Matteo; Ydenius, Anders; Engström, Emma and Kullgren Anders, *Consumer Testing of Bicycle Helmets*, IRCOBI (International Research Council On the Biomechanics of Impact) Conference, pp.173-pp.181, 2017.
- [19] Thompson, C. Diane; Rivara, Fred and Thompson, Robert, *Helmets for preventing head and facial injuries in bicyclists*. Cochrane Database of Systematic Reviews, 2000 (2), CD001855, 1999.

THE NEPCM MATERIAL AS COOLING SOLUTIONS FOR HIGH POWER LIGHT EMITTING DIODES (LED)

UTILIZAREA MATERIALELOR CU SCHIMB DE FAZĂ PENTRU RĂCIREA DIODEI EMIȚĂTOARE DE LUMINĂ (LED) DE MARE PUTERE

REZUMAT

În lucrare se analizează oportunitatea folosirii amestecului compus din apă și materiale cu schimbare de fază pentru aplicații de răcire ale dispozitivelor de iluminat de tip LED. Metodologia de analiză se bazează pe modelare numerică cu metoda volumului finit. Disipatorul de căldură confine o serie de mini-canale drepte. Rezultatele obținute

confirmă faptul că nanofluidele cu materiale cu schimb de fază encapsulate, împreună cu mini - dissipatorul de căldură, reprezintă o soluție promițătoare pentru răcirea dispozitivelor de iluminat de tip LED.

Key-words: NEPCM, LED, cooling, numerical



Prof. dr. ing.
Dorin LELEA
dorin.lelea@upt.ro



Drd. ing.
**Adrian Eugen
CIOABLĂ**

Universitatea Politehnica din Timișoara,
B-dul Mihai Viteazul Nr. 1, 300222 Timișoara,
România

1. INTRODUCTION

The cooling capabilities of Light Emitting Diodes (LED) might be improved with combine effect of microchannel heat sink and different nanofluids or PCM (phase change materials) slurries [1].

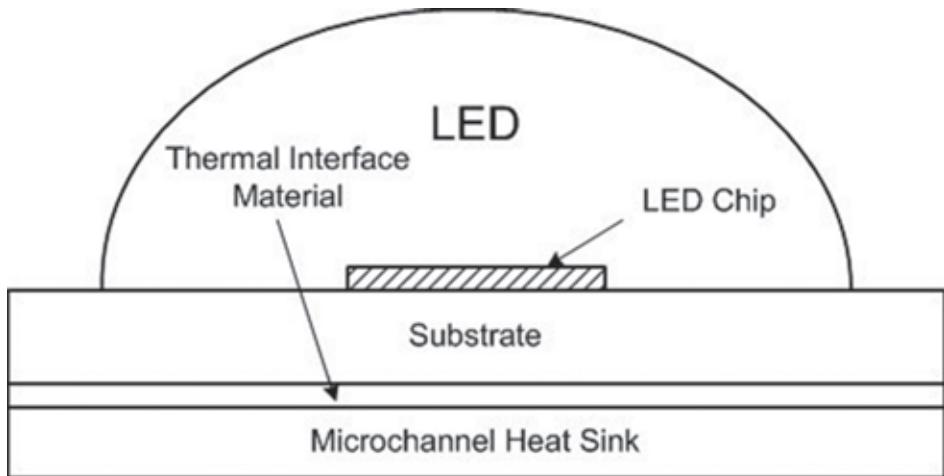
The issues associated with using Alumina nanofluid and n-Octadane NEPCM in double layer microchannel heat sink in laminar flow was analyzed by Rajabifar [2].

Sabbah et al [3] investigate numerically the heat transfer and fluid flow of Micro Encapsulated Phase Change Materials slurry in 3D microchannel heat sink. They have found that heat transfer coefficient increased significantly for heat flux of 100 and 500 W/cm².

Kibria et al [4] and Jurkowska and Szczygiel presented review [5] on properties of NEPCM.

Hu and Zhang [6] presented the numerical research on laminar heat transfer and fluid flow in tubes of micro encapsulated phase change materials slurry. The results revealed that classical relations for Nu are not appropriate for estimation of heat transfer coefficient. Royon and Guiffant [7] presented the analytical approach on NEPCM slurry heat transfer and fluid flow through tubes with constant heat flux as boundary condition. It was found that Re has marginal influence on results.

Experimental research on heat transfer and fluid flow of NEPCM slurry through mini tubes was analyzed by Zhang and Ye [8] and Wu et al [9]. It is shown that homogeneous model is more appropriate for analyze. Moreover the heat transfer coefficient is two times greater than for base fluid.



Ma et al [10] investigate the heat transfer and fluid flow of clathrate hydrate slurry in straight tubes.

It was found that heat transfer coefficient was enhanced 300 % compared to water. Kozak et al [11] investigated numerically and experimentally the heat transfer and fluid flow of hybrid air – PCM heat sink. It is revealed that this type of cooling is appropriate if latent heat prevails.

Following the actual status of research in this area, thermal performance of the microchannel heat sink is analyzed numerically with NEPCM (n-Octadecane) – water slurry used as the cooling fluid.

Two different melting ranges are considered: 10 K and 15 K.

The analysis is made on a constant pumping power basis.

2. NUMERICAL DETAILS

The thermal management system of Light Emitting Diodes is presented in Figure 1, consisting of microchannel heat sink with NEPCM-water slurry as the cooling liquid.

The one-layer microchannel heat sink is presented in Figure 1.

For symmetry considerations, the half cross-section of one channel is analyzed.

The set of the Navier-Stokes equations is used for the conjugate laminar steady state heat transfer and fluid flow, as follows:

The continuity equation:

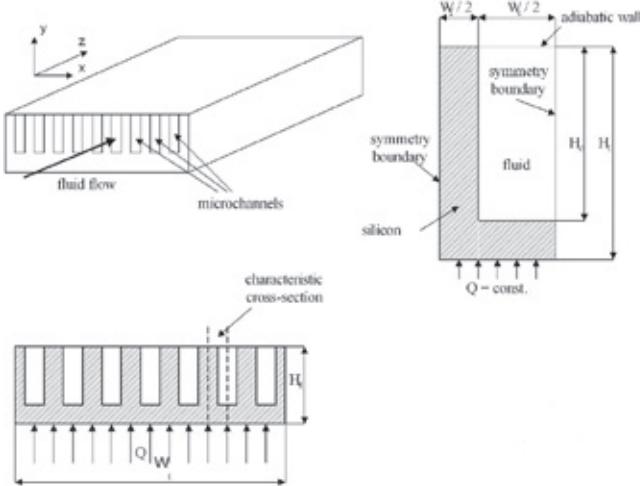


Fig. 2. The microchannel heat sink used as cooling device

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

The momentum equation:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{dp}{dz} + \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{dp}{dx} + \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{dp}{dy} + \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right)$$

The energy equation (for both fluid and solid):

$$\rho \cdot c_p \cdot \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

The conjugate heat transfer procedure, implies the continuity of the temperature and heat flux at the solid – liquid interface defined as,

$$x = W_f/2: T_{s|x+} = T_{f|x-}$$

$$k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial x} \right)_{x+} = k_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial x} \right)_{x-}$$

$$y = H_s - H_f: T_{s|y+} = T_{f|y-}$$

$$k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{y+} = k_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial y} \right)_{y-}$$

Also at the inlet cross-section, uniform velocity and temperature field are considered:

$$z = 0: u = u_{in} \text{ and } T = T_{in}$$

The upper boundary is isolated defined as:

$$k \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

At the outlet of the microchannel the following boundary conditions are

prescribed:

$$z = L_f: \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

At the symmetry boundary:

$$x = w_f/2 + w_c/2 \quad (13)$$

$$v = 0; \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \frac{\partial u}{\partial z} = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (14)$$

The NEPCM – water static thermal conductivity [12]:

$$\frac{k_b}{k_{bf}} = \frac{2 + \frac{k_p}{k_f} + 2 \cdot \phi \cdot \left(\frac{k_p}{k_f} - 1 \right)}{2 + \frac{k_p}{k_f} - \phi \cdot \left(\frac{k_p}{k_f} - 1 \right)} \quad (15)$$

The effective thermal conductivity of the NEPCM – water slurry is defined as [13]:

$$\frac{k_{eff}}{k_b} = 1 + B \cdot \phi \cdot Pe_p^m \quad (16)$$

- (1) The particle Peclet number is defined as:

$$Pe_p = \frac{e \cdot d_p}{a_f} \quad (17)$$

- (2) The share rate is:

$$e = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial r} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (18)$$

The constants B and m are obtained from:

For $Pe_p < 0.67$	$B = 3,$	$m = 1.5$
For $0.67 < Pe_p < 250$	$B = 1.8,$	$m = 0.18$
For $Pe_p > 250$	$B = 3,$	$m = 1/11$

The effective viscosity of NEPCM – water slurry is defined as [14]:

$$(5) \quad \frac{\mu_{eff}}{\mu_{bf}} = (1 - \phi - 1.16 \cdot \phi^2)^{-2.5} \quad (19)$$

The effective density is defined as:

$$(6) \quad \rho_{eff} = (1 - c_m) \cdot \rho_f + c_m \cdot \rho_{pcm} \quad (20)$$

- (6) The effective specific heat is calculated as:

$$(7) \quad c_{peff} = \frac{(1 - c_m) \cdot (\rho \cdot c_p)_f + c_m \cdot (\rho \cdot c_p)_{pcm}}{\rho_{eff}} \quad (21)$$

- (8) The specific heat of the NEPCM particle is calculated from the sine profile [15]:

$$(9) \quad c_{p,p} = c_{p,s} + \left\{ \frac{\pi}{2} \left(\frac{h_{sf}}{\Delta T_m} - c_{p,s} \right) \cdot \sin \pi \cdot \left[\frac{(T - T_1)}{\Delta T_m} \right] \right\} \quad (22)$$

Relation between the volume and mass concentration of the nanoparticles might be obtained from:

$$(10) \quad c_m = \frac{\phi \cdot \rho_p}{(\rho_f + \phi \cdot (\rho_p - \rho_f))} \quad (23)$$

Re is defined as:

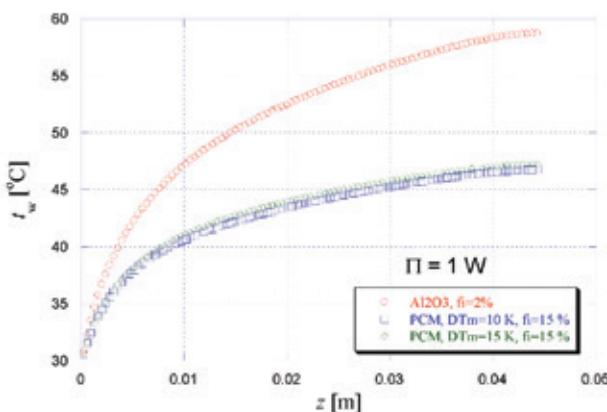


Fig. 3. The local wall temperature distribution

$$Re = \frac{\rho_{eff} \cdot u_m \cdot D_i}{\mu_{eff}} \quad (24)$$

The pumping power is defined as [16]:

$$\Pi = M \cdot \frac{\Delta p}{\rho_{eff}} \quad (25)$$

The solution procedure is based on the method used in [17] for microtubes and on the Finite Volume Method described in [18]. Also k acts as k_s for silicon wall and k_w in the case of the water.

At the fluid – solid interface k is calculated as the harmonic mean value. The velocity-pressure coupling is solved using a SIMPLER method. A staggered grid is used for cross-stream velocities with power-law discretization scheme.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The scope of research was to make the appropriate performance evaluation of the microscale device using NEPCM-water slurry with different melting ranges and same particle diameter. Generally speaking there are two different base criteria that might be employed, the fixed pumping power and fixed Re. Besides the numerical results are presented in terms of maximum temperature of the substrate that might be used for evaluation of the thermal resistance. The numerical results are presented in Figure 3.

Two different values for melting range are presented, $\Delta T_m = 10$ and 15 K. Moreover the results are compared with those obtained for Al2O3-water nanofluid for volume concentration of $\rho = 2\%$ and particle diameter of $d_p = 20$ nm.

For the same pumping power $\Pi = 1$ W, the local temperature distribution along the substrate is lower in case of NEPCM-water slurry compared with water based Al2O3 nanofluid. Maximum temperature difference is up to 10 K. Moreover temperature difference between two ΔT_m is negligible.

4. CONCLUSION

The research presented in the paper dealt with the heat transfer and fluid flow of microchannel heat sink using the NEPCM (n-Octadecane) – water slurry cooling medium.

Considering that the melting range of phase change material has important impact on heat sink thermal performance, two different values are considered: 10 K and 15K.

The results are compared with Al2O3 water based nanofluid in terms of constant pumping power basis.

Two main conclusions can be emphasized through presented results: The substrate temperature is lower for NEPCM-water slurry for both melting range differences considered in this paper;

Difference in term of local temperature distribution between the melting ranges is negligible.

Lucrare prezentată în cadrul Congresului Internațional al SIAR de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor – AMMA 2018, 17.10 – 19.10.2018, Cluj-Napoca, România, și publicată în volumul „AMMA 2018 – The IVth International Congress, Selection of Papers”, UTPress, ISBN 978-606-737-314-1.

REFERENCES:

- [1] Alquaity A.B.S., Al-Dini S.A., Yilbas B.S.: *Investigation into thermal performance of nanosized phase change material (PCM) in microchannel flow*. Int J Numer Method 23(2) 233–247 (2013)
- [2] Rajabifar B.: *Enhancement of the performance of a double layered microchannel heatsink using PCM slurry and nanofluid coolants*. Int J Heat Mass Tran 88, 627–635 (2015)
- [3] Sabbah R., Farid M. M., Al-Hallaj S.: *Micro-channel heat sink with slurry of water with micro-encapsulated phase change material: 3D-numerical study*. Applied Thermal Engineering 29, 445–454 (2008)
- [4] Kibria M.A., Anisur M.R., Mahfuz M.H., Saidur R., Metselaar I.H.S.C.: *A review on thermophysical properties of nanoparticle dispersed phase change materials*. Energy Conversion and Management 95, 69–89 (2015)
- [5] Jurkowska M., Szczygiel I.: *Review on properties of microencapsulated phase change materials slurries (mPCMS)*. Applied Thermal Engineering 98, 365–373 (2016)
- [6] Hu X., Zhang Y.: *Novel insight and numerical analysis of convective heat transfer enhancement with microencapsulated phase change material slurries: laminar flow in a circular tube with constant heat flux*. International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 3163–3172 (2002)
- [7] Royon L., Guiffant G.: *Forced convection heat transfer with slurry of phase change material in circular ducts: A phenomenological approach*. Energy Conversion and Management 49 928–932 (2008)
- [8] Zhang P., Ye J.: *Experimental investigation of forced flow and heat transfer characteristics of phase change material slurries in mini-tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer 79, 1002–1013 (2014)
- [9] Wu W., Bostancı H., Chow L.C., Hong Y., Wang C.M., Su M., Kizito J.P.: *Heat transfer enhancement of PAO in microchannel heat exchanger using nano-encapsulated phase change indium particles*. International Journal of Heat and Mass Transfer 58, 348–355 (2013)
- [10] Ma Z.W., Zhang P., Wang R.Z., Furui S., Xi G.N.: *Forced flow and convective melting heat transfer of clathrate hydrate slurry in tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer 53, 3745–3757 (2010)
- [11] Kozak Y., Abramzon B., Ziskind G.: *Experimental and numerical investigation of a hybrid PCMeair heat sink*. Applied Thermal Engineering 59, 142–152 (2013)
- [12] Charunyakorn P., Sengupta S., Roy S.K.: *Forced convection heat transfer in microencapsulated phase change material slurries: flow in circular ducts*. Int J Heat Mass Tran 34(3), 819 – 833 (1991)
- [13] Vand V.: *Theory of viscosity of concentrated suspensions*, Nature, 155 (1945) 364–365
- [14] Alisetti E.L., Roy S.K.: *Forced convection heat transfer to phase change material slurries in circular ducts*. J. Thermophys. Heat Transfer 14(1), 115–118 (2000)
- [15] Bayramoglu E.C.L.: *Thermal properties and stability of n-octadecane based composites containing multiwalled carbon nanotubes*. Polymer Composites 32(6), 904–909 (2011)
- [16] Milanović P., Jaćimović B., Genić S., *The influence of heat exchanger performances on the design of indirect geothermal heating system*. Energy And Buildings 36(1), 9–14 (2004)
- [17] Lelea D.: *The heat transfer and fluid flow of a partially heated microchannel heat sink*. International Communications in Heat and Mass Transfer 36, 794–798 (2009)
- [18] Patankar S.V.: *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw Hill, New York (1980)

EFFICIENCY ANALYSIS OF PASSIVE SAFETY SYSTEMS IN VEHICLES IN THE CASE OF FRONTAL COLLISION USING EXPERIMENTAL TESTS

ANALIZA EFICIENȚEI SISTEMELOR DE SIGURANȚĂ PASIVĂ ÎN CAZUL COLIZIUNII FRONTALE PRIN INTERMEDIUL TESTELOR EXPERIMENTALE

REZUMAT

Obiectivul principal al studiului a fost analiza eficienței sistemelor de siguranță pasivă (airbag și centură) în cazul unei coliziuni frontale între două vehicule de pasageri prin intermediul testelor de impact experimentale. Pentru a realiza aceasta analiza, s-au efectuat teste de coliziune într-un mediu controlat, iar în interiorul autovehiculelor au fost poziționate manechine de încercare pentru a simula ocupația acestora. Au fost efectuate

două teste la viteza de 35 km/h, un test în care s-a utilizat sisteme de siguranță pasivă și un test fără aceste sisteme. S-a măsurat accelerarea la nivelul capului manechinului, iar potențialul de vătămare a fost calculat utilizând criteriile de vătămare a capului în ambele cazuri (cu și fără airbag). S-a observat faptul că, prin utilizarea sistemelor de siguranță pasivă, potențialul de vătămare a ocupanților a fost redus cu până la 22%.

Key-Words: Passive safety, Crash-test, Airbag, Seatbelt, Dummy



S.I. dr. ing.
Alexandru Ionuț RADU¹
alexandru.radu@unitbv.ro



S.I. dr. ing.
Daniel Dragoș TRUȘCĂ¹



S.I. dr. ing.
George TOGĂNEL¹
dan.moldovanu@auto.utcluj.ro



Asist. dr. ing.
Bogdan TOLEA²

¹ Universitatea Transilvania din Brașov,
Str. Politehnicii Nr. 1, 500024 BRAŞOV, România

² Universitatea din Oradea, Str. Universității,
Nr.1, 410087 ORADEA, România

NOMENCLATURE

HIC: Head Injury Criteria

t_1 : initial time, s

t_2 : final time, s

a: acceleration, m/s²

a_{rez} : resultant acceleration, m/s²

a_x : acceleration value on the X axis, m/s²

a_y : acceleration value on the Y axis, m/s²

a_z : acceleration value on the Z axis, m/s²

t: time, s

1. INTRODUCTION

Frontal collisions are considered deadly due to the fact that both vehicles are traveling in opposite directions cumulating the impact

velocity [1]. This happens very often on highways or on 2 lane roads when a vehicle is engaged in a passing maneuver, not estimating the correct distance and unable to retreat in time, colliding with the opposing vehicle [2]. Since its introduction on passenger vehicles, seat belts have been very effective systems to protect the occupants in case of a collision. In Europe the standard setup of the seat belt is the three point configuration, covering the lap and shoulder of the passengers [3, 4, and 5]. It has been proven that the seatbelt will save the passenger's life if it is used, and not using it in the same circumstances will lead to death [6, 7]. Along with the seatbelts, airbags have shown to have a good protection of the occupant head [8]. Huere has studied in a study that airbags can reduce head injuries by up to 82% for the 56-65 km/h range [9]. Using the airbag, it was demonstrated that in 85% of cases, head injuries were classified as minor injuries [10]. In order to obtain a probability of injury for the study, the head injury criterion was used.

The head injury criterion can be presented by a parameter called HIC, defined by a mathematical formula. The HIC criterion is a way of

assessing the risk of a cranial trauma injury as a result of an accident. It can be used to assess the consequences of traffic accidents, testing individual protection equipment or safety sports equipment [11].

The HIC criterion is the maximum standard value of the integral of the head acceleration. Depending on the interval for which it is calculated, the HIC criterion is:

- Unlimited - HIC;
- 36 ms maximum - HIC36;
- Maximum 15 ms - HIC15.

The mathematical formula for determining the HIC criterion is [12, 13].

$$HIC = \left\{ \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}_{MAX} \quad (1)$$

Where a is the resulting acceleration of the center of gravity of the head, measured in m/s², and t_1 and t_2 are the time interval (s) in which HIC has the maximum value. An important observation is that HIC is dimensionless.

The Abbreviated Injury Scale (AIS) is a system for assessing the degree of injury of occupants involved in traffic accidents by expressing injuries in the form of categories numbered 1 to 6 depending on their severity,

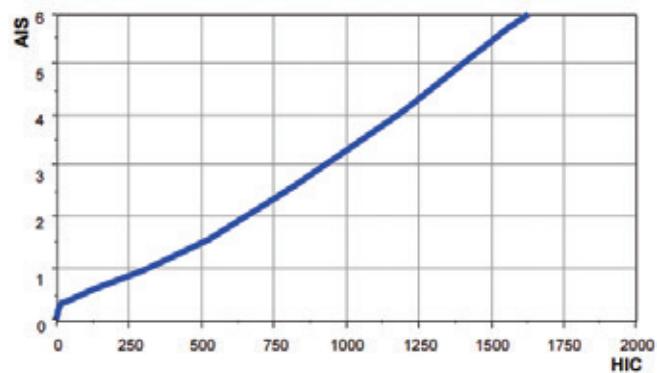


Fig. 1. Correlation between HIC and AIS scale

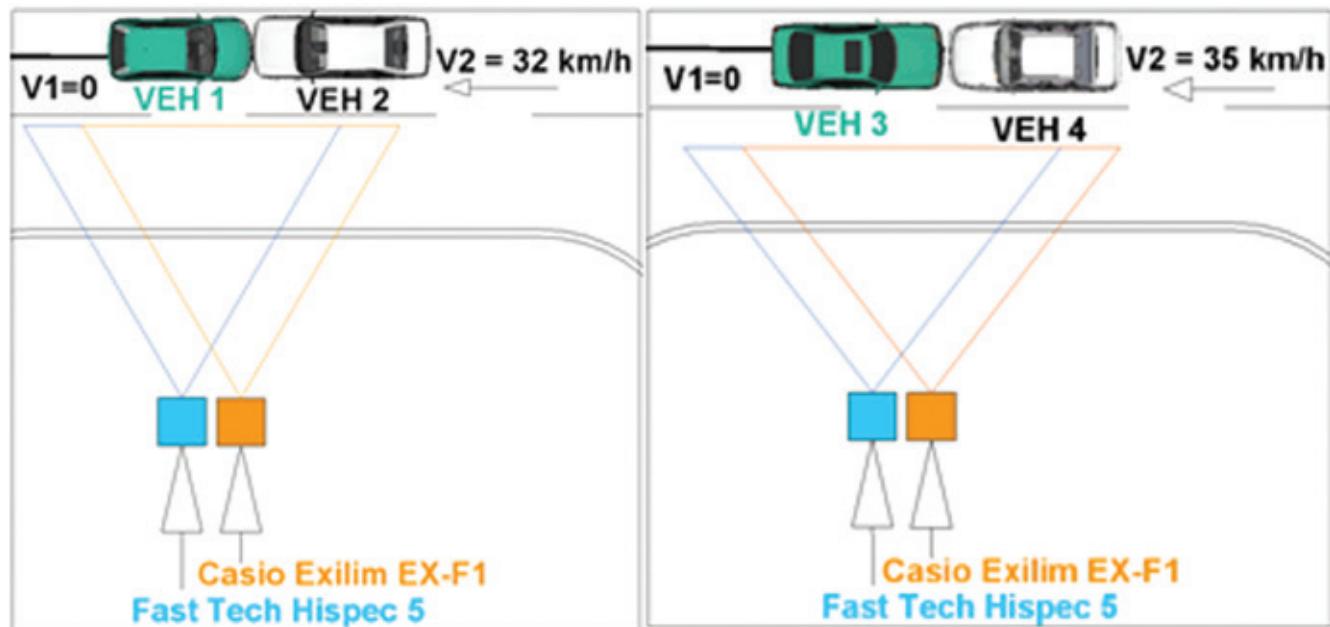


Fig. 2. Test scenarios used: Frontal collision without airbag (left) and frontal collision with airbag and pretensioned seatbelt (right)

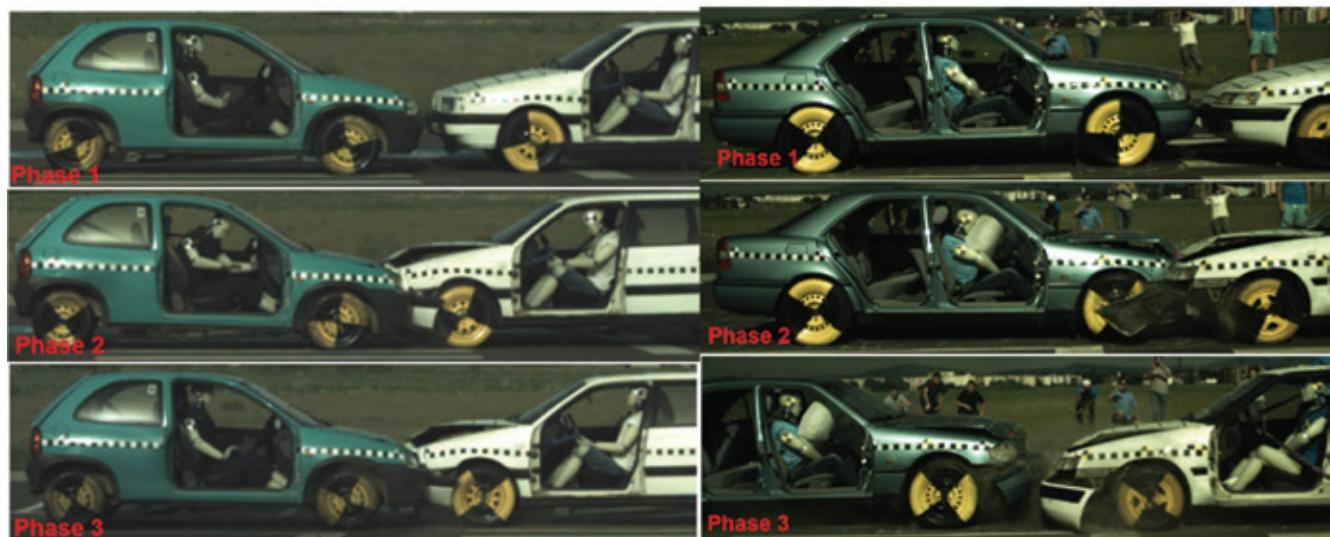


Fig. 3. Accident kinematic of the two tests

from minor injuries marked with 1 to serious lesions that can cause death, marked with 6 [14].

Based on a set of experiments a correlation was made between the value of the HIC and the AIS scale. Note that this correlation is based only on impact tests where head injuries have been analyzed. The correlation is presented in a graphical form [15].

In this study the kinematics of the occupant were analysed and the head-neck angles were measured during the collision. There are tolerances for the neck's flexion and extensions phases. Arun determined the normal cervical motion interval for the following phases [16, 17]:

- Flexion - 80 to 90 degrees;
- Extension - 70 degrees;
- Side flexion - 20 to 45 degrees on both sides;
- Rotation - 90 degrees of rotation in both directions.

In order to calculate the HIC values, the resulting head acceleration

values were needed. To obtain these values, the following formula was used [18, 19]:

$$a_{rez} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (2)$$

Where: a_{rez} – resultant acceleration;
 a_x – acceleration values on the X axis;
 a_y – acceleration values on the Y axis;
 a_z – acceleration values on the Z axis.

2. METHODOLOGY

The methodology used for the study of this paper consisted of conducting experimental tests involving frontal vehicle collisions with crash test dummies. A few objectives were set that resulted from the experimental tests.

The following objectives were set:

- Determination of collision dynamics - impact phase analysis;

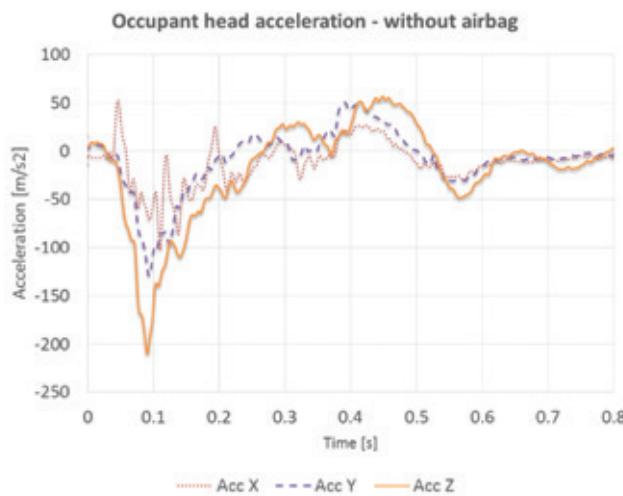


Fig. 4. Acceleration values for the occupant's head in the first test (without airbag)

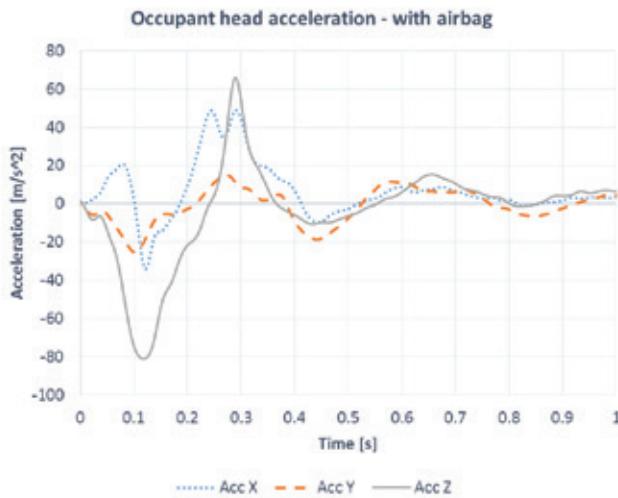


Fig. 5. Acceleration values for the occupant's head in the second test (with airbag)

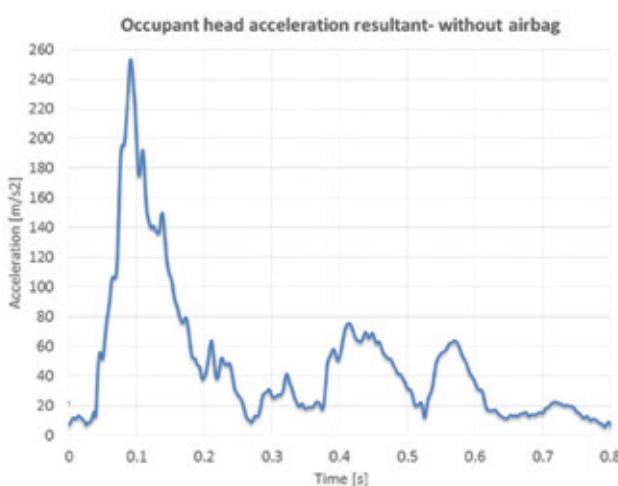


Fig. 6. Acceleration resultant for the first test

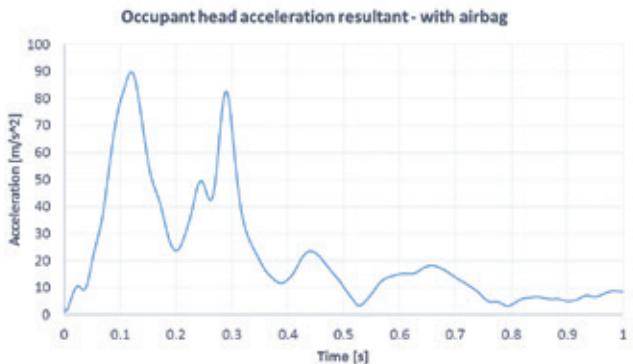


Fig. 7. Acceleration resultant for the second test

- Analysis of kinematic parameters during collision;
- Determining the degree of injury to the occupants using the HIC injury criterion and correlating the values with the AIS severity scale.

For this study, four vehicles were used, 2 were stationary with the crash test dummies inside and 2 were used as striking vehicles. The test scenarios are presented in figure 2. The collisions were filmed using high speed video cameras. Two cameras were used, a Casio Exilim, capable of capturing up to 500 FPS and a Fastech Hispec 5, capable of filming up to 1000 FPS. The video was used to analyze the kinematics and dynamics of the vehicles and occupant during the collision.

For the first test, the vehicle where the occupant was had no airbag, only the seatbelt, without pretensioning system. On the second test, the vehicle with the occupant was equipped with front airbag mounted in the steering wheel along with a pretensioning system for the seatbelt in order to secure the occupant during the collision.

The kinematics of the vehicles during the collision is presented in figure 3. In the figure above there are 3 phases presented for both collisions. Phase 1 represents the pre-impact position of the vehicles, phase 2 is the collision phase where the energy is transferred and the occupant moves inside the vehicle and phase 3 is the post-impact phase in which the vehicles detach. On the second test (right) we can see the airbag completely deployed during the collision phase.

3. RESULTS

The primary results of the study are presented in the next figures. The key parameter was the head acceleration values of the occupants. These values will help determine the injury potential of head. For the first test, where there wasn't an airbag, the head acceleration is presented in figure 4.

In the figure it can be observed that the peak maximum value of the acceleration was 220 m/s^2 on the Z axis during the first 100 ms of the collision. On the Y axis, the maximum acceleration was 130 m/s^2 . In the next figure, the head acceleration values are presented for the second test where the vehicle had an airbag and seatbelt pretensioner.

In this test, it is observed that the maximum acceleration value was much lower compared to the first test. The maximum value was 80 m/s^2 on the Z axis, during the first 150 ms. In this test, another peak value is seen of 62 m/s^2 , between 200 – 350 ms, caused by the occupant head hitting the headrest after the recoil from the airbag.

In order to calculate the HIC 36 values for the two test, the acceleration resultant is required. So for the first test, the acceleration resultant is calculated and presented in figure 6.

By obtaining the resultant, the maximum acceleration value is 251 m/s^2

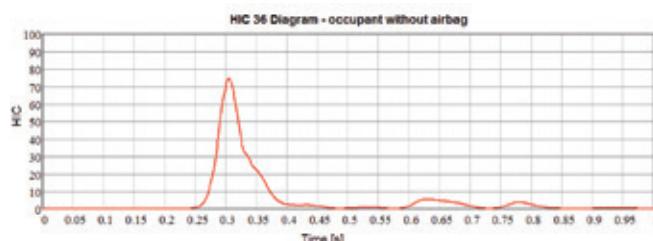


Fig. 8. HIC 36 calculation for the first test (without airbag)

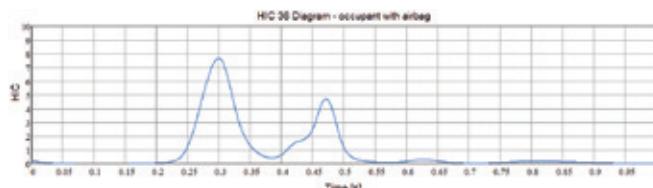


Fig. 9. HIC 36 calculation for the second test (with airbag)



Fig. 11. Kinematic analysis of the occupant during the first test



Fig. 12. Kinematic analysis of the occupant during the second test

for the first test during the first 100 ms of the collision. For the second test, the acceleration resultant is also calculated.

In this case, we can see the 2 peaks mentioned earlier, the first peak, with the value of 90 m/s², during the first 150 ms, is caused by the initial collision and impact of the head with the airbag. The second peak, with the value of 82 m/s², between 250 – 300 ms, is caused by the impact of the head with the headrest.

After calculating the head acceleration of the occupant for both tests, the HIC values were calculated using the HIC formula with the time lapse of 36 ms. For the first test, the HIC calculation is presented in figure 8.

Using the HIC formula, the maximum value is presented below.

$$HIC_{361} = \max t_1 t_2 \left(\left[\frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} a_{rez}(t) dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right) = 75 \quad (3)$$

The maximum value was 75, which in this case is low, compared to the maximum tolerance of the human body of HIC = 1000 and classifies the injury as AIS-1 (minor injuries) on the AIS scale. For the second test, the HIC value diagram is presented below. Using the HIC formula, the maximum value is presented below.

$$HIC_{362} = \max t_1 t_2 \quad (4)$$

$$\left(\left[\frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} a_{rez}(t) dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right) = 7.7$$

In this case the value is also very low, of 7.7 and classifies the head injury potential as AIS-1 (minor injury) on the AIS scale. By summing up the results and correlating the HIC values with the AIS scale, the probability potential was obtained and presented in figure 10.

In the first test, where there was no airbag, just the seatbelt, the occupant had a 25% probability of injury while in the second test where the airbag was activated, the injury potential was very low, of only 3%. The difference between the 2 tests is 22%, thus granting a reduction of 150% in injury probability.

Also for this study, by using the high speed video recording, the occupant's movement was

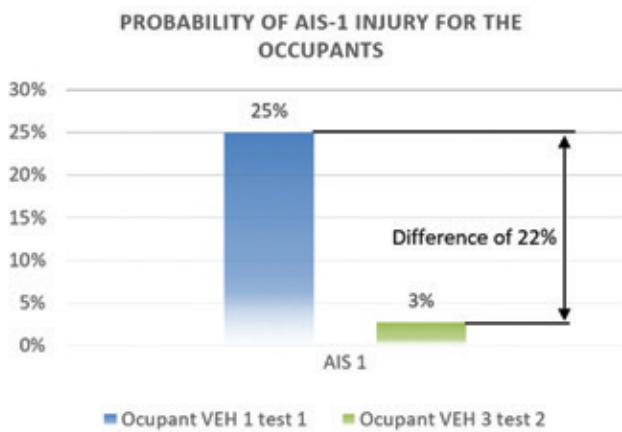


Fig. 10. Injury probability for the occupants

analyzed during impact. The angular displacement of the head relative to the chest was measured as well as the position of the thorax relative to the pelvis. The kinematics analysis phases were divided into 4 time periods. The times T0 and T3 respectively represent the time of the first contact between the vehicles and the time of their detachment. Moments T1 and T2 represent the intermediate times in which milestones are essential (start the occupant's movement, reaching the maximum angular displacement for the head or torso). In figure 11 the kinematic analysis for the first test is presented.

In the figure, at T1, the head of the occupant flexes forward due to the collision at an angle of 38 degrees relative to the torso and at T2 the maximum value of the head flexion is reached, with the value of 47 degrees. When the vehicles detach at T3, the head returns to its initial position. These angles are considered normal and do not cause further injuries to the occupant. In the figure below, the kinematics for the second test are presented.

In this case, at T1, the head – torso angle was 41 degrees, during the flexion of the neck, limited by the deployment of the airbag that causes a recoil of the head, generating an extension phase for the neck and an angle of 23 degrees as seen at T2. When the vehicles detach, the head returns to its original position.

4. CONCLUSIONS

From the results shown it can be concluded that in low speed impacts such as the ones presented, the passive safety systems can make a difference in reducing the injury potential of the head. Even though the injury potential calculated was minor, the tests demonstrate that the passive safety systems in today's vehicles will reduce the severity level for the driver of the vehicle. The occupant movement in both tests showed similar angular values of the head (47 degrees and 42 degrees respectively) during the neck flexion stage. This was caused by the seatbelt keeping the occupant in the seats and the head and neck flexed forward.

Following the processing of the results from the frontal collision test (test 2) in which passive safety systems were used, it was found that the displacement of the head was limited by contact with the airbag.

Head Injury Criteria (HIC) values for frontal collision tests (Test 1 and 2) showed that the risk of injury to the occupant was minor (AIS-1 code) with a 25% probability of injury in case of absence airbag. With passive systems present (airbag and pretensioning belt), the risk of lesion decreases to 3%.

Lucrare prezentată în cadrul Congresului Internațional al SIAR de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor – AMMA 2018, 17.10 – 19.10.2018, Cluj-Napoca, România, și publicată în volumul „AMMA 2018 – The IVth International Congress, Selection of Papers”, UTPress, ISBN 978-606-737-314-1.

REFERENCES:

- [1] Jarašūniene, A., Jakubauskas, G. *Improvement of road safety using passive and active intelligent vehicle safety systems*, Transport, 22(4), 284-289, 2007
- [2] Elmarakbi, A. M., Zu, J. W. *Crash analysis and modeling of two vehicles in frontal collisions using two types of smart front-end structures: an analytical approach using IHBM*, International Journal of Crashworthiness, 11(5), 467-483, 2006
- [3] Van Houten, R., Malenfant, J. E., Austin, J., Lebon, A. *The Effects of a Seatbelt-Gearshift Delay Prompt on the Seatbelt Use of Motorists Who Do Not Regularly Wear Seatbelts*, Journal of applied behavior analysis, 38(2), 195, 2005
- [4] Abbas, A. K., Hefny, A. F., Abu-Zidan, F. M. *Seatbelts and road traffic collision injuries*, World journal of emergency surgery, 6(1), 18, 2011
- [5] Yano, H., Tanaka, K., Tanji, H. U.S. Patent No. 6,726,249. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, 2004
- [6] Geller, E. S., Paterson, L., Talbott, E. *A behavioral analysis of incentive prompts for motivating seat belt use*, Journal of Applied Behavior Analysis, 15(3), 403-413, 1982
- [7] Slovic, P., Fischhoff, B., Lichtenstein, S. *Accident probabilities and seat belt usage: A psychological perspective*, Accident Analysis & Prevention, 10(4), 281-285, 1978
- [8] Gabauer, D. J., Gabler, H. C. *The effects of airbags and seatbelts on occupant injury in longitudinal barrier crashes*, Journal of safety research, 41(1), 9-15, 2010
- [9] Huère, J. F., Foret-Bruno, J. Y., Faverjon, G. *Airbag efficiency in frontal real world accidents*, In Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (Vol. 2001, pp. 6-p). National Highway Traffic Safety Administration, 2001
- [10] Huère, Jean-François, et al. *Airbag efficiency in frontal real world accidents*, No. 2001-06-0010. SAE Technical Paper, 2001
- [11] Gao, Dalong, Charles W. Wampler. „Head injury criterion.“ IEEE robotics & automation magazine 16.4: 71-74, 2009
- [12] McHenry, B. G. *Head injury criterion and the ATB*, ATB Users' Group, 5-8, 2004
- [13] Eppinger, Rolf, et al. *Supplement: Development of improved injury criteria for the assessment of advanced automotive restraint systems-II*, National Highway Traffic Safety Administration, 2000.
- [14] Greenspan, L., McLELLAN, B. A., Greig, H. *Abbreviated Injury Scale and Injury Severity Score: a scoring chart*, The Journal of trauma, 25(1), 60-64, 1985
- [15] Prasad, P., Mertz, H. J. *The position of the United States delegation to the ISO Working Group 6 on the use of HIC in the automotive environment*, (No. 851246). SAE Technical Paper, 1985.
- [16] Arun, P. S. *Range of Motion of Cervical Spine*, <http://boneandspine.com/range-motion-cervical-spine/> 2016/10/18
- [17] Joumana, M. *Human Anatomy Fundamentals: Flexibility and Joint Limitations*, <http://design.tutsplus.com/articles/human-anatomy-fundamentals-flexibility-and-joint-limitations--vector-25401,2014>
- [18] Ewing, C. L., Thomas, D. J., Lustick, L., Becker, E., Williams, G. *The effect of the initial position of the head and neck on the dynamic response of the human head and neck to-Gx impact acceleration*, NAVAL AEROSPACE MEDICAL RESEARCH LAB DETACHMENT MICHoud NEW ORLEANS LA, 1975

DESIGN OPTIMIZATION OF A PASSENGER CAR'S STEERING SYSTEM FOR MINIMIZING THE ACKERMAN ERROR AND THE TURNING RADIUS

OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A SISTEMULUI DE DIRECȚIE AL UNUI AUTOTURISM PENTRU MINIMIZAREA ERORII ACKERMANN ȘI A RAZEI MINIME DE VIRARE

REZUMAT

Lucrarea prezintă optimizarea constructivă a sistemului de direcție al unui autoturism pentru minimizarea erorii Ackermann și a razei minime de virare. Modelele virtuale ale sistemelor de suspensie și direcție au fost construite cu ajutorul programului ADAMS/Car. Ambele sisteme au fost configurate în concordanță cu un autoturism de clasă compactă. Ca variabile de decizie au fost alese coordonatele articulației sferice a brațului de suspensie precum și cele ale articulației sferice a capului de bară a bieletelor de direcție. Funcțiile obiectiv ale optimizării constructive au fost minimizarea erorii Ackermann și a razei

minime de virare. Prin reducerea erorii Ackermann roțile directoare vor avea în timpul virării o alunecare laterală mai mică astfel că uzura pneurilor va fi mai mică. Pentru autoturismele din mediul urban raza minimă de virare este un factor important din punct de vedere al menevrabilității, astfel că minimizarea acesteia este un aspect pozitiv. Pentru modelul inițial precum și cel optimizat s-au reprezentat variațiile erorii Ackermann și a razei minime de virare.

Key-words: Ackermann Error, Steering Analysis, Turn Radius



S.I. dr. ing.
**Augustin
CONSTANTINESCU**
gusti.constantinescu@yahoo.com



S.I. dr. ing.
Mario TROTEA



S.I. dr. ing.
Loretta SIMNICEANU



Ing.
**Gheorghe
POPA-MITROI**

Universitatea din Craiova, Calea București,
Nr. 107, 200512 CRAIOVA, România

1. INTRODUCTION

The steering system of the vehicles is based on the Ackerman geometry, which involves pure rolling with no lateral slippage of the front wheels in cornering. The Ackerman condition for two-axle vehicles requires that the axes of the front wheels intersect with the axis of the rear wheels on the same point. Failure to comply with this condition, even at low speed, produces, in addition to wheels rolling, a lateral slippage of the front wheels.

Zhou, Li and Yang [1] presented a design optimization of the steering system to reduce the Ackerman error and the turning radius using an evolutionary algorithm for numerical solving of the optimal problem.

Ackerman error and the variation of the toe angle with parallel travel of the front wheels, using the coordinates of the spherical joints of the tierod as design variables.

Sleesongsom and Bureerat [2] presented a multi-objective optimization of the steering system to reduce the Ackerman error and the turning radius using an evolutionary algorithm for numerical solving of the optimal problem.

Various studies for the steering system were also carried out in [3-9].

This paper presents the design optimization of the steering linkage to reduce the Ackerman error, respectively, the lateral slippage of the front wheels leading to additional tire wear, and the turning radius using ADAMS Car commercial software.

2. ACKERMAN STEERING GEOMETRY

When cornering, without lateral slippage, the center of the rigid wheel is always in its median plane. Whether the wheel centers are stationary in relation to the body, which can be considered rigid, means that the

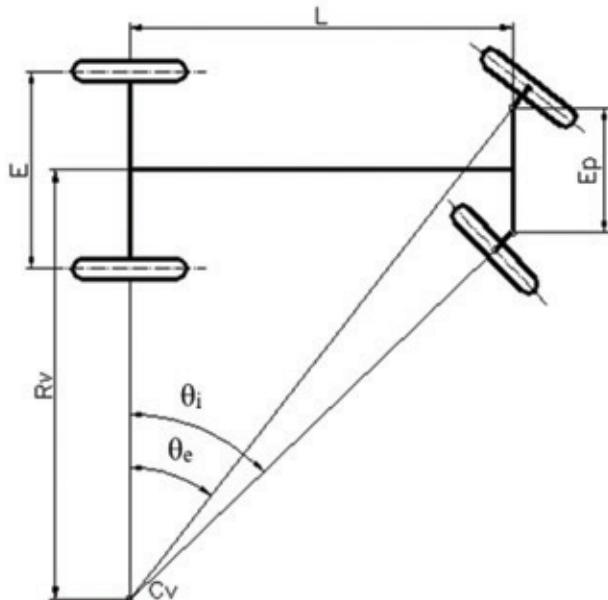


Fig. 1. Ackerman steering geometry

perpendiculars on median planes in these centers are intersecting in the center of the rotation [10].

Also, in the case of front wheels with spindle, where the wheel centers are not stationary in relation to the bodywork, the above property retains its validity [10]. For the case of a rigid wheels vehicle, their position when turning can be seen from the turning diagram shown in Figure 1.

The instantaneous rotation center, marked with Cv, is located on the rear axle axis and represents the center of the car's turn. The steering angle of the steered wheels, denoted by θ_e for the outer wheel and θ_i for the inner wheel of the turn, are different.

According to the scheme presented in Figure 1, for the two angles, the relations can be written:

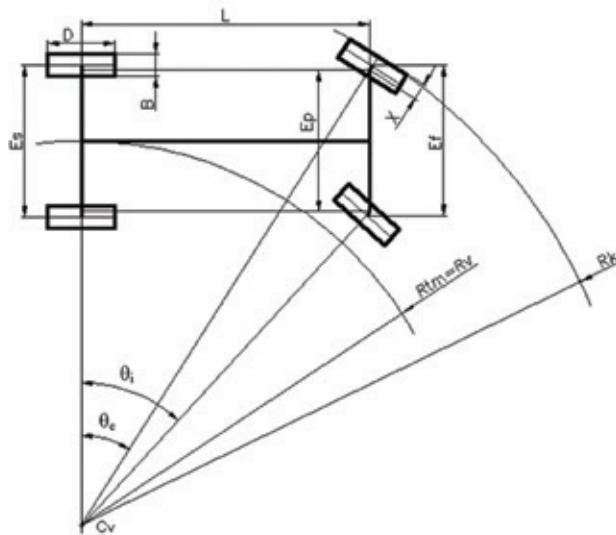


Fig. 2. Scheme for calculating the kerb-to-kerb turning radius according to the median turning radius

$$\operatorname{tg} \theta_e = \frac{L}{R_v + 0.5E_p}, \quad \operatorname{tg} \theta_i = \frac{L}{R_v - 0.5E_p} \quad (1)$$

where R_v represents the turning radius, E_p is the distance between the left and right outer spherical joints of the lower control arm, measured in the transversal median plane of the wheels, and L is the vehicle's wheelbase. Writing the difference between the two reversed equations it follows:

$$\operatorname{ctg} \theta_e - \operatorname{ctg} \theta_i = \frac{E_p}{L} \quad (2)$$

Equation (2) is known as Ackermann's condition, required for the correct ride of the front rigid wheels. Ackerman error is the difference between the steer angle and the ideal steer angle for Ackerman geometry. Because Adams Car uses the inside wheel to compute the turn center, the Ackerman error for the inside wheel is zero. For a left turn, the left wheel is the inside wheel and the right wheel is the outside wheel. Conversely, for a right turn, the right wheel is the inside wheel and the left wheel is the outside wheel. Positive Ackerman error indicates the actual steer angle is greater than the

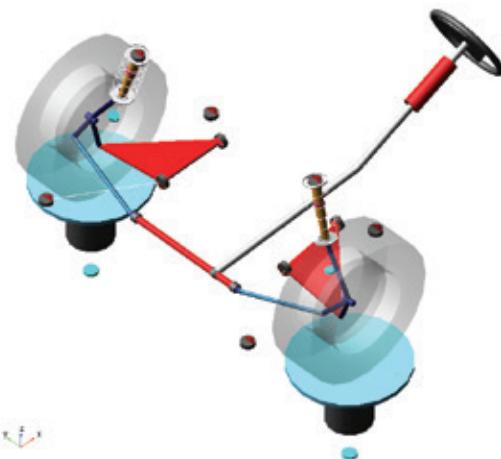


Fig. 3. Virtual model of the steering and front suspension systems

ideal steer angle or the actual is steered more to the right [11].

For calculating the minimum radius kerb-to-kerb according to the mean turning radius, the scheme of the cornering car is shown in Figure 2. The ADAMS Car program defines the turning radius of the vehicle, denoted in Figure 2 with $R_{tm}=R_v$, as the distance measured from the center of the turn to the longitudinal axis of the vehicle. The technical documentation of motor vehicles specifies the minimum turning radius kerb-to-kerb, denoted in Figure 2 with R_k .

Between the two turning radius a relationship can be determined in relation to other design parameters. According to Figure 2, the following equations can be written:

$$\cos \theta_e = \frac{R_{tm} + \frac{E_p}{2}}{R_k - X} \quad (3)$$

$$X \cong \frac{E_f - E_p + B}{2} \quad (4)$$

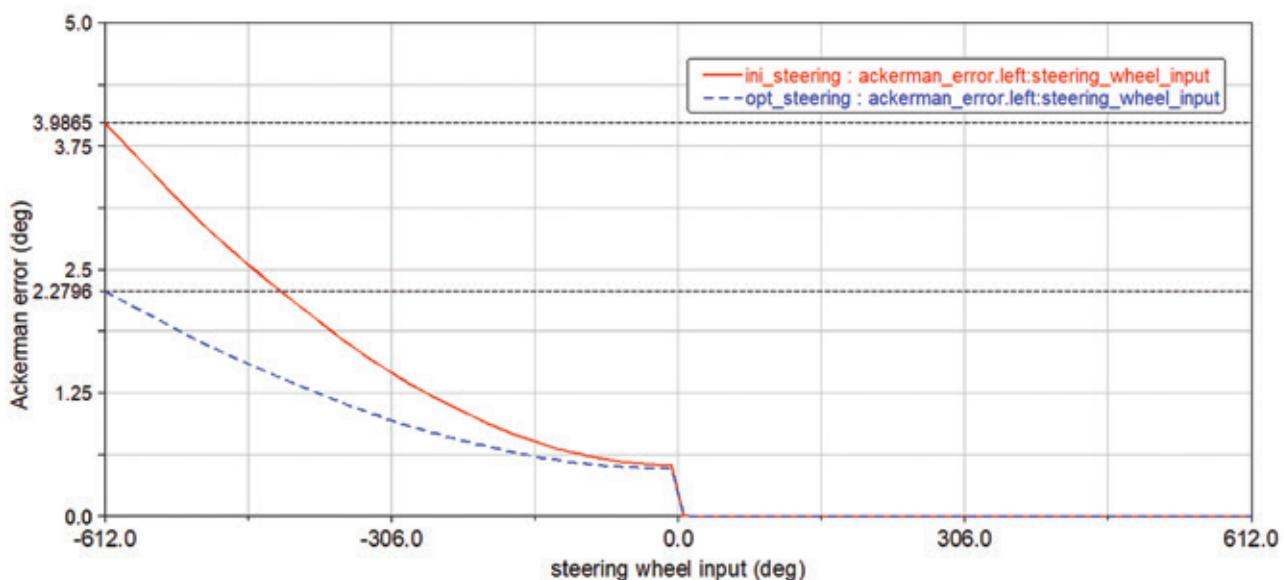


Fig. 4. Ackerman error variation for the left wheel for initial and optimal models.

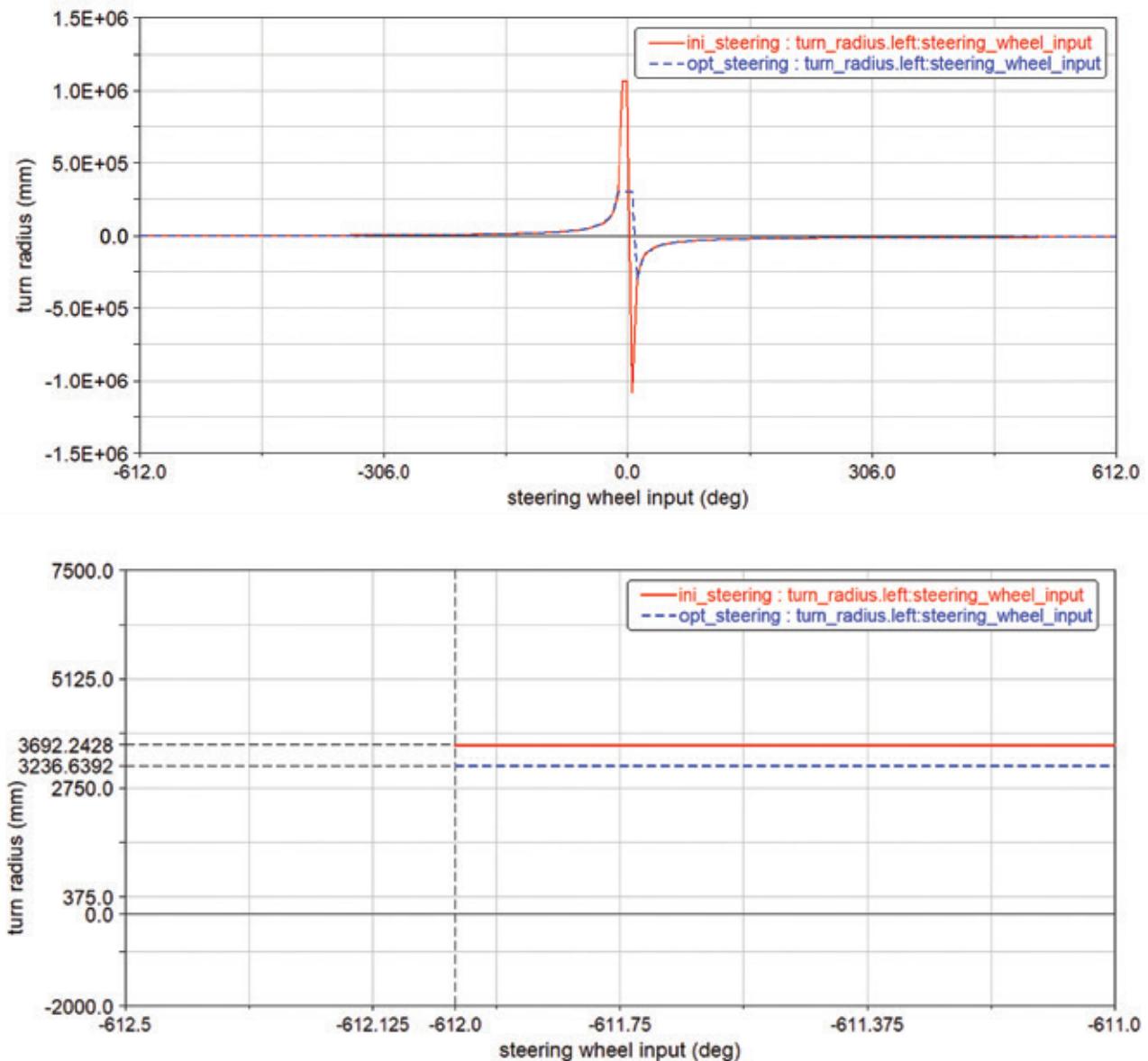


Fig. 5. Variation of the median turn radius (R_{tm}); up: from lock-to-lock position of the steering wheel; down: detail for the right end-lock position of the steering wheel (-612 deg.)

where:

E_f represents the front track of the car;

E_p is the distance between left and right spherical joints;

B is the tire width;

X is the distance from the spherical joint axis to the outer circle of the turn.

From relations (3) and (4) we have the kerb-to-kerb turning radius, R_k , given by the relation:

$$R_k = \frac{R_{tm} + \frac{E_p}{2} + \left(\frac{E_f - E_p + B}{2} \right) \cdot \cos \theta_e}{\cos \theta_e} = \frac{R_{tm} + \frac{E_p}{2}}{\cos \theta_e} + \frac{E_f - E_p + B}{2} \quad (5)$$

From eq. (1) the angle can be written as:

$$\theta_e = \arctg \frac{L}{R_{tm} + 0.5E_p} \quad (6)$$

Substituting the relation (6) in relation (5) results the expression of the kerb-to-kerb turning radius R_k given by the relation:

$$R_k = \frac{R_{tm} + \frac{E_p}{2}}{\cos(\arctg \frac{L}{R_{tm} + 0.5E_p})} + \frac{E_f - E_p + B}{2} \quad (7)$$

In order to determine the kerb-to-kerb turning radius, R_k , the corresponding values for the studied vehicle (BMW 320i) were used in eq. (7) and the median turning radius was obtained using ADAMS Car's steering analysis result. The values of these parameters are: $E_p = 1384$ mm, $E_f = 1472$ mm, $B = 205$ mm, $R_{tm} = R_v = 3692.24$ mm, $L = 2725$ mm. With these values, the kerb-to-kerb turning radius is $R_k = 5308.6$ mm.

3. VIRTUAL MODEL OF THE STEERING AND FRONT SUSPENSION SYSTEMS

The virtual model of the steering and of the front suspension systems for the studied compact car has been made using ADAMS Car software.

Starting with default templates of the MacPherson suspension and a rack-pinion steering system, both templates were modified to comply with the geometry of the real car, accordingly (see Figure 3).

The suspension parameters and some vehicle's characteristics such as wheel base, sprung mass, mass center height, tires dimensions, the wheels' mass were also set with corresponding values. This model is referred in this paper as "ini"-model.

A steering analysis was made with a steering wheel rotation lock-to-lock of 3.4 rotations [12], and the variation of the Ackerman error and the turn radius were plotted (see Figure 4 for "ini"-model).

The maximum value of Ackerman error was 3.99 deg. for the left wheel when the car is turning to the right and the left wheel is the outside wheel. Because of the symmetry of the steering linkage the results of the steering analysis were plotted for the left wheel only.

The minimum median turn radius, R_{tm} , as shown in Figure 2, can be depicted from Figure 5 and its value was 3692.24 mm, corresponding with a turn radius kern-to-kern of 5308.6 mm (10617.2 mm turn diameter), calculated with eq. (7). The turn circle can be found in dedicated technical websites [12] with a value of 10500 mm. This is a variation of 1.12% which validate the virtual model.

4. DESIGN OPTIMIZATION

The aim of the design optimization was to find an optimal design solution of the steering system in order to minimize the Ackerman error and the turning radius of the vehicle so these were chosen as the objective functions of the optimization problem. The design variables were the X, Y and Z coordinates of the outer joints of the tie rod and of the lower control arm, see Figure 3. For each design variables a variation of ± 20 mm from nominal position were defined as domain constraints.

The design optimization of the initial model of the steering and front suspension systems has been made using ADAMS Insight with ADAMS Car. Adams Insight generates a design matrix according to specifications of the design type and the Box Behnken design was used with three levels [11]. The Box Behnken design needed a total number of 54 trials.

The investigation strategy (method) for creating the design matrix was chosen the response surface method. This method fits polynomials to the results of the trials of the experiments. The polynomials were chosen to have a quadratic form.

5. THE RESULTS

After running all 54 trials, the optimal values of the design variables were found and the initial model was modified accordingly. This new model was named "opt"-model. A new steering analysis was made for this optimal model, and the results are presented in Figure 4 and Figure 5.

The Ackerman error had a maximum value of 3.99 deg. for the "ini"-model and this value was decreased to a maximum value of 2.28 deg. for the "opt"-model, which is 42.86% less (Figure 4). In Figure 4, the maximum value of the Ackerman error is obtained for the end-lock position of the steering wheel to the right (-612 deg.) when the left wheel is the outer wheel of the turn.

The variation of the median turning radius for both initial and optimal models is represented in Figure 5 for the left wheel, when the steering wheel is rotated from lock-to-lock positions. The maximum value of the median turn radius corresponds to the straight position of the steering wheel, and its value should be infinite. The minimum value of the median turning radius for the initial model was about 3692.2 mm for the right end-lock position of the steering wheel. This value was reduced to 3236.6 mm for the optimal model, which is a reduction with 12.34% of the

median turn radius (which is R_{tm} in Figure 2).

The optimal value of median turn radius corresponds to a value of the kerb-to-kerb turning radius of 4927.7 mm, using eq. (7) (turning circle of 9855.3 mm).

This optimal value is lower than the one from initial model with 6.14%.

6. CONCLUSION

Using a commercial software like ADAMS Car, the design engineers may evaluate the behavior of a vehicle even from design stage.

For a compact class vehicle, the steering system and the front suspension system were measured and a virtual model was built using ADAMS Car. Running a steering analysis for this initial model, the variation of Ackerman error and the variation of the median turning radius were plotted.

The design optimization of the steering system involved the three coordinates of the spherical outer joints of the lower control arm and the tie rod as design variables and the optimal values of them lead to the optimal model. The Ackerman error was reduced with 42.86% and the kerb-to-kerb turning radius was also reduced with 6.14% (approx. 0.65 m).

Reducing the Ackerman error for a steering system the tire wear may be reduced as the side slippage of the steered wheels is reduced during cornering.

For urban passenger cars, a reduced kerb-to-kerb turning radius leads to a greater maneuverability of the car especially in parking maneuvers.

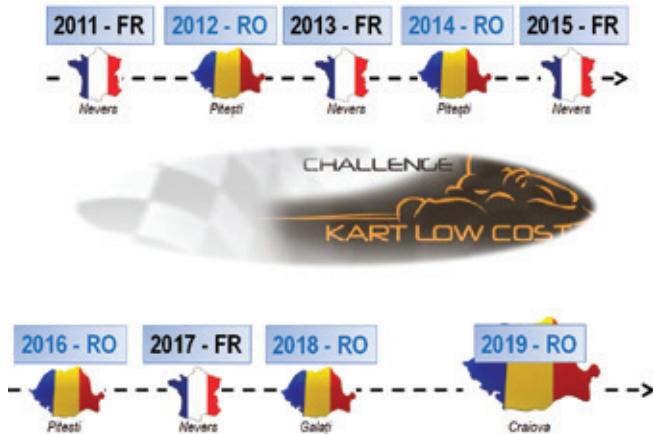
Lucrare prezentată în cadrul Congresului Internațional al SIAR de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor – AMMA 2018, 17.10 – 19.10.2018, Cluj-Napoca, România, și publicată în volumul „AMMA 2018 – The IVth International Congress, Selection of Papers”, UTPress, ISBN 978-606-737-314-1.

REFERENCES:

- [1] Zhou, B., Li,D., Yang, F.: Optimization design of steering linkage in independent suspension based on genetic algorithm, Proc. of Computer-Aided Industrial Design & Conceptual Design, Wenzhou, China (2009) 45-48
- [2] Sleesongsom, S., Bureerat, S.: Multiobjective optimization of a steering linkage. In: *Journal Of Mechanical Science And Technology*, Volume 30, Issue 8, Pages 3681-3691, DOI 10.1007/s12206-016-0730-4, aug. 2016
- [3] Felzien, M. L., Cronin, D. L.: Steering error optimizationof the McPherson strut automotive front suspension,Mechanism and Machine Theory, 20 (1985) 17-26
- [4] Guntur, R.R.: Minimizing the steering error of an ackermann linkage. In: *Arabian Journal For Science And Engineering*, Volume 16, Issue 1, Pages 45-52, JAN 1991
- [5] Simionescu, P. A., Smith, M. R.: Initial estimates in thedesign of rack-and-pinion steering linkages,Journal of Mechanical Design, 122 (2000) 194-200
- [6] Simionescu,P.A., Beale, D.: Optimum synthesis of the four-bar function generator in its symmetric embodiment: the Ackermann steering linkage. In: *Mechanism And Machine Theory*, Volume 37, Issue 12, Pages 1487-1504, Article Number PII S0094-114X(02)00071-X, DOI: 10.1016/S0094-114X(02)00071-X, dec. 2002
- [7] Stoicescu, A.P.: On the optimization of an ackermann steering linkage. In: UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, Vol. 75, Issue 4, P. 59-70, Bucharest (2013)
- [8] Zarak,C. E., Townsend, M. A.: Optimal design ofrack-and-pinion steering linkages,Journal of MechanicalDesign, 105 (1983) 220-226
- [9] Zhao, J.-S., Liu, X., Feng, Z.-J., Dai, J.S.: Design of an Ackermann-type steering mechanism. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Volume 227, Issue 11, Pages 2549-2562, China (November 2013).
- [10] Untaru, M., Stoicescu, A., Tabacu, I., Potincu, Gh., Pereș, Gh.: *Dinamica autovehiculelor pe roți*, Editura Didactică și Pedagogică, Bucharest (1981)
- [11] ADAMS Car 2017.1- User Manual
- [12] <http://www.carinf.com/en/ac40410490.html>, last accesed 2018/04/10

CHALLENGE KART LOW COST

LA CEA DE-A 9-A EDIȚIE



Cea de-a 9-a ediție a concursului studențesc Kart Low Cost (KLC) s-a desfășurat în perioada 10-11 mai 2019 la Universitatea din Craiova. Competitorii au fost:

- Université de Bourgogne – Institut Supérieur de l'Automobile et des Transports (ISAT) de Nevers cu două karturi, unul termic, celălalt electric;
- Universitatea din Pitești cu două karturi: unul termic, celălalt electric;
- Universitatea din Craiova cu trei karturi: două termice și unul electric;
- Universitatea Dunărea de Jos din Galați cu două karturi termice;
- Universitatea „Politehnica” din București cu un kart termic.

În total, 60 de studenți (coordonatăți de 9 profesori) au fost implicați în

această a 9-a ediție a competiției KLC.

Pentru cititorii noștri care se întreabă ce înseamnă această competiție, precizăm următoarele:

1. Challenge KLC

- este o competiție studențească franco-română, inițiată în 2011, gândită să se desfășoare alternant, un an în Franță, celălalt în România;
- are două componente: o competiție de karturi propulsate de motoare termice + o competiție de karturi propulsate de motoare electrice;
- este, de fapt, o competiție de proiecte de inginerie, ca urmare a faptului că studenții participanți concurează cu kart-uri la a căror dezvoltare au contribuit esențial (concepție, proiectare, execuție).





2. Pentru dezvoltarea proiectelor, dincolo de cunoștințele tehnice, se face apel la caracteristicile cheie ale profesiei de inginer:

- capacitatea de a selecta soluții ingineresci, având constrângeri de costuri și de timp; așadar, gestiunea compromisului,
- munca în echipă cu respectarea termenelor,
- fair-play
- inventivitate.

3. Prin urmare, Challenge KLC nu este doar o simplă cursă de karting; este, în egală măsură, o provocare tehnică, pedagogică și umană, câștigător nefiind, în mod obligatoriu, cel mai rapid.

Așadar, în cadrul primei etape a competiției, desfășurată în data de 10 mai, în intervalul orar 16³⁰-21³⁰, s-au susținut proiectele tehnice ale echipei participante, evaluarea design-ului karturilor și verificarea respectării caietului de sarcini impus, unul dintre scopuri fiind testarea abilităților de comunicare profesională în limba engleză ale studenților implicați.

Cea de-a doua etapă, derulată în cea de-a două zi a competiției în zona Centrului Multifuncțional al Craiovei, a constat în desfășurarea probelor sportive (calificările pe grila de start, probele de sprint, anduranță, slalom și acceleratie) având ca scop principal testarea viabilității proiectelor tehnice dezvoltate de echipele de studenți.

Clasamentul final realizat prin cumularea punctajelor obținute de studenți pe parcursul celor două zile de concursa fost punctul culminant al concursului:

• Componenta Propulsie Termică:

- locul I - Universitatea din Craiova,
- locul II - Université de Bourgogne, ISAT de Nevers,
- locul III - Universitatea din Pitești.

• Componenta Propulsie Electrică:

- locul I - Universitatea din Pitești,
- locul II - Université de Bourgogne, ISAT de Nevers,
- locul III - Universitatea din Craiova.

SIAR mulțumește Universității din Craiova pentru profesionalismul cu care a organizat această ediție a competiției! De asemenea, mulțumiri sunt adreseate tuturor studenților participanți care cu siguranță și-au completat prin acest eveniment un rând important la capitolul experiențelor studențești. Totodată, sperăm ca această competiție frumoasă să atragă și alte universități membre ale SIAR.

Privitor la următoarea ediție, intenția comitetului franco-român de organizare a competiției este să se desfășoare în Franța, la Castellet – locul unde se derulează Marele Premiu de F1 al Franței.

Cătălin ZAHARIA (catalin.zaharia@upit.ro),
responsabil KLC la nivelul SIAR
Adrian CLENCI (siar@siar.ro), Președinte SIAR

RoJAE **Romanian** **Journal of Automotive Engineering**

ISSN 2457 – 5275 (Online, English)
ISSN 1842 – 4074 (Print, Online, Romanian)

The Scientific Journal of SIAR **A Short History**

The engineering of vehicles represents the engine of the global development of the economy. SIAR tracks the progress of the automotive engineering in Romania by: the development of automotive engineering, the development of technologies, and road transport services; supporting the work of the haulers, supporting the technical inspection and of the garage; encouraging young people to have a career in the automotive engineering and road haulage; stimulation and coordination of activities that promote an environment that is suitable for continuous education and improving of knowledge of the engineers; active exchange of ideas and experience, in particular for students, master students, PhD students, and young engineers, and dissemination of knowledge in the field of automotive engineering; cooperation with other technical and scientific organizations, employers' and socio-professional associations through organization of joint actions, of mutual interest.

By the accession to FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies) since its establishment, SIAR has been involved in achieving an overall professional community that is homogeneous in competence and performance, interactive, dynamic, and competitive at the same time, oriented towards a balanced and friendly relationship between people and the environment; this action will be constituted as a challenge worthy of effort and recognition.

The insurance of a favorable framework for the initiation and the development of cooperation of the specialists in this field of activity allows for an efficient and easy exchange of information, specific knowledge and experience; it supports the cooperation between universities and between research centers and industry; it speeds up the process of implementing the new technologies, it simplifies the identification of training and specialization needs of the personnel involved in the engineering of motor vehicles, transport, and road safety.

In order to succeed, ever since its founding, SIAR has considered that the stress should be put on the production and distribution, at national and international level, of a publication of scientific quality.

Under these circumstances, the development of the scientific magazine of SIAR had the following evolution:

1. RIA – Revista Inginerilor de automobile (in English: *Journal of Automotive Engineers*)

ISSN 1222 – 5142

Period of publication: 1990 – 2000

Format: print, Romanian

Frequency: Quarterly

Electronic publication on: www.ro-jae.ro

Total number of issues: 30

Type: Open Access

The above constitutes series nr. 1 of SIAR scientific magazine.



2. Ingineria automobilului (in English: *Automotive Engineering*)

ISSN 1842 – 4074

Period of publication: as of 2006

Format: print and online, Romanian

Frequency: Quarterly

Electronic publication on: www.ingineria-automobilului.ro

Total number of issues: 51

Type: Open Access

(including the June 2019 issue)

The above constitutes series nr. 2 of SIAR scientific magazine (Romanian version).



3. Ingineria automobilului (in English: *Automotive Engineering*)

ISSN 2284 – 5690

Period of publication: 2011 – 2014

Format: online, English

Frequency: Quarterly

Electronic publication on: www.ingineria-automobilului.ro

Total number of issues: 16

Type: Open Access

(including the December 2014 issue)

The above constitutes series nr. 3 of SIAR scientific magazine (English version).



4. Romanian Journal of Automotive Engineering

ISSN 2457 – 5275

Period of publication: from 2015

Format: online, English

Frequency: Quarterly

Electronic publication on: www.ro-jae.ro

Total number of issues: 18 (June 2019)

Type: Open Access

The above constitutes series nr. 4 of SIAR scientific magazine (English version).

Summary – on June 30, 2019

Total of series: 4

Total years of publication: 25 (11=1990 – 2000; 14=2006-2019)

Publication frequency: Quarterly

Total issues published: 81 (Romanian), out of which, the last 34 were also published in English

SIAR
The journal of the Society of Automotive Engineers of Romania

Societatea Inginerilor de Automobile din România
Society of Automotive Engineers of Romania

www.siar.ro

www.ro-jae.ro

SIAR



REGISTRUL
AUTO
ROMÂN

www.rarom.ro



PROGRAMĂRI
021/9672

 www.autotestmagazin.ro
www.facebook.com/RegistrulAuto
www.facebook.com/autotestmagazin