

Ingineria automobilului



SE DISTRIBUIE GRATUIT CA SUPLIMENT AL REVISTEI AUTOTEST

Nr. 44 / septembrie 2017

CAR 2017

8-10 Noiembrie 2017, Universitatea din Pitești

The International Congress of Automotive
and Transport Engineering



UNIVIA

Prima ediție a Universității de vară
în Ingineria autovehiculelor

- Analiza de corelație - instrument în procesul de modelare a dinamicii vehiculelor
- Influența montajului unor dispozitive aerodinamice asupra performanțelor unui automobil
- Aspecte privind analiza și reconstrucția accidentelor rutiere
- Comportamentul barei de protecție a unui automobil la impactul cu picioarele unui pieton
- Influența montajului
- Aspecte privind analiza și reconstrucția accidentelor rutiere
- Comportamentul barei de protecție a unui automobil la impactul cu picioarele unui pieton

SIAR ESTE MEMBRĂ



INTERNATIONAL
FEDERATION OF
AUTOMOTIVE
ENGINEERING
SOCIETIES



EUROPEAN
AUTOMOBILE
ENGINEERS
COOPERATION

TERMODINAMICA AUTOMOBILULUI

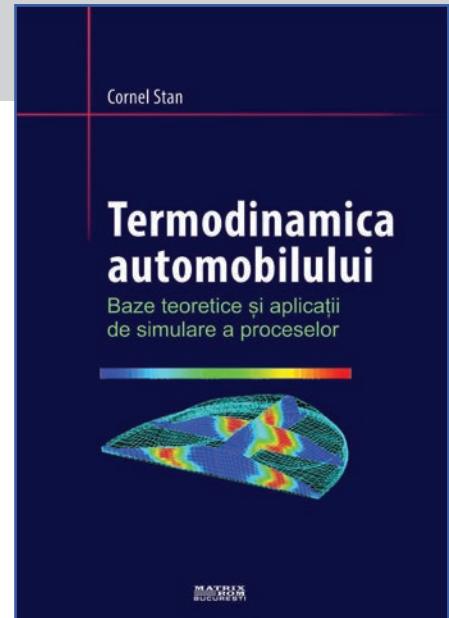
Autor: Cornel STAN

Editura: Matrix Rom, Bucureşti
Anul apariției: 2017

Această carte este traducerea celei de a treia ediții a lucrării *Thermodynamik des Kraftfahrzeugs* apărută în 2017 la prestigioasa editură germană **Springer**.

Automobilul este caracterizat la aproape toate nivelurile de procese termodinamice: motoare, compresoare, radiatoare, circuite de răcire și de încălzire, instalații de climatizare, structuri aerodinamice ale caroseriilor, sisteme de vaporizare, sisteme de injectie, sisteme de evacuare, sisteme de frânare, anvelope.

Scopul acestei cărți este – prin utilizarea unei înlățuirii metodice a bazelor teoretice, a reprezentărilor lor matematice, a domeniilor uzuale de utilizare în tehnologia automobilelor și a numeroaselor exerciții și exemple specifice – de a servi inginerilor și studentilor drept atelier mental în cercetare, dezvoltare sau simulare numerică a multitudinilor de module și funcții ale automobilului. Principalele teme abordate se referă la procese de transfer energetic, agenți de lucru, procese din pompe de căldură și instalații de climatizare, procese de ardere, combustibili pentru viitor, forme de transfer termic, precum și la metode de măsurare a mărimilor termodinamice.



MODELAREA ȘI SIMULAREA SISTEMELOR DE PROPULSIE PENTRU AUTOMOBILE. ÎNDRUMAR DE PROIECTARE

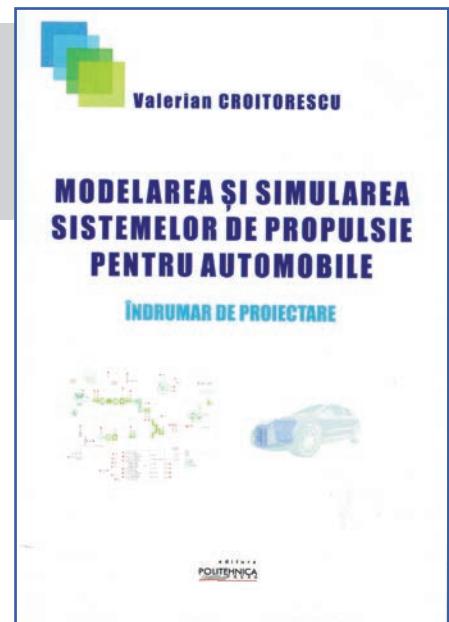
Autor: Valerian CROTORESCU

Editura POLITEHNICA PRESS
Anul apariției: 2016
ISBN 978-606-515-696-8

Lucrarea scoate în evidență necesitatea studiului soluțiilor de interes din acest domeniu, propunând alegerea unor modele similare de sisteme de propulsie, elemente componente și automobile, de la care să se dezvolte soluții cu caracteristici superioare. Autorul prezintă modalitățile de organizare generală a automobilelor ce urmează a fi echipate cu sistemele de propulsie proiectate și accentuează necesitatea stabilirii arhitecturilor funcționale ale sistemelor de propulsie în vederea stabilirii parametrilor constructivi, dimensionali, masici, energetici și funcționali plecând de la criterii de selecție clar stabilite. Sunt prezentate etapele necesare dezvoltării unui sistem de propulsie electric și hibrid electric la nivel de prototip virtual, folosind unele de modelare și simulare computerizată specializate și metodele de determinare a performanțelor dinamice și de consum ale soluțiilor propuse, prin exemple și procedurile de dimensionare ale elementelor componente și ale sistemelor de propulsie de proiectat.

Lucrarea este structurată pe trei capitulo și mai cuprinde o introducere și bibliografia utilizată:

1. Utilizarea simulării în dezvoltarea unui sistem;
2. Validarea unui prototip virtual;
3. Implementarea și evaluarea sistemului prototip virtual de propulsie hibrid-electric într-un autovehicul.



CONGRESELE SIAR – TRADIȚIE ȘI ACTUALITATE

THE SIAR CONGRESSES – TRADITION AND ACTUALITY



O nedumerire mărturisită de un membru al Comitetului Tehnic al FISITA în anul 2016 la analiza solicitării de acordare a patronajului pentru Congresul Internațional de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor - CONAT 2016 poate demonstra modul confuz în care ne raportăm de obicei la Congresul internațional anual al SIAR.

Succesiv, în ultimii ani, Societatea Inginerilor de Automobile din România a organizat: a zecea ediție a Congresului „Automotive and Transport Engineering – CAR 2011”, a doua ediție a Congresului „Motor Vehicle and Transportation – MVT 2012”, a treia ediție a Congresului „Automotive, Motor, Mobility, Ambient – AMMA 2013”, a treia ediție a Congresului „Science and Management of Automotive and Transportation Engineering – SMAT 2014”, a noua ediția a Congresului „Fuel Economy, Safety and Reliability of Motor Vehicles – ESFA 2015”, a douăsprezecea ediție a Congresului „Automotive and Transport Engineering – CONAT 2016”! La o primă citire, fără a cunoaște o serie de detalii, pare cam ciudat! Este normal să vrei să te întrebă suplimentare!

Un aspect important urmărit în cadrul analizei dosarului prezentat pentru acordarea patronajului FISITA este reprezentat de „experiența” solicitantului în organizarea de manifestări științifice internaționale, de efectele pozitive înregistrate în edițiile anterioare în rândul specialiștilor (număr de participanți, lucrări, vizibilitate, publicații etc.).

Evident că se pot formula rezerve atunci când observi o experiență anterioară de doar 2 ediții. Iar inconsecvența în „numărarea” edițiilor Congresului SIAR poate crea cel puțin nedumeriri. Această stare de lucruri necesită corecție, spre binele tuturor!

O scurtă trecere în revistă a manifestărilor științifice **dedicate domeniului ingineriei autovehiculelor și transporturilor rutiere** organizate de universitățile românești ne arată următoarele:

Universitatea Transilvania din Brașov a organizat 12 ediții **CONAT**: 1965, 1976, 1980, 1982, 1985, 1988, 1993, 1996, 1999, 2004, 2010, 2016;

Universitatea din Pitești a organizat până în prezent 10 ediții **CAR**: 1978, 1982, 1985, 1989, 1992, 1994, 1997, 2000, 2005, 2011;

Universitatea Politehnica din București a organizat 9 ediții **ESFA** : 1981, 1984, 1987, 1991, 1995, 1998, 2003, 2009, 2015;

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca a organizat 3 ediții **AMMA**: 2001, 2007, 2013;

Universitatea din Craiova a organizat 3 ediții **SMAT**: 2002, 2008, 2014;

Universitatea Politehnica din Timișoara a organizat 2 ediții **MVT**: 2006, 2012;

Academia Tehnică Militară a organizat o ediție a Conferinței Internaționale ”Off-Road Vehicles - ORV” în anul 2008.

Pe lângă aceste manifestări științifice **integral** dedicate ingineriei autovehiculelor, au mai fost programate secțiuni pentru autovehicule, motoare cu ardere internă și termotehnică în cadrul unor sesiuni de comunicări științifice organizate la nivelul facultăților sau universităților, cum ar fi la Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași (ACME), Universitatea din Oradea (IMT) sau Academia Tehnică Militară (35 ediții organizate până în anul 2005).

E necesar să amintesc că numeroase și importante manifestări științifice au fost organizate de instituțiile de cercetare-dezvoltare din domeniul ingineriei autovehiculelor – cât timp acestea au existat – aspect ce subliniază bogata activitate de cercetare științifică și inovare a automobilistilor români.

Se poate constata că, până în prezent, universitățile din România au organizat 40 de manifestări științifice naționale (mai ales până în 1990) și internaționale dedicate ingineriei autovehiculelor, dintre care 27 în perioada de existență a SIAR (cu patronaj FISITA începând cu anul 1995)!

Asumarea istoriei manifestărilor științifice organizate de instituțiile de învățământ superior din România ar presupune că toți să acceptăm o experiență de 53 ani și 27 Congrese (conferințe) ale SIAR după 1990 (dintre care 21 cu patronaj FISITA), CAR 2017 fiind ediția a 28-a, iar AMMA 2018 ediția a 29-a Congresului SIAR!

O astfel de „numărare” ar scoate la lumină – măcar în parte – munca și experiența celor care de-a lungul timpului au trăit pentru organizarea unei manifestări științifice relevante. Istoria completă ar trebui descrisă în texte de prezentare a fiecărei manifestări științifice din domeniul organizată în România!

Cu credință că vom pune împreună umărul pentru continuarea unui asemenea efort, urez succes deplin Congreselor SIAR!

Prof. univ. dr. ing. Minu MITREA
Secretar General SIAR

SUMAR „INGINERIA AUTOMOBILULUI“ NR. 44

- | | |
|---|---|
| <p>3 CONGRESELE SIAR – TRADIȚIE ȘI ACTUALITATE
THE SIAR CONGRESSES – TRADITION AND ACTUALITY</p> <p>5 INTERVIU CU DOMNUL CONF. UNIV. DR. ING. DUMITRU CHIRLEȘAN, RECTORUL UNIVERSITĂȚII DIN PITEȘTI
INTERVIEW WITH MR. ASSOC. PROFESSOR DUMITRU CHIRLEȘAN, RECTOR OF THE UNIVERSITY OF PITESTI</p> <p>6 INGINER – UN CUVÂNT, O PROFESIE, O MISIUNE
ENGINEER – A WORD, A PROFESSION, A MISSION</p> <p>9 CORRELATION ANALYSIS – A DATA ANALYSIS TOOL IN THE VEHICLE DYNAMICS MODELING PROCESS
ANALIZA DE CORELAȚIE – UN INSTRUMENT DE ANALIZĂ A DATELOR ÎN PROCESUL DE MODELARE A DINAMICII VEHICULULUI</p> | <p>13 INFLUENCE OF AERODYNAMIC ADD-ON DEVICES ON AERODYNAMIC PERFORMANCE OF AN AUTOMOBILE: A NUMERICAL STUDY
STUDIU NUMERIC PRIVIND INFLUENȚA MONTAJULUI UNOR DISPOZITIVE AERODINAMICE ASUPRA PERFORMANȚELOR AERODINAMICE ALE UNUI AUTOMOBIL</p> <p>20 ASPECTS REGARDING THE ANALYSIS AND RECONSTRUCTION OF CAR CRASHES
ASPECTE REFERITOARE LA ANALIZA ȘI RECONSTRUCȚIA ACCIDENTELOR RUTIERE</p> <p>24 STUDIES ABOUT THE FRONT BUMPER PERFORMANCE DURING A PEDESTRIAN LEG IMPACT
STUDII PRIVIND COMPORTAMENTUL BAREI DE PROTECȚIE A CAROSERIEI DE AUTOMOBIL LA IMPACTUL CU PICIOARELE UNUI PIETON</p> |
|---|---|

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 NICĂ

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

TIPAR

S.C. TIPOGRAFIA PRODCOM S.R.L.

Str. Lt. Col. Dumitru Petrescu nr. 20
Târgu-Jiu

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: Conf. dr. ing. Adrian CLENCI, Universitatea din Pitești

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

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

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

Vicepreședinte: Conf. dr. ing. Victor CEBAN, Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău

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

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

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

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

Secretar General: Prof. dr. ing. Minu MITREA, Academia Tehnică Militară 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 CIOPPOLA
Politecnico 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 Tehnologie Roumanie – Pascal CANDAU

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:

Marin MARINESCU

Military Technical Academy, Bucharest, Romania

E-mail: marin_s_marinescu@yahoo.com

Authors:

Octavian ALEXA
Laszlo BAROTHI
Laura CIȚU
Bogdan-Alexandru CONSTANTIN
Ion COPAE
Gheorghe FRĂȚILĂ
Constantin-Ovidiu ILIE
Daniel IOZSA
Nakka Venkata Swamy KALYAN

Lakshmi Annamalai
KUMARASWAMIDHAS
Marin MARINESCU
Adina MATROZI
Daniel NEAGU
Dipen Kumar RAJAK
Virgilius – Justinian RĂDULESCU
Ramona – Monica STOICA
Cătălin TROCAN
Daniela VOICU

INTERVIU CU DOMNUL CONF. UNIV. DR. ING. DUMITRU CHIRLEŞAN, RECTORUL UNIVERSITĂȚII DIN PITEȘTI

INTERVIEW WITH MR. ASSOC. PROFESSOR DUMITRU CHIRLEŞAN, RECTOR OF THE UNIVERSITY OF PITESTI

Ingineria automobilului: Stimate domnule Rector, acum, la 55 de ani de învățământ superior, se poate spune că învățământul superior tehnic în domeniul Ingineriei Autovehiculelor este o tradiție la Universitatea din Pitești?

Putem spune că ajunsă la 55 de ani, Universitatea din Pitești s-a maturizat în ceea ce privește structura ei academică, precum și în ceea ce privește cercetarea științifică în domeniul tehnic, cu directă aplicativitate în industria de profil. De departe, domeniul *Ingineriei Automobilului*, un domeniu tradițional la Universitatea din Pitești, este cel mai dinamic și mai solid constituit având în permanență rezultate remarcabile atât în pregătirea studenților, cât și în corelarea simbiotică a cercetării științifice aplicative cu nevoile industriei de automobile, o prezență economică definitorie pentru regiunea noastră.

Credeti că cercetarea științifică universitară în domeniul ingineriei are nevoie de o ancorare în lumea reală, industrială?

Da, cred cu tărzie că nu se justifică eforturile intelectuale și materiale în domeniul cercetării științifice fără directă lor aplicare în economie. Din păcate, încă mai suntem limitați în acțiunile noastre de către diversele obstacole ridicate de birocrația exagerată, de legislația lacunară sau inexistentă. Cu toate acestea, însă, Universitatea din Pitești reușește să transfere unele rezultate ale cercetării științifice din laboratoarele și centrele noastre de cercetare către beneficiarii potențiali, agenții economici ai județului Argeș și nu numai. Evident că dacă ne referim în mod specific la Ingineria Autovehiculelor, trebuie să menționăm multiplele scheme de transfer tehnologic și de cooperare directă între cercetătorii din mediul academic și industria de automobile, cu toții actorii ei economici, industriali, mai mari sau mai mici. Toți acești actori ai lumii industriale auto se află în permanentă colaborare cu noi, cu UPIT. Pot spune cu încredere și optimism că tradiționalele bariere între academic și industrie au fost dizolvate prin eforturile ambelor părți.

Care poate fi aportul Universității din Pitești la soluționarea provocărilor cu care se confruntă automobilul în ceea ce privește protecția mediului și rezolvarea problemelor energetice de viitor, în contextul epuizării previzibile a resurselor de hidrocarburi și gaze naturale?

Universitatea din Pitești, prin programele de cercetare științifică specifice, derulate în centrele proprii și în directă colaborare cu agenții socio-economi, are în desfășurare proiecte ce vizează surse alternative de energie, soluții de dezvoltare inteligentă și sustenabilă a urbanisticii viitorului, regândirea și redefinirea consumurilor energetice. În acest context aş dori să remarc eforturile susținute ale personalului didactic și de cercetare al UPIT, în vederea adaptării automobilului la aceste noi tendințe, la nevoia de a proiecta și dezvolta tehnologii sustenabile și cu impact cât mai redus asupra mediului înconjurător. Toate acestea nu intr-un ambient de cercetare ideatic ci într-unul cât se poate de real, cu focalizare pe automobile aflate în prezent în producția de serie a fabricii de automobile de la



Colibași. Spre exemplu, UPIT prin cercetătorii săi caută și oferă producătorului soluții de automobil electric, cu performanțe excelente, pentru modelele aflate în producție.

În perioada 8-10 noiembrie a acestui an Universitatea din Pitești împreună cu SIAR vor organiza cea de a 11-a ediție a Congresului Internațional pentru Autovehicule Rutiere (CAR 2017), sub patronajul FISITA și al EAEC. Cum apreciați acest eveniment și care sunt așteptările dumneavoastră?

Apreciez că nu întâmplător acest eveniment de largă vizibilitate națională și internațională se petrece la Universitatea din Pitești. Cred că am reușit să convingem prin rezultatele și prin trăinicia implicării noastre în dezvoltarea automobilului că merităm un loc respectabil în această lume minunată, dar atât de dinamică și de pretențioasă, a automobilului. Suntem și noi parte în acest spectacol grandios, al eforturilor permanente și al evoluției continue a mobilității umane, înscrisă profund în codul genetic al omului prezentului, în goana sa către viitor. Mă aștept ca cei care participă la acest eveniment să găsească pe de o parte, în noi, o gazdă bună, cu toate condițiile pe care UPIT le poate oferi, iar pe de altă parte, să reușească să comunice real și rezonant, în folosul industriei de automobile și al dezvoltării unei mobilități sustenabile cu impact cât mai mic asupra mediului. Le doresc succes în plan profesional și bucurie și pace în viața personală.

Vă mulțumim, domnule Rector, pentru interviul acordat și vă urăm mult succes!

INGINER – UN CUVÂNT, O PROFESIE, O MISIUNE

ENGINEER – A WORD, A PROFESSION, A MISSION

Conf. dr.
Laura CîțuConf. dr.
Adina MATROZIDepartamentul de Limbi Străine Aplicate,
Universitatea din Pitești, Str. Târgu din Vale, Nr.
1, Pitești, România

Cuvântul, profesia, misiunea de *inginer* reprezintă în spațiul lingvistic și social românesc o realitate complexă, cu semnificație prolifică și o dinamică istorică strâns atașată evoluției civilizației atât materiale, cât și culturale, a societății românești.

Origini. Despre originea cuvântului „*inginer*” în limba română, primele mențiuni apar în dicționarele din prima jumătate a secolului al XX-lea, care îl consideră în cea mai mare parte împrumut din limba franceză, după forma *ingénieur*, iar unele menționează limba germană ca sursă de proveniență. Normele de adaptare a împrumuturilor franțuzești ar fi condus la variantele **ingeni-or* sau **injeni-or*, cu păstrarea lui *-e* și cu modificarea lui *-i-eur* care conținea un hiat în *-i-or*. Cf. *skieur* < *schior*; *trieur* < *trior*. (cf. T. Hristea, 1968, pp. 110-111). Lingvistul român Theodor Hristea revaluează originea franceză a termenului și, în urma analizei etimologice, consideră că există elemente de ordin fonetic care ne obligă să admitem posibila origine italiană în cazul lui *inginer*. Hristea aduce ca argument suplimentar și faptul că, deși unele dicționare supravaluează influența franceză, atribuind-o unei serii de cuvinte, Dicționarul Academiei lasă acest cuvânt, în mod surprinzător, fără nicio indicație etimologică, ceea ce presupune că autorii vor fi simțit dificultatea de a-l deduce direct din limba franceză. Or, explică Hristea, pominând de la it. *ingegnere*, este mai ușor să-l explicăm pe *inginer* ca provenit din varianta *ingenier* (foarte apropiată de etimonul italienesc și atestată): “Era retras în cabinet ca un *ingenier* de la căile ferate” (formă atestată la George Barițiu, Părți alese din Istoria Transilvaniei, III, 1891, p. 301 (ÎN DA mss) (apud Hristea, 1968, p. 111)). Hristea emite ipoteza că *inginer* să fi fost introdus în română de Gh. Asachi și de alții cărturari cărora le era familiară limbă italiană.¹ Iar după ce s-a fixat sub forma explicabilă prin italiană, *inginer* a putut fi, desigur, consolidat sub influența altor limbi, în



Sursa: www.tuiasi.ro

Biblioteca Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași

primul rând franceză și germană.

Folosit aşadar în limba română începând, cel mai probabil, din prima jumătate a secolului al XIX-lea și introdus fie pe filieră italiană, fie franceză, este evident că termenul a vehiculat încă de la început cel puțin o parte din încărcătura semantică din aceste limbi. De altfel, chiar în limba franceză, cuvântul sub formă sa actuală este atestat din perioada Renașterii și a curentului italian *designo*², când prin acest termen se face referire la acea persoană care, pe bază de planuri, schițe, desene, proiecte, stabilește instrumentele, dispozitivele, mașinăriile necesare scopului de eficacitate, economiei de timp și de finanțe. Beneficiul acestei activități se reflectă în echipamentele urbane, în dispozitive hidraulice, în amenajarea grădinilor de agrement etc. În 1559, Jacques Amyot definește termenul de *inginer* într-un mod mai restrictiv, respectiv „un constructeur d'engins [aparat, instrument], de machines”. În secolul al XVII-lea francez, *inginerul* este mai ales cel care produce planuri precise și tehnice pentru o mașină sau o lucrare sofisticată. Începând cu secolul al XVIII-lea, *inginer* devine un titlu prestigios, asociat unor studii de calitate și unei diplome recunoscute, iar profesia devine din ce în ce mai specifică unui domeniu de activitate: domeniul militar, drumuri și poduri, mine, marină etc.³ Remarcăm că după această perioadă a pătruns termenul în limba română, odată cu ocuparea respectivă, așa încât putem afirma că acestui cuvânt și acestei profesii i-a fost asociat în spațiul românesc dintotdeauna un titlu de noblețe, puternic valorizat în sfera socială și în conștiința publică. Toată această evoluție în

1. Gh. Asachi (care și-a făcut o parte din studii la Roma) a înființat clasa de inginerie hotarnică de pe lângă academia grecească din Iași, iar între 1813-1818 a predat aici un curs de matematică, alcătuit din aritmetică, algebră, geometrie și trigonometrie (vezi N. Ursu, *Formarea terminologiei științifice românești*, p. 101-102). Indicele de cuvinte și forme al acestei lucrări nu conține neologismul *inginer*, dar cuvântul s-a folosit, neîndoilenic, încă din prima jumătate a secolului al XIX-lea. (apud Hristea, *ibid*.)

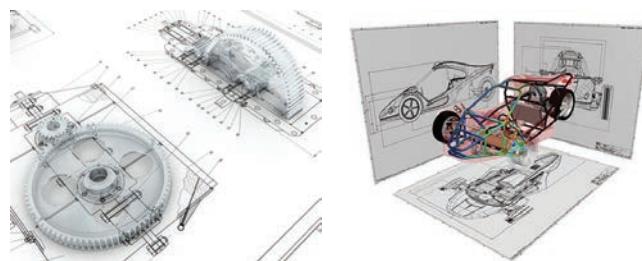
2. În franceza veche, termenul era *gignor* sau *jingnor iși* avea atât sensul contemporan, cât și pe cel de muncitor simplu, care execută o sarcină practică.

3. v. <https://fr.wikipedia.org/wiki/Ingénieur>

spațiu francez și românesc își are până la urmă originea primară în latinescul *ingenium*, cuvânt din aceeași familie lexicală cu *genius*, respectiv *geniu*⁴ în limba română contemporană.

Definiții, sensuri, semnificații și utilizări. Forma cuvântului *inginer* a condus la familia lexicală care cuprinde termenii *inginer* (diminutiv peiorativ), *inginerie*, *ingineresc*, *inginerestă*, *ingineresă*, *inginerită* (fam.), *inginerlic* (inv.).

Din perspectiva istorică termenul centru, cel de *inginer*, a fost definit și redefinit succesiv în dicționare, prin adăugarea de sensuri și utilizări care urmăreau să oglindescă evoluția acestei activități profesionale, în funcție de contextul de dezvoltare a civilizației materiale și spirituale românești. Astfel, la 1929, Lazăr Șăineanu îl definea ca: „1. cel ce inventează mașini, plănuiește și dirijează lucrări de artă și de industrie (fortificații, poduri, canale, căi, etc.); 2. în special, cel ce a obținut o diplomă dela școală de poduri și șosele sau dela cea de mine.” August Scriban consimna în 1939 în Dicționarul limbii românești: „*inginér* m. (fr. *ingénieur*; v fr. *engeigniere*, *engegneor*; d. s. *ingénier*, a te gîndi ca să inventezi; d. lat. *ingenium*, spirit, minte, de unde și fr. *engin*, spirit de inventiune, mașină; it. *ingegnere*, *ingegnero*; engl. *engineer*; rus. *инженер*). Acela care, pin [!] ajutoru matematică aplicate, dirijează lucrările podurilor, șoseelor, căilor ferate, canalelor, minelor, edificiilor, mașinilor, fortificațiunilor s. a.” În anii '60, DER îl definea ca „1. Specialist cu pregătire tehnică și teoretică în urma absolvirii unei facultăți.” Iar în 1986, în Dicționarul de neologisme apare definiția „Diplomat al unei școli superioare politehnice sau al unui institut cu caracter tehnic care organizează și conduce procesele tehnologice într-o întreprindere.” În sfârșit, în ediția 2009 a DEX-ului, definiția este următoarea: „s.m. și f. Specialist cu o pregătire tehnică și teoretică obținută într-un institut de învățământ superior, care prestează o



activitate tehnică de proiectare, de cercetare, de organizare și de conducere a proceselor tehnologice dintr-o întreprindere și titlu deținut de această persoană. – Din it. *ingegnere*. Cf. rus. *инженер*, fr. *ingénieur*, germ. *Ingenieur*.

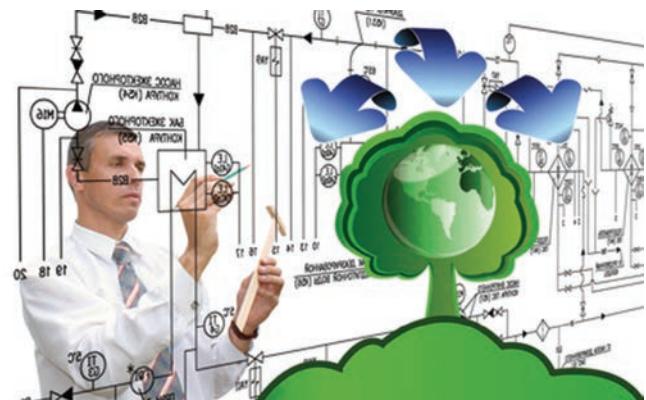
Termenul derivat *inginerie* (cu forma veche *inginerlic*) a cunoscut și el o evoluție și o utilizare extinsă și interesantă. De la dicționarul lui Lazăr Șăineanu (1929), când era definit ca „arta și profesiunea de inginer”, până la definițiile din dicționarele actuale, domeniul este constant asociat nu unei meserii, ci *profesiei* de

4. Este interesant de remarcat că în limba română utilizarea termenului *geniu* nu a cunoscut aceeași extensie semantică din limba franceză în raport cu termenul *inginer*. Astfel, în franceză, termenul *geniu* (*génie*), în afara sensului general pe care îl are și în limba română, se referă la ansamblul de procese și metode pentru soluții și coordonare tehnică ce permit obținerea de obiecte tehnice complexe. Apare într-un ansamblu larg de sintagme, cum ar fi *génie de l'Air*, *génie chimique*, *génie civil*, *génie électrique*, *génie génétique*, *génie industriel*, *génie logiciel*, *génie maritime*, *génie mécanique*, *génie physique*, *génie rural*, *génie urbain*. În engleză, se utilizează termenul *engineering*. Limba română recurge pentru această utilizare la termenul *inginerie*. Care există și în limba franceză ca atare, respectiv „*ingénierie*”, însă cunoaște anumite delimitări semantice față de „*génie*”. Termenul *geniu* apare cu această semnificație în limba română doar în domeniul militar, unde desemnează arma ce cuprinde trupe specializate pentru executarea lucrărilor de fortificații, de drumuri, de poduri etc., iar membrii unităților militare de geniu sunt numiți *geniști*.

inginer și este constant valorizat în percepția comunității lingvistice românești, datorită extinderii domeniilor de activitate umană a căror denumire este dată prin utilizarea de sintagme având acest cuvânt ca bază: *inginerie genetică*, *inginerie economică*, *inginerie nucleară*, *inginerie financiară* etc.

Pe de altă parte, atunci când un termen și realitatea căreia îi este acesta asociat nu reprezintă un domeniu marginal, ignorat, ci se întrepătrunde constant cu activitatea și viața comunității respective, este un fenomen natural ca termenul să dezvolte și utilizări derivate, familiare și chiar argotice. Astfel, chiar Lazăr Șăineanu consimna la 1929 un al treilea sens al cuvântului *inginer*, familiar, respectiv „*inginer de poduri*”, utilizat cu sensul de „vagabond”. Si Scriban la 1929 nota sensul figurat, ironic pentru „*Inginer de stradă* (sau și de poduri)”, haimana care tot umblă pe stradă (și pe poduri) și despre care se zice în rîs că, pin pașii pe care-i tot face, măsoară strada.” Dicționarul de argou (2007) înregistreză următoarele expresii: **a lăsa (pe cineva) *inginer* expr. (intl.)** a fura (cuiva) tot; **inginér**, *inginer* s. m. (adol, peior) 1. om care stă cu mâinile la spate și comenteză în timp ce alții munesc. 2. om care se crede interesant și își dă importanță; **inginer financiar** expr. (pub, peior) autor al unei escrocherii / fraude de mari proporții. Această ultimă valoare apare în utilizare frecvent mai relativ la sintagma „*inginerie financiară*”. Analizând primele 20 de rezultate din cele 230 găsite cu ajutorul SketchEngine în corpusul creat pe baza materialului disponibil on-line, se remarcă faptul că numărul contextelor în care sintagma are sens negativ (instrumente financiare ilicite/ cu iz penal) este cu mult mai mare decât cel în care este folosită cu sensul propriu. Iată mai jos câteva exemple actuale atestate:

1. Caritasurile, fondurile SAFI și FNI și mi-e teamă că acum urmează *ingineria financiară* cea mai groasă, cea mai amplă și pe termen lung, adică **FONDURILE DE PENSII private și obligatorii**, care sunt neconstituționale⁵



2. Printr-o *inginerie financiară*, el a reușit, de ani de zile, să se sustragă de la plata taxelor, varsându-le dintr-o firmă în altă.⁶
 3. E businessman de Dâmbovița. Face o *inginerie financiară cu băncile de stat*.⁷
 4. O *inginerie financiară de care musiu Iorgulescu nu este deloc străin*, chiar dacă Mitică a inițiat-o.⁸
 5. Premierul Moldovei, Pavel Filip, a solicitat informații despre ancheta în care a ajuns firma DitaEst Farm, cea care a acreditat produse Hexi Pharma, și care,
5. blog.elenaudrea.ro
 6. <http://i-ziare.ro/exclusiv-regele-vinului-si-diluat-datorile-ajutorul-venit-de-la-un-srl-de-provincie-3377460>
 7. <http://www.quebec.ro/forum/taclaua-quebec-ro/ati-avea-in-ce-sa-investiti/msg1250933?PHPSESSID=c5fad2c6d9ad66558e86d36480ca65a4>
 8. <http://www.paginademedia.ro/2014/03/gsp-drepturile-pentru-liga-1-au-ajuns-la-arpad-paszkany>

spun anchetatorii moldoveni, ar fi implicată într-o *inginerie financiară care se desfășoară și pe teritoriul României, Ucrainei și Bosniei-Herțegovinei*.⁹

6. Autoritatea pentru Supraveghere Financiară (ASF) - *ingineria financiară a USL -ului pentru a fura legal!*¹⁰

7. O *inginerie financiară probabil, n-avem de unde săt, noi ne ocupăm de sport.*¹¹

8. Din punctul meu de vedere această aşa zisă reabilitare nu este decât o altă „*inginerie financiară*” prin care se vor cheltui „justificat” sume exorbitante din bugetul Primăriei.¹²

În contextul socio-economic specific din perioada postdecembristă din România, explicația constă în faptul că acest gen de activitate ilicită a fost frecventă, iar preocuparea mass media pe măsură. De aceea și frecvența de utilizare în discursul presei. Atât sensul propriu cât și cel negativ sunt împrumuturi din limba engleză.

De parte de a afecta în vreun fel prestigiul social de care se bucură profesia de inginer, aceste utilizări peiorative nu fac decât să potențeze nucleul acestui câmp semantic, respectiv ideea de ingeniozitate, de inteligență, de artă în sensul de tehnică superioară. Practic, este același sens, doar că utilizările se referă la exercitarea acestor admirabile atribute omenești nu în sensul constructiv, creator, ci în sensul invers. Trebuie să recunoaștem că o „*inginerie financiară*” cu sens de activitate ilicită nu este o simplă găinărie, care suscătă dispreț, ci implică, involuntar și o formă de admirație, pentru că este o șmecherie executată ingenios.

Adverbul *inginereste*, deși nu este înregistrat în ultima ediție a *Dictionarului explicativ al limbii române* (2009), este însă definit în varianta online a acestuia (*inginereste* adv. în felul inginerilor. /inginer + -ește)¹³ și este destul de frecvent utilizat în limba curentă (3110 rezultate în urma căutării pe Google). În toate utilizările, adverbul desemnează pozitiv înalte atribute asociate activității desemnate de verbul pe care îl determină. Iată o serie de exemple: *Află cum să-ți împăturești hainele „inginereste”*¹⁴; [...] să acționăm *inginereste* asupra lumii.¹⁵; [...] deși a analizat *“inginereste”* datele.¹⁶; [...] expresia a face lucrurile *inginereste* era o simplă sintagmă fără un suport real în viață de zi cu zi.¹⁷; Sună cam *inginereste*, [...]¹⁸; Să o luăm *inginereste* [...]¹⁹; [...] avocatul care aplică dreptul «*inginereste*»²⁰; [...] cercetează lumea micro și lucrează *inginereste*.²¹; Absolvenții sunt capabili să integreze *inginereste* științele fundamentale ale vieții cu cele tehnologice, economice și de management²²; Montajul

9. <http://interceptor.informatia.ro/module-Pagesetter-printpub-tid-3-pid-183482-phtml>

10. <http://bistritanews.ro/index.php?mod=article&cat=7&article=11484&comment=11484>

11. <http://forum.druckeria.ro/forum/viewtopic.php?f=13&t=420&sid=e3aa3918c231231995d1de336142c3b4&start=80>

12. <http://www.centralbucuresti.ro/?id2=000100000040290>

13. <http://www.dexx.ro/index.php?a=list&d=Dictionar%20explicativ%20roman&p=2352>

14. <http://stirileprotv.ro/show-buzz/entertainment/esti-neindemanatic-afla-cum-sa-ti-imparturesti-hainele-inginereste.html>

15. https://burebista2012.blogspot.com/2014/01/unimea-si-holograma-cuantica_18.html

16. www.vremeanoua.ro/aleșii-județului-invrăjbiți-de-rectificare

17. <http://blog.asa-si-asă.ro/2015/02/sa-facem-treaba-inginereste.html>

18. <https://healthy.kudika.ro/articol/.../educatia-copilului-meu-in-25-de-tehnici.html>

19. <https://fun.regilive.ro/imagini/wtf/sa-o-luam-inginereste-26940.html>

20. www.avocatura.com/av.10380-tiberius-istocescu.html

21. <http://www.ziare.com/deva/stiri-actualitate/facultatea-de-agricultura-este-pentru-cei-care-gandesc-macro-cerceteaza-lumea-micro-si-lucreaza-inginereste-este-pentru-generatia-pro-dezvoltare-6223734>

22. https://usab-tm.ro/USAMVBT_Zootehnie-_ro_1035.html

stației pe mașină înseamnă, *inginereste* spus, conectarea a două sisteme.²³; [...] *Acționat inginereste*.²⁴ Eu cred că ne-am mișcat foarte repede, *inginereste*, aş spune [...]²⁵; [...] un arhitect care a scris o carte „*inginereste*” despre primăria Clujului [...]²⁶

Concluzii. Dacă această activitate umană și tot ce îi este asociat cunoaște o asemenea valorizare în sfera publică și în conștiință individuală și colectivă, rezultă că formarea și calificarea, accesul la această profesie și exercitarea ei trebuie însoțite de o profundă responsabilizare a sistemelor și individuilor care gestioneză acest lanț. Inginerul actual nu mai poate fi doar un maestru al tehnicii, cu întreaga ei artă și, dacă dorește numai, și om de spirit deschis culturii și valorilor spirituale. În această paradigmă contemporană a tehnologilor de vîrf, care modifică substanțial întreaga planetă și modul de viață umană, profesia de inginer implică o misiune. De aceea, integrarea dimensiunii umaniste în formarea pentru profesia de inginer este o datorie societală și individuală. Varianta franceză pentru wikipedia definește inginerul în acest sens, integrând conceptul de educație durabilă: „Un *ingénieur* est un professionnel concevant des projets, si possible, par des moyens novateurs, et dirigeant la réalisation et la mise en œuvre de l-ensemble : produits, systèmes ou services impliquant de résoudre des problèmes techniques complexes. Il crée, il conçoit, il innove dans plusieurs domaines tout en tenant compte des facteurs sociaux, environnementaux et économiques. Il lui faut pour cela, non seulement des connaissances techniques, mais aussi économiques, sociales, environnementales et humaines reposant sur une solide culture scientifique et générale [n.s.]”²⁷ Inginerul trebuie deci să aibă o perspectivă globală asupra problematicilor cu care se intersecțează și o înțelegere profundă a fenomenelor în ansamblul lor. Are schema de gândire necesară pentru asta, restul ține de educație și exercițiu.

Educația românească este și ea angajată în această direcție, însă are încă de recuperat pași pe care statele dezvoltate i-au făcut deja. Si trebuie să o facă într-un ritm rapid. Există îțări în care profesia de inginer este deja reglementată prin coduri de deontologie sau prin cartă de etică, iar conștiința inginerească a provocărilor căror trebuie să li se facă față în viitor este avansată.

23. http://radiosevil.ro/index.php?option=com_content&view=article&id=15&Itemid=28&lang=ro

24. <http://imperativ.ro/2017/05/10/actionat-inginereste-cu-staf-soft-total-pret-490--mii-lei/>

25. <http://www.deceptarea.ro/deputatul-vreme-si-a-stabilit-echipa-si-tintele/>

26. <http://www.napocanews.ro/2015/05/drept-la-replica-la-articolul-lazar-marian-un-architect-care-a-scris-o-carte-inginereste-despre-primării-clujului-semnat-de-ionut-tene-publicat-in-napocanews.html>

27. Un inginer este un profesionist care concepe proiecte, pe cât posibil prin mijloace inovative și care conduce realizarea și executarea ansamblului: produse, sisteme sau servicii care implică rezolvarea unor probleme tehnice complexe. El creează, concepe, inovează în diverse domenii luând în considerație factori sociali, de mediu și economici. Pentru aceasta îi sunt necesare nu doar cunoștințe tehnice, ci și economice, sociale, de mediu și umaniste care se bazează pe o solidă cultură științifică și generală”.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ:

[1] Bulgăr, Gheorghe, *Studii de stilistică și limbă literară*, Editura Didactică și Pedagogică, 1971

[2] Hristea, Theodor, *Probleme de etimologie*, Editura Științifică, București, 1968

[3] James, Charles, *A New and Enlarged Military Dictionary, Or, Alphabetical Explanation of Technical Terms, Containing among Other Matter, a Succinct Account of the Different Systems of Fortification, Tactics, &c*, Londra, 1802

[4] Sfetcu, Nicolae, *Fizica simplificată*, 2014

[5] DEX – Dictionarul explicativ al limbii române, Ed. a 2-a, rev., Univers Enciclopedic Gold, București, 2009

[6] DOOM – Dictionarul ortografic, ortoepic și morfolologic al limbii române, Ediția a II-a, revăzută și adăugită, Univers Enciclopedic, 2005

CORRELATION ANALYSIS – A DATA ANALYSIS TOOL IN THE VEHICLE DYNAMICS MODELING PROCESS

ANALIZA DE CORELAȚIE – UN INSTRUMENT DE ANALIZĂ A DATELOR ÎN PROCESUL DE MODELARE A DINAMICII VEHICULULUI

ABSTRACT

Obiectivul lucrării este de a analiza datele experimentale și de a găsi corelațiile multiple dintre parametri măsuiați. De obicei, aceasta este etapa anterioară modelării unui proces. Analiza de corelație multiplă studiază influența simultană a două sau mai multe dimensiuni asupra variabilei rezultante. Rezultatele furnizate sunt utilizate pentru a determina tipul de modelelor care vor fi adoptate. Astfel, a fost calculat coeficientul de corelație multiplu pentru diferite dependențe cum ar fi cuplul motorului,

în funcție de sarcina motorului și de turăția motorului. Datele au fost obținute prin măsurarea parametrilor dinamici ai unui singur tip și marcă de autovehicule. Au fost folosite mai multe de 10 autoturisme cu același tip de motoare, dar cu rulaj și ani de fabricație diferenți.

Key-Words: vehicle dynamics, modeling, multiple correlation, experimental data, vehicle speed, coefficient of correlation



S.I. dr. ing.
**Constantin-Ovidiu
ILIE**
ovidiuilie66@yahoo.com



Conf. dr. ing.
Marin MARINESCU



S.I. dr. ing.
Octavian ALEXA



Asist. drd. ing.
Daniela VOICU



Ing.
Laszlo BAROTHI

Academia Tehnică Militară, Bdul George Coșbuc,
Nr. 39-49, 050141 București, România

1. INTRODUCTION

It was designed and applied an experimental research program to obtain a variety of data to define the dynamics of a vehicle. We used 13 Daewoo Nubira passenger cars having mileages ranging between 13500 to 115000 km. Most of the experimental data were acquired and stored in the OEM's tester „SCAN - 100“. There were measured different engine or vehicle parameters like: engine angular speed, engine load, vehicle speed. Three parameters, engine torque, engine power and fuel consumption, could not be measured using the onboard system. Nevertheless, they were computed using static characteristics of the engine that had been obtained on the test bench. Eventually, we selected 64 tests, each of them consisting of

15th parameters. All the data were saved as a tensor. Each one of the 64th tests is a vector that has 256 values. There were captured with a frequency of 10 Hz, so each test lasts approximately 26 s. The tensor was used to issue mathematical models that describe vehicle's dynamics [2]. Correlation deals with relationships among two or more independent variables. Using second-order statistical characteristics, simple correlation analysis evaluates temporally correlation of two different experimental data. As tools there were used two mathematical functions: cross-correlation function and correlation coefficient. Cross-correlation function $R_{xy}(t_1, t_2)$ is equal for every pair of randomly chosen arguments t_1 and t_2 with:

$$R_{xy}(t_1, t_2) = M \left\{ \hat{X}(t_1) \hat{Y}(t_2) \right\} = \\ = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \{x - m_x(t_1)\} \{y - m_y(t_2)\} f_2(x_1 t_1; x_2 t_2) dx dy \quad (1)$$

where $x(t)$ and $y(t)$ are random values of $X(t)$ and $Y(t)$ processes. It characterizes statistical interdependence between two random processes $X(t)$ and $Y(t)$ at different time points, which are at τ distance each other. If these processes are statistically independent and their mean values are equal with zero then their cross-correlation function is equal with zero. When the mean values of the random processes is equal with zero, than cross-correlation function becomes cross-covariance function C_{xy} . The formula of cross-correlation function for a finite discrete experimental series is:

$$R_{xy}(r \cdot \Delta t) = \frac{1}{n-r} \sum_{i=1}^{n-r} (x_i - m_x)(y_i - m_y), \quad r = 0 \dots m \quad (2)$$

where m is maximum shift, m_x is the mean of $X(t)$ and m_y is the mean of $Y(t)$ [1]. Correlation coefficient (pearson's coefficient) for two dynamic series x and y is computed with:

$$\rho = \frac{C_{xy}(0)}{\sqrt{C_{xx}(0)C_{yy}(0)}}, \quad \rho \in [-1; 1] \quad (3)$$

where $C_{xy}(0)$ is the cross-covariance function for $\tau=0$, $C_{xx}(0)$ and C_{yy} are covariance functions for $\tau=0$.

Maximum possible correlation occur when $\rho^2=1$. If $\rho=1$ there is a perfect linear correlation; if $\rho=-1$ there is a perfect indirect linear correlation; if $0 < \rho \leq 1$ there is a direct dependency; and if $-1 \leq \rho < 0$ there is an indirect dependency [1].

2. MULTIPLE CORRELATION

Multiple corelation analyzes simultaneously influence of two or more variables over the output variable. in this case it is used the multiple corelation coefficient. it is computed for a system with two independent input variables and one output variable with (4):

$$\rho_{y-x_1;x_2} = \sqrt{\frac{\rho_{yx_1}^2 + \rho_{yx_2}^2 - 2\rho_{yx_1}\rho_{yx_2}\rho_{x_1x_2}}{1 - \rho_{x_1x_2}^2}}, \quad (4)$$

where $r_{(c)}$ are simple correlation coefficients of related pairs calculated with (3) [3].

Multiple correlation coefficient can be computed also, using (5) [3]:

$$\rho_{y-x_1;\dots;x_k} = \sqrt{1 - \frac{D_{xy}}{D_y}}, \quad (5)$$

Relative cross-correlation functions, Test I15n

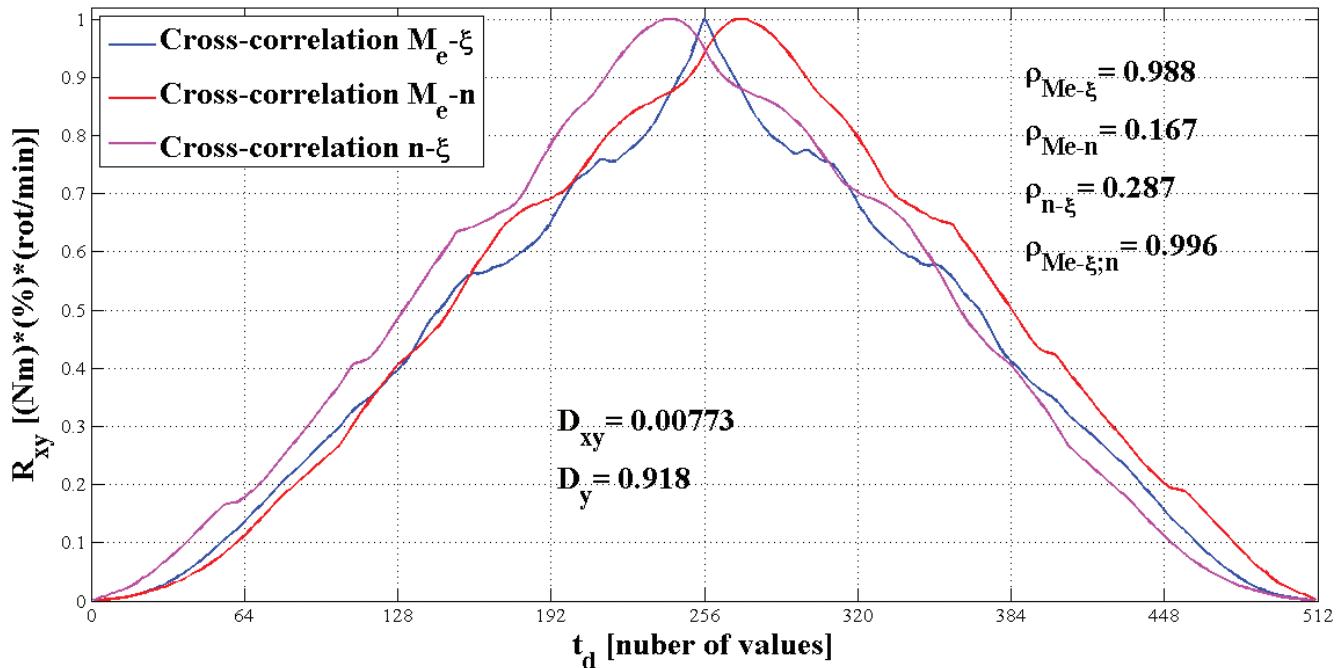


Fig. 1. Relative cross-correlation functions, Test I15n

Relative cross-correlation functions, Test I44n

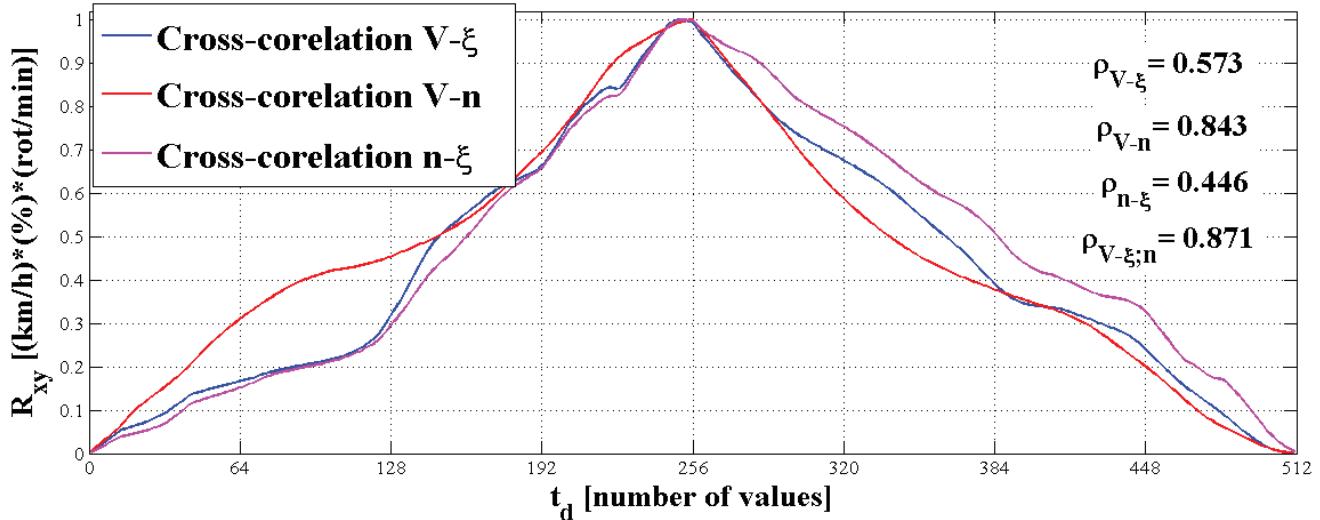


Fig. 2. Relative cross-correlation function, Test I44n

where:

$$D_{xy} = \begin{vmatrix} 1 & \rho_{yx_1} & \rho_{yx_2} & \dots & \rho_{yx_k} \\ \rho_{x_1y} & 1 & \rho_{x_1x_2} & \dots & \rho_{x_1x_k} \\ \rho_{x_2y} & \rho_{x_2x_1} & 1 & \dots & \rho_{x_2x_k} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \rho_{x_ky} & \rho_{x_kx_1} & \rho_{x_1x_2} & \dots & 1 \end{vmatrix}$$

and

$$D_y = \begin{vmatrix} 1 & \rho_{x_1x_2} & \rho_{x_1x_3} & \dots & \rho_{x_1x_k} \\ \rho_{x_2x_1} & 1 & \rho_{x_2x_3} & \dots & \rho_{x_2x_k} \\ \rho_{x_3x_1} & \rho_{x_3x_2} & 1 & \dots & \rho_{x_3x_k} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \rho_{x_kx_1} & \rho_{x_kx_2} & \rho_{x_1x_3} & \dots & 1 \end{vmatrix} \quad (7)$$

Since the symmetrical coefficients of simple correlation are equal, the two determinants are symmetrical to the main diagonal.

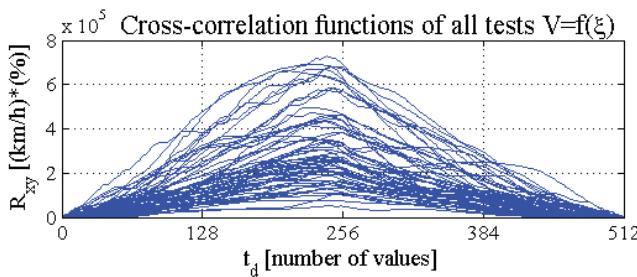
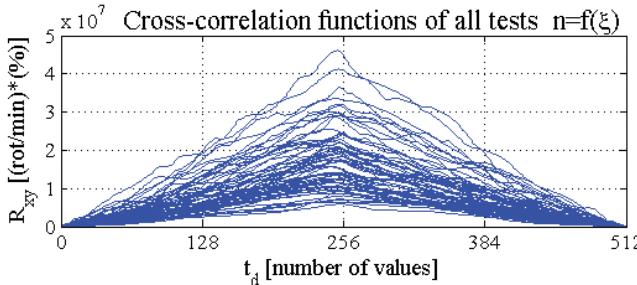
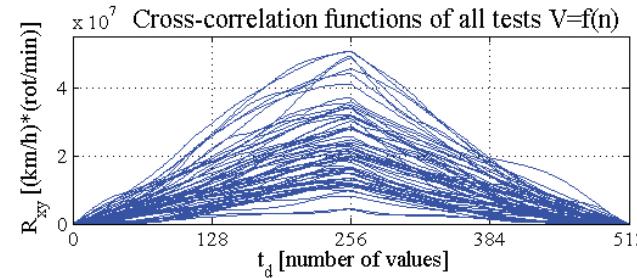
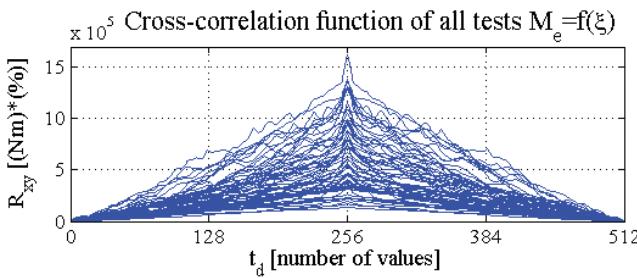
Fig. 3. Relative cross-correlation functions of all tests, $V=f(\xi)$ Fig. 4. Relative cross-correlation functions of all tests, $n=f(\xi)$ Fig. 5. Relative cross-correlation functions of all tests, $V=f(n)$ Fig. 6. Relative cross-correlation functions of all tests, $M_e=f(\xi)$

Figure 1 presents relative (current values are divided by maximum value) cross-correlation functions and correlation coefficients of dependences: engine torque, M_e - engine load, ξ ; engine torque, M_e - engine angular speed, n and engine angular speed, n - engine load, ξ for test I15n.

Also, there was noted the value of multiple correlation coefficient of engine torque, M_e as resultant parameter of engine angular speed, n and engine load, ξ as factorial parameters.

As can be seen, multiple correlation coefficient is greater than all simple correlation coefficients, so linearity of dependency improves using more factorial parameters.

A similar conclusion as in case of figure 1 can be drawn from figure 2 in

Table 1. Correlation coefficients of $V=f(n, \xi)$ model

Correlation coefficient	$\rho_{V-\xi}$	ρ_{V-n}	$\rho_{n-\xi}$	$\rho_{V-\xi,n}$
Value	0,305	0,727	0,432	0,727

Table 2. Correlation coefficients of $M_e=f(n, \xi)$ model

Correlation coefficient	$\rho_{M_e-\xi}$	ρ_{M_e-n}	$\rho_{n-\xi}$	$\rho_{M_e-\xi,n}$
Value	0,305	0,727	0,432	0,727

Table 3. Correlation coefficients of $V=f(\xi, n, Ch)$ model

Correlation coefficient	$\rho_{V-\xi}$	ρ_{V-n}	ρ_{V-Ch}	$\rho_{n-\xi}$
Value	0,305	0,727	0,446	0,432
Correlation coefficient	ρ_{Ch-n}	$\rho_{Ch-\xi}$	$\rho_{V-n, \xi, Ch}$	
Value	0,673	0,938	0,754	

Table 4. Correlation coefficients of different parameters and tests

Correlation coefficient	16 tests	32 tests	48 tests	64 tests
$M_e-\xi$	0,976	0,984	0,997	0,995
M_e-n	0,325	0,220	0,324	0,321
$V-\xi$	0,092	0,087	0,185	0,279
$V-n$	0,495	0,579	0,725	0,551

case of dependences: vehicle speed, V - engine load, ξ ; vehicle speed, V - engine angular speed, n and engine angular speed, n - engine load, ξ .

In Table 1, figure 3, figure 4 and figure 5 are presented relative (current values are divided by maximum value) cross-correlation functions of all tests of vehicle speed, V and engine load, ξ ; engine angular speed, n and engine load, ξ ; vehicle speed, V and engine angular speed, n .

There were computed simple and multiple correlation coefficients of these dependences.

In this case multiple correlation coefficient is equal with the highest simple correlation coefficient (vehicle speed, V and engine angular speed, n).

Table 2, figure 6, figure 7 and figure 8 has the same structure with figure 3, figure 4, figure 5 and Table 1. There are presented relative cross-correlation functions of all tests of engine torque, M_e and engine load, ξ ; engine angular speed, n and engine load, ξ ; engine torque, M_e and engine angular speed, n and engine load, ξ and simple and multiple correlation coefficients. This time, multiple correlation coefficient is the highest and almost equal with one, that means an almost perfect correlation.

Linear nature of the dependency $V=f(\xi, n)$ is improved adding hourly fuel consumption- C_h as factorial parameter (8).

$$\rho_{V-n, \xi, Ch} = 0,754 > 0,727 = \rho_{V-\xi, n} \quad (8)$$

Table 3, Fig.9 and Fig.10 revels that the best correlation is between hourly fuel consumption, C_h and engine load, ξ , respectively 0,938. It is natural to be so because any action on the gas pedal means extra fuel sent into the combustion chamber.

The correlation coefficient of hourly fuel consumption, C_h as resultant parameter and engine load, ξ as factorial parameter, $\rho_{Ch-\xi}$ is higher than multiple correlation coefficient of model vehicle speed as resultant

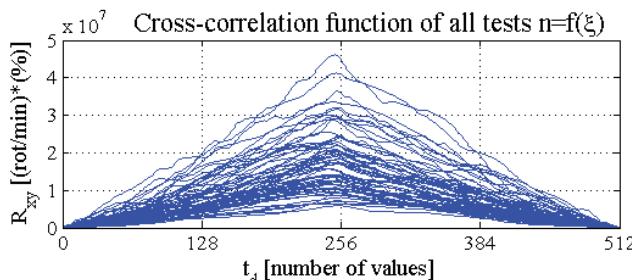


Fig. 7. Relative cross-correlation functions of all tests, $n=f(\xi)$

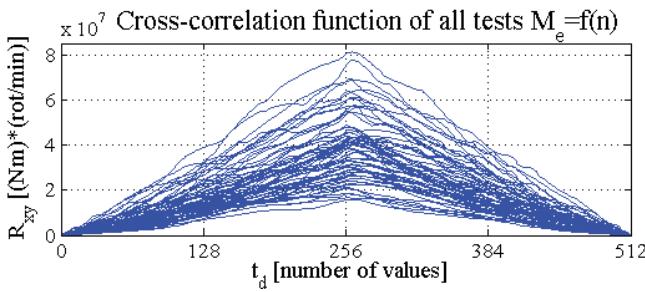


Fig. 8. Relative cross-correlation functions of all tests, $Me=f(n)$

parameter and engine load, ξ , engine angular speed, n and hourly fuel consumption, C_h as factorial parameters, $V=f(\xi, n, C_h)$ because between vehicle speed and engine load is a weak correlation.

That proves that before the designing models structure must be done a correlation analysis. In this respect, figure 11 and table 4 argues that adding more data to the model will not always improve the linearity of its nature so, it is possible that patterns obtained through mediation have a lower degree of precision.

There are presented correlation coefficients of engine torque, M_e as resultant parameter and engine load, ξ as factorial parameter; engine torque, M_e as resultant parameter and engine angular speed, n ; vehicle speed, V and engine load, ξ as factorial parameter; and vehicle speed, V and engine angular speed n , models for 16, 32, 48 and 64 tests. The correlation coefficients do not increase continuously by adding more data in the model. This phenomenon is due to the random elements on traffic conditions that affects vehicle dynamics.

Fig. 11. Correlation coefficients of different parameters and tests

Correlation coefficients of different parameters and tests

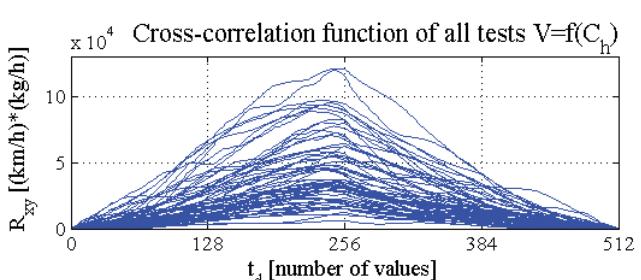
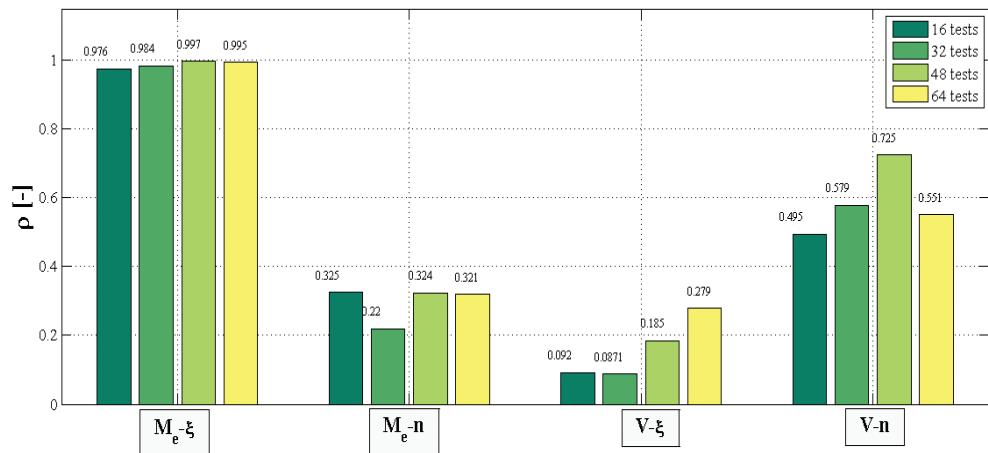


Fig. 9. Relative cross-correlation functions of all tests, $V=f(C_h)$

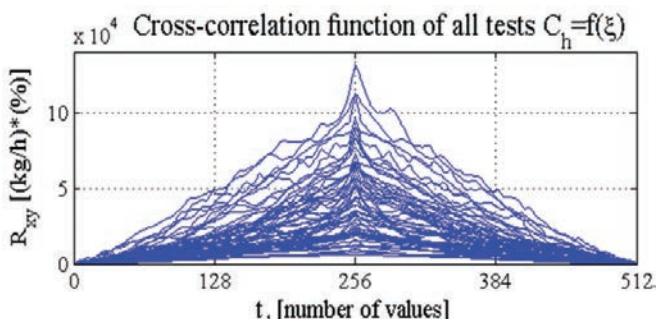


Fig. 10. Relative cross-correlation functions of all tests, $Ch=f(\xi)$

The best correlation seems to be between engine torque, M_e and engine load, ξ . A relatively good correlation shows dependence between vehicle speed, V and engine angular speed, n . The other two pairs of parameters presented show a weak connection, so accurate statistical models should be developed for engine torque, M_e - engine load, ξ . and vehicle speed, V - engine angular speed, n .

3. CONCLUSION

Correlation analysis is a very important tool of analyzing statistical data. Designing accurate statistical models of vehicle dynamics is a laborious process. It requires determining the structure (pattern) of the models and the minimum amount of data. The structure of the model is defined by the number of input sizes and what are they and what are the output sizes. Correlation analysis is the main mathematical tool that helps this modeling phase. It is a way to get good results during the preparing the database and the structure of models.

REFERENCES:

- [1] Gârlășu, S., *Introducere în analiza spectrală și de corelație*. Editura Facla, Timișoara. 1982
- [2] Ilie, Constantin-Ovidiu, *Modelarea statistică a dinamicii autovehiculelor*. Editura Academiei Tehnice Militare. București. 2008
- [3] Quinquis, A.; Șerbănescu, A.; Rădoi, E., *Semnale și sisteme*. Editura Academiei Tehnice Militare. București. 1998

INFLUENCE OF AERODYNAMIC ADD-ON DEVICES ON AERODYNAMIC PERFORMANCE OF AN AUTOMOBILE: A NUMERICAL STUDY

STUDIU NUMERIC PRIVIND INFLUENȚA MONTAJULUI UNOR DISPOZITIVE AERODINAMICE ASUPRA PERFORMANȚELOR AERODINAMICE ALE UNUI AUTOMOBIL

ABSTRACT

Performanțele aerodinamice constituie un criteriu important de apreciere a autovehiculelor, întrucât design-ul caroseriei și diverselor subsisteme influențează o serie de indici de performanță ai automobilului, cum ar fi: consumul de combustibil, demarajul, viteza maximă, rezistența la înaintare etc.

Design-ul caroseriei este în primul rând influențat de destinația automobilului. Optimizarea design-ului îmbunătățește caracteristicile automobilelor (mai ales din

clasa sport). De obicei, automobilele din clasa sport sunt prevăzute cu elemente care le îmbunătățesc performanțele aerodinamice.

În lucrare sunt prezentate elemente ale unui studiu folosind CFD destinat analizei performanțelor aerodinamice ale unui automobil din clasa sport (concept), în trei configurații de echipare cu elemente aerodinamice. Simularea este utilizată pentru a modifica proiectul inițial și a îmbunătăți astfel performanțele automobilului.

Key-Words: Aerodynamics, CFD, Automotive, Aerodynamics add-ons, Drag and Lift.



Ing.
**Nakka Venkata
Swamy KALYAN¹**



Asist. dr.
Dipen Kumar RAJAK²



Conf. dr. ing.
**Lakshmi Annamalai
KUMARASWAMYDHAS³**

¹ Infosys Limited, Chennai - 603002 TN, India

² Sandip Institute of Technology & Research Centre, Nashik - 422213 MH, India

³ Indian Institute of Technology (ISM), Dhanbad - 826004 JH, India

1. INTRODUCTION

The aerodynamic performance of an automobile plays a key role in achieving the requirements according to the purpose of the vehicle. The enhancement of aerodynamic performance helps in reducing the usage of energy and also protecting the environment, which in turns results in reduction of fuel consumption, drag force and friction and increases acceleration and top speed. It is basically influenced by the forces and moments created due to the external flow of air at the vehicle body walls [1].

The performance characteristics of aerodynamics, like drag and lift are optimized for improvement of either speed or fuel efficiency. Drag is basically the force acting on the frontal area of the automobile while the vehicle is moving forward and Lift is the resultant force created by the pressure difference between the top and bottom of the vehicle and in general these drag and lift are expressed as Coefficient of drag, C_d and lift, C_l respectively. The optimization of drag and lift for better aerodynamic performance of the vehicle is achieved by streamlining of vehicle body and by implementing aerodynamic add-on devices like wings/spoilers, diffusers, roof scoops, under trays and wheel skirts [2,3].

Studies for improving the aerodynamic performance can be conducted either experimentally, using wind tunnels or numerically, by performing CFD analysis on the car model, with modelled boundary conditions. For cost and time effective studies, numerical simulations are best preferred and these are also helpful in the selection of appropriate aerodynamic add-ons to the vehicle for improving the aerodynamic performance of the vehicle, when compared to wind tunnel experiment which results

in great cost of both money and time. CFD is basically analysing the systems associated with heat transfer, fluid flow and chemical reactions using computer simulations [4] and has its applications in industrial and non-industrial applications. The prime applications of CFD involves in the analysis of laminar, turbulent, single phase and multi-phase flows, diffusion, reaction mechanism, phase transfer, convection, radiation and conduction [5]. CFD has been an ally to engineers since late 20th century, for modelling, studying and extemporizing many complex concepts in both cost and time effective way [6-9]. Many researchers performed simulations in CFD for analysing and understanding the aerodynamics in various fields [10-23].

In automotive industry, CFD has very huge area of application, which includes aerodynamics, cooling of engine and environment control and also implemented in product design, for cost and cycle time effectiveness and for better testing and validation of the design [24]. The flow of air around the vehicle, is basically incompressible and turbulent in nature and there are many analytical models available for modelling turbulent flow of a fluid, like Mixing length model, Spalart-Allmaras model, k-ε model, k-ω model, Algebraic stress model and Reynolds stress model, but most commonly used model for aerodynamics of automobile is standard k-ε model. Many works, like reviews and researches, related to CFD analysis of aerodynamics of an automobile are performed by numerous people [25-40]. Rizal E. M. Nasir et al. [41] studied the aerodynamics of a ARTEC's EMo-C car to determine its drag, lift and external flow around the car body, which implemented a formula car design and also performed wind tunnel experiment for validation. The results showed a drag coefficient of 0.42 and 0.48 for CFD simulation and wind tunnel data respectively and stated that the variation in this value is due to modelling of inviscid flow in CFD, which excludes skin friction. Johannes D. Wojciak [42] performed a detailed study on the stability and aerodynamic response of a vehicle in crosswind gusts, using CFD simulations as well as wind tunnel experiments. It was observed that the load transients of both simulation and experiment were in good agreement with each other but whereas the simulation results of surface distribution fail at

Table 1. Dimensions of basic design of CSC

Parameter of the car	Dimension (mm)
Length	4800
Breadth	1800
Height	1300
Ground clearance	200
Wheel diameter	720
Wheel width	300
Front wheel track	1840
Rear wheel track	1920
Wheel base	2900

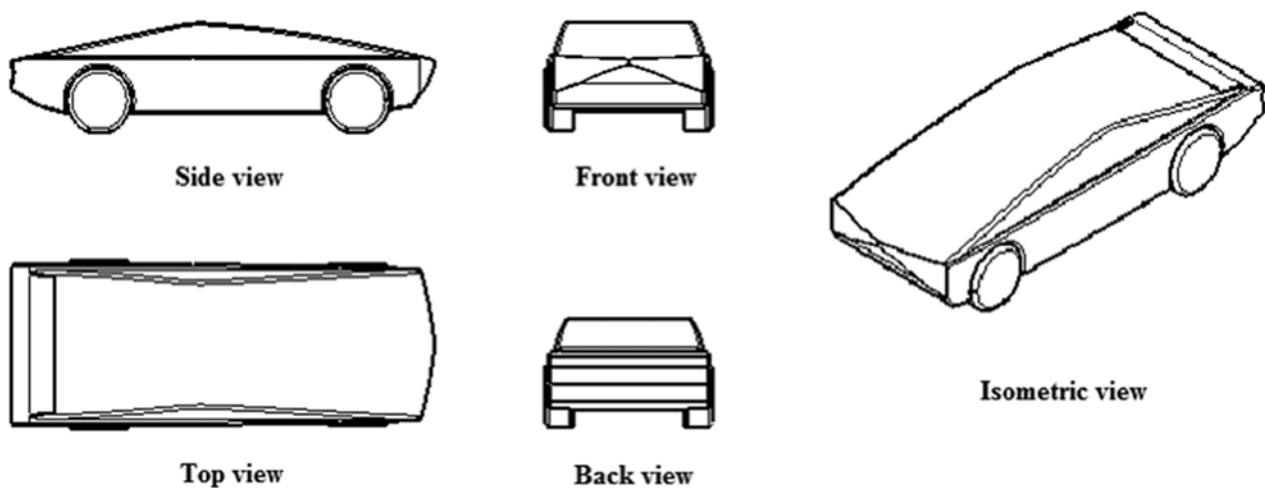


Fig. 1. Projections of CSC-1

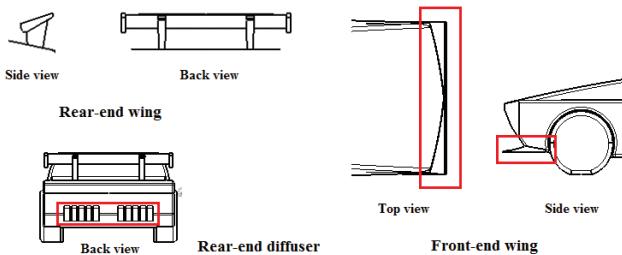


Fig. 2. Generic designs of aerodynamic add-ons

the rear-end of the vehicle and for obtaining accurate results, the ground clearance should be near to realistic values and also by maintaining a flat or symmetric under floor of the vehicle.

In the present work, a conceptual design of a generic sports car is prepared and studied its aerodynamic performance of drag, lift and flow characteristics through CFD analysis. Further study is conducted on the conceptual sports car for reducing its drag and increasing the downward force on the vehicle by implementing rear-end wing, front-end wing and rear-end diffuser. A detailed study on the flow paths, vortices, Reynolds number and other flow and surface characteristics is conducted and compared between the four configurations for evaluating the aerodynamic performances of all the configurations of generic sports car.

2. ANALYSIS METHODOLOGY

The design of the generic sports car is done strictly using the conceptual principles, by characterising length, breadth, width, ground clearance and

tire properties like wheel diameter and width, front and rear-end wheel tracks and wheel base, for the vehicle. After the design is prepared, it is streamlined by giving edge fillets at the required positions and dimensions. Later, aerodynamic add-ons are prepared also designed and are implemented on the basic design, in order to improve the aerodynamic performance. The rear-end wing is designed by characterising the parameters like chord, attack angle, camber height and span and the front-end wing is constructed by taking the camber line of the rear-end wing as the surface boundary and the diffuser is designed with the characterisation of fin width and flow width. Different configurations of this generic car are prepared by implementing the aerodynamic add-on devices designed and are analysed in CFD for studying their aerodynamic performance.

2.1. Design of car and accessories

The design of the sports car is completely a new and conceptual one, which is inspired by many concept car designs proposed by different automotive industries. In the design, the hood part of the car is completely excluded and is given a fastback configuration. The general dimensions of the basic design of the conceptual sports car (CSC) are tabulated in Table 1. The basic design of CSC is considered as the first configuration and is therefore named as CSC-1, for convenience and the projection views of CSC-1 are shown in Figure 1.

Later, three other configurations of the CSC-1 are prepared by implementing aerodynamic add-ons, i.e. rear-end wing, front-end wing and rear-end diffuser, for enhancing the aerodynamics performance of CSC-1. The aerodynamic add-ons implemented on CSC-1 are also completely

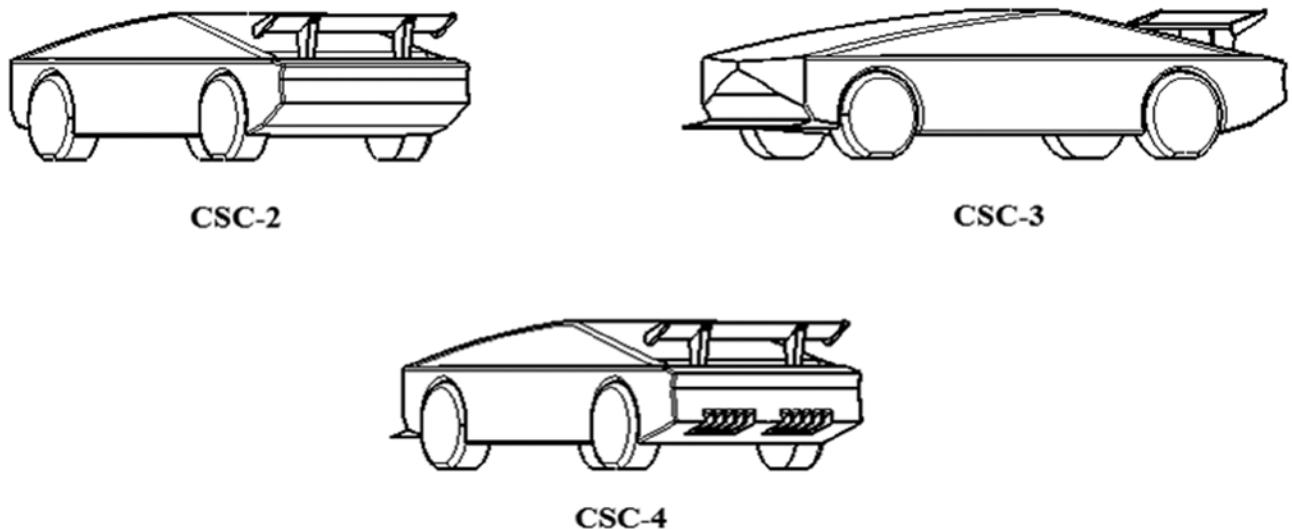


Fig. 3. Configurations of Conceptual sports car with aerodynamic add-ons

new and conceptual and the generic designs of these aerodynamic add-on devices are shown in Figure 2.

The three configurations of CSC-1 with aerodynamic add-on devices are named as CSC-2, CSC-3 and CSC-4. The aerodynamic add-on added to CSC-2 is a rear-end wing (drifter or spoiler) and CSC-3 is an improvement to CSC-2 which implements rear-end wing along with a front-end wing. The final design CSC - 4 implements a rear-end wing, front-end wing and a rear-end diffuser. The designs of CSC-2, CSC-3 and CSC-4 are shown in Figure 3 and later analysed using CFD simulations, for studying aerodynamic performance of individual configuration of the generic sports car.

2.2. CFD methodology

The aerodynamic performances of the four configurations of the generic sports car are analysed using CFD simulations, modelled for steady state turbulent fluid flow conditions, i.e. external air flow over the vehicle body, with appropriate boundary conditions of velocity inlet, pressure outlet and symmetry and stationary limits. The CFD simulations for studying the aerodynamic performance of the four configurations of generic sports car is performed for 1/4th model of each configuration, within a particular computational domain and used realized turbulent model and non-equilibrium wall functions for the aerodynamic analysis. The realizable k- ϵ model uses the governing equations of mean flow kinetic energy

and turbulent kinetic energy and k & ϵ equations of standard k- ϵ turbulent model, except that the proportionality constant in determining the eddy viscosity, C_μ is not taken as constant and is considered as a function of tensors of both rate of deformation, S_{ij} and rate of rotation, Ω_{ij} . The computational domain is selected to be a rectangular tank covering the vehicle with dimensions proportionate to the length of the vehicle as shown in Figure 4(a). The boundary conditions of velocity inlet are given to flow inlet plane, pressure outlet to flow outlet plane, symmetry condition for symmetry plane and stationary conditions to top plane, side plane, road and vehicle surfaces also. The mesh required for the CFD analysis is given a fine element size, generated by program control, for obtaining efficient results of performance characteristics and is as shown in Figure 4(b), for CSC-1 and similar to CSC-1, the same program controlled fine mesh is implemented for the other configurations also.

The conditions of fluid velocity and temperature are fixed according to the Indian road conditions and environment and hence analysed for a speed of 40 m/s (144 kmph) and average temperature of 300 K (27°C). The turbulent intensity of the flow is maintained between 1-5% with a turbulent viscosity ratio of 10, which are near to the conditions of external air flow over the surface of any automobile. The solution scheme used for performing CFD analysis is a coupled one with second order discretization for pressure, momentum, turbulent kinetic energy and rate dissipation of

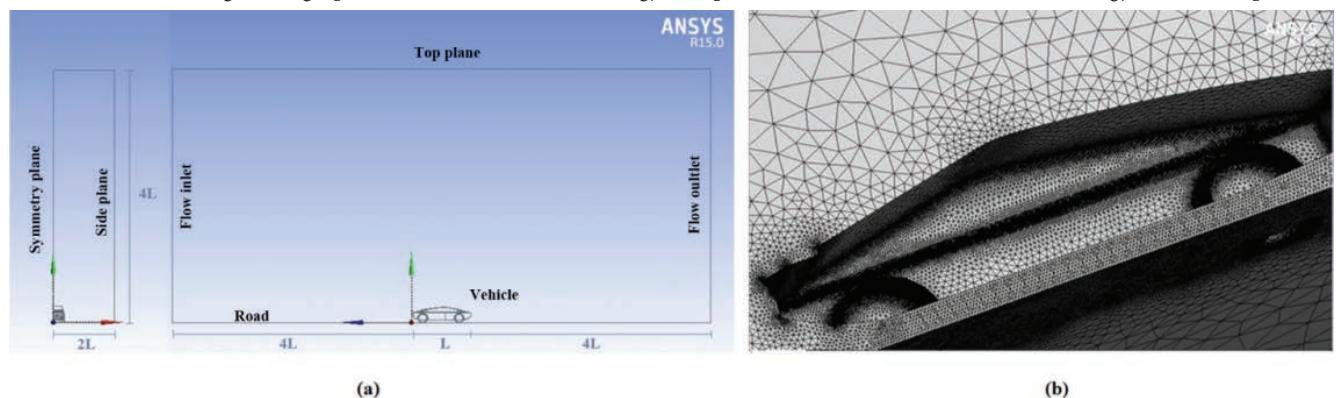


Fig. 4. (a) Dimensions of CFD domain (b) Mesh of CFD analysis

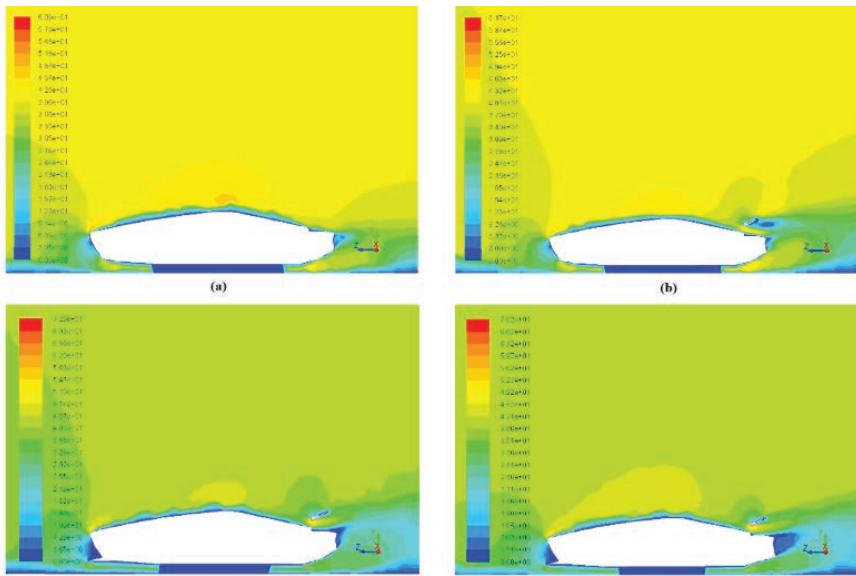


Fig. 5. Velocity magnitude contours of (a) CSC-1 (b) CSC-2 (c) CSC-3 and (d) CSC-4

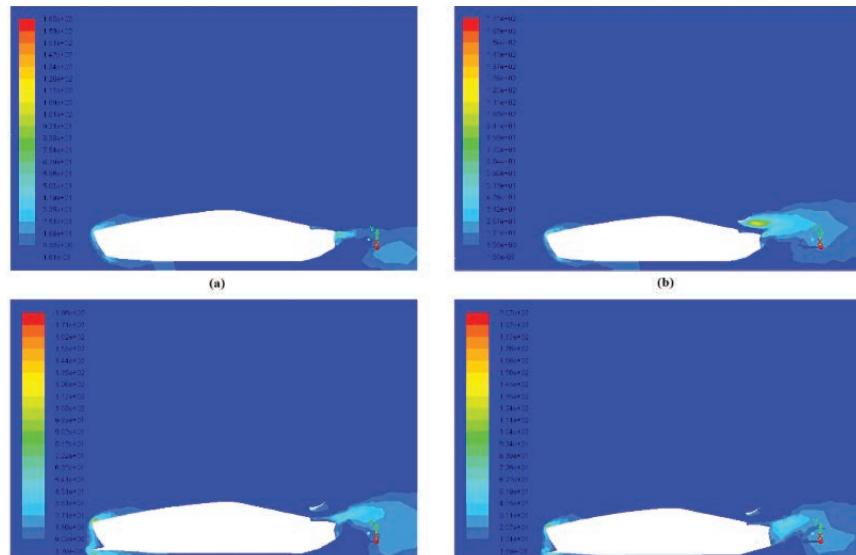


Fig. 6. Turbulent kinetic energy contours of (a) CSC-1 (b) CSC-2 (c) CSC-3 and (d) CSC-4

turbulent kinetic energy, for obtaining solution with high rate of accuracy. The main objective is to determine the coefficient of drag and lift and other aerodynamic and surface characteristics of every configuration, for a comparative study of better aerodynamic performance, hence accuracy of the results matters a lot and therefore justifies the use of higher order conditions for the analysis. The CFD analysis performed on all four configurations are of two kinds basically, 2D analysis, for understanding the flow over the boundaries of the vehicle body and 3D analysis, for

rear-end wing, creating a higher pressure and increasing the downward force on the vehicle. It is observed that, there is a similar way of splitting the air flow, like CSC-2, at the rear wing in case of CSC-3, increasing the trailing air velocity and height and also observed that the same phenomenon has taken place at the front-end wing, in turn increasing the under vehicle air flow velocity. The trailing air velocity of CSC-3 varies from 25.5 – 36.5 m/s, with a maximum flow velocity of 72.9 m/s and velocity range of 3.65 – 32.8 m/s at near boundaries. The final configuration CSC-4 has

Table 2. Drag and Lift coefficients for all configurations of generic car

Generic car	Coefficient of Drag (C_d)	Coefficient of Lift (C_l)
CSC-1	0.363506	0.386403
CSC-2	0.517039	-0.196196
CSC-3	0.525174	-0.141638
CSC-4	0.514565	-0.291189

complete analysis on the vehicle body, for half of the computational fluid domain as the symmetry condition exists and a complete 3D analysis is conducted on the model which has best downward force on vehicle and flow characteristics.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The CFD analysis of 2D and 3D versions of the four configurations of generic sports car are studied in detail and the configuration which is observed to be better at aerodynamic performance is taken as the final configuration and performed a complete 3D CFD analysis on it. Initially, 2D analysis of the four configurations is performed, over the symmetry plane, to analyse the flow and turbulence energy over the boundaries of all configurations and later 3D analysis are performed over all four configurations, for a complete analysis of aerodynamic, flow and surface characteristics of all configurations of the car.

3.1. 2D CFD analysis

The initial analysis on the 2D boundary of all four configurations of car are helpful in understanding the velocity of layers of air flowing around the vehicle and the turbulent kinetic energy dissipation over the boundaries of the vehicle. It is observed that, for CSC-1 car the maximum flow velocity of air over the boundary is 60.9 m/s at the front tip of the car and the velocity ranges from 3.05 – 39.6 m/s, near to the boundaries of the vehicle. The trailing air flow velocity, at the rear-end, varies from 12.2 – 33.5 m/s, with the least at the rear-end tip of the vehicle. The CSC-2 has 61.7 m/s, as maximum velocity of air flow, with a velocity range of 6.17 – 37.0 m/s at near boundary of vehicle and the rear-end wing clearly splits the air flow, by increasing the flow velocity under the wing and raising the trailing air velocity and position. The trailing air velocity lies between 24.7 – 34.0 m/s, clearly increase in the trailing velocity than CSC-1, and the position is higher and exactly back to the

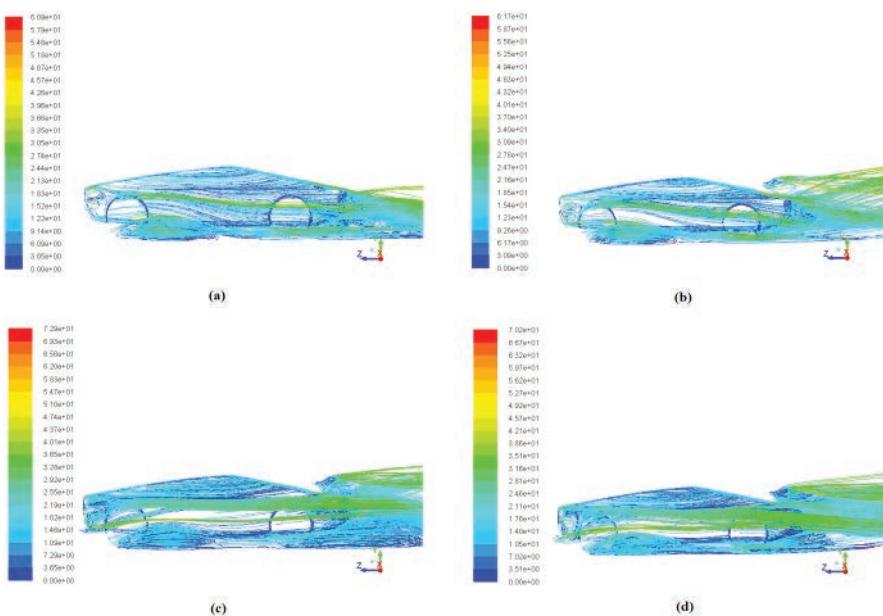


Fig. 7. Velocity path-lines of air flow over the body of (a) CSC-1 (b) CSC-2 (c) CSC-3 and (d) CSC-4

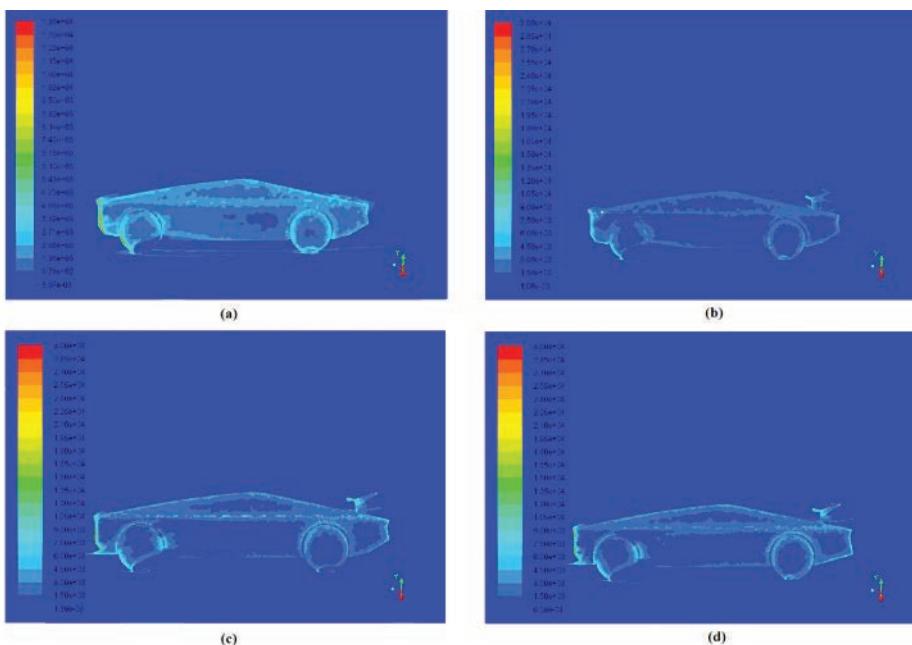


Fig. 8. Contour of Vorticity magnitude of (a) CSC-1 (b) CSC-2 (c) CSC-3 and (d) CSC-4

shown a lower maximum flow velocity than CSC-3 and is 70.2 m/s. The excess area at the bottom of rear-end due to diffuser allowed the increase of flow velocity under the vehicle at the rear-end, therefore creating lower pressure, which increased the downward force and also the flow of from under vehicle through the diffuser created an extra trailing air flow (secondary trailing air flow) and therefore due to the force of two trailing air flows, the drag of CSC-4 is reduced than CSC-3. The velocity range of primary trailing air flow of CSC-4 is 24.6 – 42.1 m/s and that of secondary trailing air flow is 31.6 – 45.7 m/s and the velocity of air flow near the

is 0.386. It is observed that CSC-1 has the least drag coefficient of 0.364 of all the configurations of the car. In CSC-2 configuration, the aerodynamic performance is satisfactory considering the lift performance, as negative lift of -0.196 is obtained, but in the case of drag, it failed as the drag coefficient obtained is 0.517, which is more drag CSC-1. This increase in drag for CSC-2 is due to the generic design of the rear-end wing, which needs design optimisation, so as to obtain a better drag performance. It is observed that, CSC-3 has a poor performance in terms of aerodynamic aspects because the drag has increased to 0.525

boundaries is observed to be ranging from 3.51 – 35.1 m/s. The graphical contours representing the velocity magnitude of all four configurations of generic sports car is shown in Figure 5.

The turbulence energy, i.e. the turbulent kinetic energy, dissipation due to the trailing air flow at the rear-end of the vehicle for every configuration is as shown in Figure 6. The contours clearly give sufficient support for the statements made regarding the rise in trailing air flow position and secondary trailing air flow for CSC-4. The dissipation of turbulent kinetic energy by CSC-1 is similar to CSC-4, but lesser in area and height, which reduces the advantage of drag reduction and increasing downward force. In the case of CSC-2, as it is already stated, the downward force increases eventually, due to the position of trailing air flow. It is observed that CSC-3 has experiencing a higher turbulent energy interaction at the front-end than CSC-4, resulting in increase in use of more energy to overcome it and evidently there will be increase in the drag on vehicle, i.e. for CSC-3. Compared to CSC-3, CSC-4 has encountered less turbulent energy at front-end, reducing the energy consumption for overcoming the turbulent energy and eventually reducing the drag on the vehicle.

3.2. 3D CFD analysis

The 3D analysis of half of the model vehicle, taking symmetry condition, is successful in predicting the drag, lift and flow characteristics like air flow and its velocity, vorticity magnitude, pressure coefficient and Reynolds number. The aerodynamic performance characteristics, i.e. drag and lift, of the four configurations of the generic sports are tabulated in the Table 2. The drag and lift performance of CSC-1, the basic design, is satisfactory considering the drag performance but in the case of lift, the performance should need improvement, as the lift coefficient

and the negative lift has decreased to -0.142. Similar to CSC-2, CSC-3 also needs design optimisation for both front and rear-end wings. The final configuration, CSC-4, has better performance when compared to both CSC-2 and CSC-3, but cannot achieve better drag as CSC-1. The negative lift of CSC-4 is -0.291 and is very higher than CSC-2 and CSC-3 and even the drag obtained is 0.515, which is lower than that of obtained for both CSC-2 and CSC-3. Therefore, unlike the front and rear-end wings, the rear-end diffuser does not need design optimisation and is good at performance. It can also be stated that, with a good design optimisation of front and rear-wing, the CSC-4 will perform even better than CSC-1 in terms of drag and will achieve a better aerodynamic performance. All inferences drawn from the 2D analysis are mostly satisfied except for some modifications required in terms of drag reduction, downward force improvement and design optimisation.

The velocity of air flowing around the surfaces of the vehicle body for all four configurations is shown in Figure 7 and it is also evident that the maximum velocity of air flow of both 2D and 3D analysis are identical and the trailing air flow for every configuration is clearly represented. The CSC-1 has shown a good performance as per drag, which is least of all the configurations, but the lift is high and needs some body design modifications for better performance. The trailing air flow of CSC-2 is almost similar to the 2D contour and clearly shows the flow of air behind the rear-end wing and also vortex at the rear-end. But yet the trailing air flow is in advantageous position, the design of the wing waned the aerodynamic performance of the vehicle. Similar case is observed for CSC-3, as front-end wing just intensified the under body air flow, which eventually increased the pressure at bottom of the vehicle, leading to decrease in lift. The design of front-end wing should be optimised according to the design of rear-end wing, which also needs design optimisation, so as to achieve better aerodynamic performance. The final model CSC-4 really showed a better potential in aerodynamic performance when compared to CSC-2 and CSC-3, but needs the design modification for front and rear-end wings for improvement of drag reduction and achieving a drag lower than CSC-1. The velocity path-lines clearly show a better formation of primary trailing vortex, but cannot display the secondary trailing vortex clearly. The pattern of trailing air flow at the rear-end is clear and non-intersecting, without any unnecessary vortices in the trailing air flow. The magnitude of vorticity is also analysed for each model and are shown in Figure 8. The contour of vorticity magnitude for all configurations is limited to the highest magnitude predicted on the surface of the vehicle body, but the actual maximum vorticity magnitude obtained in the computational domain is way larger than the highest limitation applied for the contours. The vorticity magnitude of CSC-1 is in the range

of 0.003073045 - 13566.06 s⁻¹ and limiting magnitude is the highest vorticity magnitude, 13566.06 s⁻¹. The CSC-2 has a vorticity magnitude range of 0.001062883 - 80668.63 s⁻¹ and CSC-3 has a vorticity magnitude range of 0.001388432 - 53509.01 s⁻¹ and the vorticity magnitude range for CSC-4 is 0.0006576517 - 52380.1 s⁻¹. The limiting vorticity magnitude for CSC-2, CSC-3 and CSC-4 is 30000 s⁻¹.

The inferences from both 2D and 3D analysis, it is clear that the final configuration CSC-4 is best suitable for generic car model as it has shown a better aerodynamic performance in terms of drag, lift, trailing air flow, underbody air flow, vortices, velocity of air flow over the boundaries and surfaces when compared to CSC-2 and CSC-3, except that the drag is not lower than the basic model CSC-1. Therefore, a complete 3D analysis of the final configuration, CSC-4, is performed with computational domain larger than the previous one and the results showed the exact trailing air flow, containing the primary and secondary vortices created by streamlining and diffuser respectively, at the rear-end of the vehicle. The results of trailing air flow support the formation of secondary vortex from trailing air flow coming from under body of the vehicle due to the diffuser and the formation of primary vortices of the trailing flow is also observed.

4. CONCLUSION

The present investigation engrosses on studying the aerodynamic performance of a generic sports car, designed conceptually and to improve its aerodynamic performance by the application of various aerodynamic add-on devices. The aerodynamic performance of the generic car is predicted through CFD simulation analysis and the simulation for both 2D boundary and 3D surfaces of the vehicle body of all configurations of generic car.

The preliminary results of 2D CFD analysis are helpful in understanding the velocity of air flow and turbulent kinetic energy dissipation over the surfaces of vehicle body. The theory developed for understanding the aerodynamic performance clearly show that the performance of CSC-1 and CSC-4 will be better among all the models. These 2D analysis inferences were supported by the results obtained from the 3D analysis,

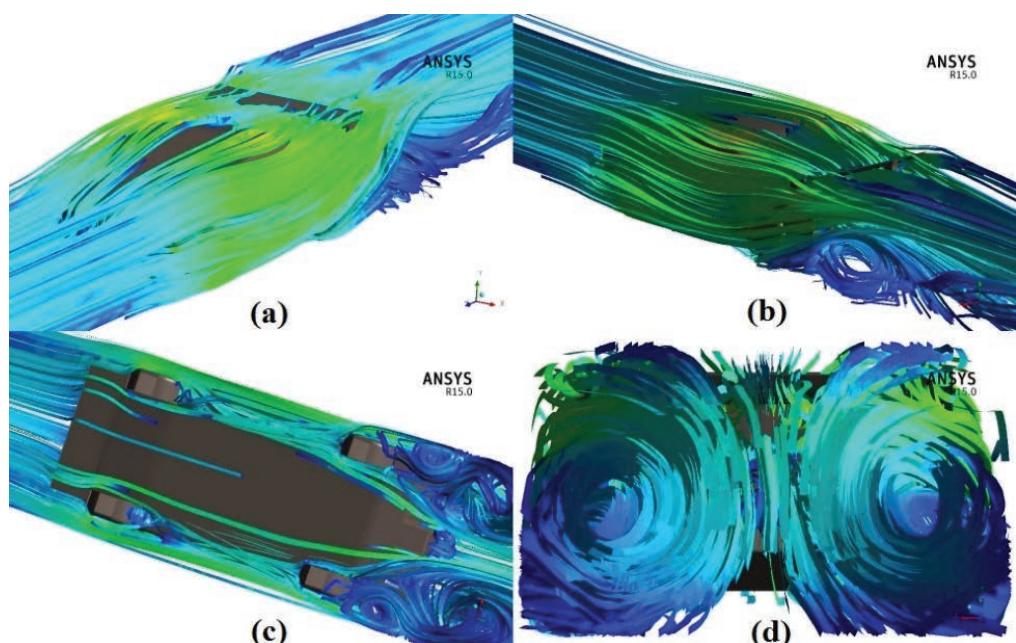


Fig. 9. Air flow over complete CSC-4 model

showing the lowest drag among the four configurations, of 0.363506 by CSC-1 and best negative lift performance by CSC-4 with lift coefficient of -0.291189. It is observed that with the implementation of front and rear-end wings for CSC-2 and CSC-3, they have better negative lift than CSC-1 but the drag is very high when compared to CSC-1 and among them, CSC-3 has higher drag and lower negative lift than CSC-2, which implies that the design of front and rear-end wings need a design optimisation for better aerodynamic performance than CSC-1. The CSC-4 is considered the best compared to CSC-2 and CSC-3 as the drag is lesser than the both and negative lift higher than the both but yet its drag is higher than CSC-1. So it can be stated that with design optimisation of front and rear-end wings, the performance of CSC-4 will be higher than CSC-1. The aerodynamic performance of CSC-1 is also very good but

the lift developed is higher, for a sports car and obviously need aerodynamic add-ons for better lift performance.

The final results of the complete 3D analysis of CSC-4 gave support to the inferences from earlier 2D and 3D CFD simulations. The primary vortices at the corners of rear-end side are very clearly visible in the figure and flow around the body surfaces is shown in Figure 9(a) and (b). The higher drag reduction than CSC-2 and CSC-3 is due to the secondary vortex in the trailing air flow at the centre of rear-end, created by the flow of air through diffuser and is shown by Figure 9(c) and (d), in back and bottom view. The results obtained from these CFD analysis are further used for reducing the drag and negative lift improvement to enhance the aerodynamic performance of CSC-4.

REFERENCES:

- [1] Wolf-Heinrich Hucho, *Aerodynamics of Road Vehicle*. English edition, Butterworth-Heinemann Ltd, London, 1987.
- [2] Katz J., *Race Car Aerodynamics – Designing for Speed*. 2nd Edition, Bentley Publishers, Massachusetts, 1995.
- [3] Koike M., Nagayoshi T., Hamamoto N., *Research on aerodynamic drag reduction by vortex generators*. Mitsubishi Motors, Technical Reviews, No. 16, 2004.
- [4] Versteeg H.K., Malalasekera W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Second Edition, Pearson Education Limited, England, 2007.
- [5] Andersson B., Andersson R., Hakansson L., Mortensen M., Sudiyo R., Wachem B.V., *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. First Edition, Cambridge University Press, New York, 2012.
- [6] Ahmed S.R., Ramm R., Faltin G., *Some salient features of the time averaged ground vehicle wake*, SAE Technical Paper, No. 840300, 1984.
- [7] Han T., *Computational analysis of three-dimensional turbulent flow around a bluff body in ground proximity*, AIAA Journal, Vol. 27, Issue 9, pag. 1213–1219, 1988.
- [8] Han T., Hammond D.C., Sagi C.J., *Optimization of bluff body for minimum drag in ground proximity*, AIAA Journal, Vol. 30, Issue 4, pag. 882–889, 1992.
- [9] Gillieron P., Chometon F., *Modelling of stationary three dimensional separated flows around an Ahmed reference model*, ESAIM Proceedings, Vol. 7, pag. 173–182, 1999.
- [10] Haoqin S., Xiaoxiang B., Jianhua L., Kai L., Mengxi C., Jing S., *Calculation and Analysis on Stealth and Aerodynamics Characteristics of a Medium Altitude Long Endurance UAV*, Procedia Engineering, Vol. 99, pag. 111–115, 2015.
- [11] Pogni M., Petrone N., *Comparison of the aerodynamic performance of five racing bicycle wheels*, Procedia Engineering, Vol. 147, pag. 74–80, 2016.
- [12] Kontogiannis S.G., Ekaterinaris J.A., *Design, performance evaluation and optimization of a UAV*, Aerospace Science and Technology, Vol. 29, pag. 339–350, 2013.
- [13] Asaia T., Honga S., Ijuin K., *Flow visualization of downhill ski racers using computational fluid dynamics*, Procedia Engineering, Vol. 147, pag. 44–49, 2016.
- [14] Leusink D., Alfano D., Cinnella P., *Multi-fidelity optimization strategy for the industrial aerodynamic design of helicopter rotor blades*, Aerospace Science and Technology, Vol. 42, pag. 136–147, 2015.
- [15] Chen G., Chen B., Li P., Bai P., Ji C., *Study of Aerodynamic Configuration Design and wind tunnel test for Solar powered Buoyancy-lifting Vehicle in the Near-space*, Procedia Engineering, Vol. 99, pag. 67–72, 2015.
- [16] Guo W., Liu X., Yuan X., *Study on Natural Ventilation Design Optimization Based on CFD Simulation for Green Buildings*, Procedia Engineering, Vol. 121, pag. 573–581, 2015.
- [17] Pottsa J. R., Masters D., *Validation of the Aerodynamic Loading on Basic Flying Disc Geometries derived from CFD Simulations*, Procedia Engineering, Vol. 112, pag. 400–405, 2015.
- [18] Panagiotou P., Kaparos P., Salpingidou C., Yakinthos K., *Aerodynamic design of a MALE UAV*, Aerospace Science and Technology, Vol. 50, pag. 127–138, 2016.
- [19] Blocken B., Toparlar Y., Andrianne T., *Aerodynamic benefit for a cyclist by a following motorcycle*, Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, Vol. 155, pag. 1–10, 2016.
- [20] Xia C., Shan X., Yang Z., *Wall interference effect on the aerodynamics of a high-speed train*, Procedia Engineering, Vol. 126, pag. 527–531, 2015.
- [21] Li Y., Reimann B., Eggars T., *Numerical investigations on the aerodynamics of SHEFEX-III launcher*, Acta Astronautica, Vol. 97, pag. 99–108, 2014.
- [22] Castelli M.R., Monte A.D., Quaresimin M., Benini E., *Numerical evaluation of aerodynamic and inertial contributions to Darrieus wind turbine blade deformation*, Renewable Energy, Vol. 51, pag. 101–112, 2013.
- [23] Roncionni P., Rufolo G.C., Marini M., Borrelli S., *CFD rebuilding of USV-DT-FT1 vehicle in-flight experiment*, Acta Astronautica, Vol. 66, pag. 1201–1219, 2010.
- [24] Dhaubhadel M.N., *Review: CFD Applications in the Automotive Industry*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, pag. 647–653, 1996.
- [25] Newbon J.J., Dominy R.G., Sims-Williams D.B., *Investigation into the effect of the wake from a generic formula one car on a downstream vehicle*, International vehicle aerodynamics conference, 2014.
- [26] Hassan S.M.R., Islam T., Ali M., Islam Q., *Numerical Study on Aerodynamic Drag Reduction of Racing Cars*, Procedia Engineering, Vol. 90, pag. 308–313, 2014.
- [27] Piechna J., Rudniak L., Piechna A., *CFD Analysis of the Central Engine Generic Sports Car Aerodynamics*, 4th European Automotive Simulation Conference, 2009.
- [28] Watkins S., Vino G., *The effect of vehicle spacing on the aerodynamics of a representative car shape*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 96, pag. 1232–1239, 2008.
- [29] Zhang X., Toet W., Zerihan J., *Ground effect aerodynamics of race cars*, Applied Mechanics Reviews, Vol. 59, pag. 33–49, 2006.
- [30] Lewis R., Cross M., Ludlow D., *The influence of rotating wheels on the external aerodynamic performance of a vehicle*, International vehicle aerodynamics conference, 2014.
- [31] Gnech A., *Development of a Robust Workflow for a CFD Analysis of External Aerodynamics in a Virtual Wind Tunnel*, RWTH Aachen University, 2012.
- [32] Damjanovic D., Kozak D., Zivcic M., Ivandic Z., Baskaric T., *CFD analysis of concept car in order to improve aerodynamics*, International Scientific and Expert Conference, 2010.
- [33] Buljac A., Dzijan I., Korade I., Krizmanic S., Kozmar H., *Automobile aerodynamics influenced by airfoil-shaped rear wing*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 17, Issue 3, pag. 377–385, 2016.
- [34] Uddi M., Mohrfeld-Halterman J.A., *Quasi steady-state aerodynamic model development for race vehicle simulations*, Vehicle System Dynamics, Vol. 54, Issue 1, pag. 124–136, 2016.
- [35] Jugulkar L.M., Singh S., Sawant S.M., *Fluid flow modeling and experimental investigation on automobile damper*, Construction and Building Materials, Vol. 121, pag. 760–772, 2016.
- [36] Dobronsky S., *Aerodynamic Improvement of the BYU Supermileage Vehicle*, Brigham Young University, 2015.
- [37] Meederir P.B., *Aerodynamic development of a IUPUI Formula SAE specification car with Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis*, IUPUI School of Engineering and Technology, 2015.
- [38] Sesta V.O.D., *Modelling and aerodynamic simulation of a vehicle and failure analysis of a laminated front fender*, Instituto Superior De Engenharia De Lisboa, 2014.
- [39] Khalighi B., Jindal S., Iaccarino G., *Aerodynamic flow around a sport utility vehicle-computational and experimental investigation*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 107–108, pag. 140–148, 2012.
- [40] Canada E., *Aerodynamic analysis and optimisation of the rear wing of a WRC car*, Oxford Brookes University, 2012.
- [41] Nasir R.E.M., Mohamad F., Kasiran R., Adenan M.S., Mohamed M.F., Mat M.H., Ghani A.R.A., *Aerodynamics of ARTeC's PEC 2011 EMo-C Car*, Procedia Engineering, Vol. 41, pag. 1775–1780, 2012.
- [42] Wojciak J. D., *Quantitative analysis of vehicle aerodynamics during crosswind gusts*, Technische Universität München, 2012.
- [43] User's Guide, ANSYS FLUENT 12 Documentation.
- [44] Immersed Boundary Module Manual, ANSYS FLUENT 12 Documentation.
- [45] ANSYS Fluent Tutorial Guide, Release 15.0 Documentation.

ASPECTS REGARDING THE ANALYSIS AND RECONSTRUCTION OF CAR CRASHES

ASPECTE REFERITOARE LA ANALIZA SI RECONSTRUCȚIA ACCIDENTELOR RUTIERE

ABSTRACT

Lucrarea evidențiază faptul că procesul de analiză și reconstrucție a accidentelor rutiere este caracterizat printr-o mare complexitate și prin existența unor numeroase incertitudini parametrice, funcționale și de exploatare. Această complexitate se datorează unor dificultăți, inclusiv de descriere matematică, în a reda cât mai real fenomenul de impact, cinematica și dinamica autovehiculului. Complexitatea analizei și reconstrucției crește atunci când deplasarea este însotită de derapaj, de frânerie cu forțe inegale pe roți, de răsturnări, de expulzări de repere, de blocarea roților, de explozii ale cauciucurilor ori este influențată de coliziuni multiple cu obstacole fixe sau cu

alte vehicule. În lucrare se prezintă și se aplică concepte și algoritmi care se folosesc în analiza și reconstrucția accidentelor rutiere, ce aparțin de mecanica tehnică, teoria sistemelor, teoria incertitudinii, analiza intervalelor, mecanica autovehiculelor, teoria semnalelor. De asemenea, sunt analizate principalele modele matematice folosite la ora actuală pentru analiza și reconstrucția accidentelor rutiere. În cadrul lucrării se prezintă exemple de reconstrucție a unor accidente rutiere care s-au petrecut pe drumurile publice, inclusiv prin folosirea programului specializat PC-Crash.

Key-Words: Car crashes, reconstruction, collisions.



Drd. ing.
**Ramona-Monica
STOICA**



Drd. ing.
**Virgiliius-Justinian
RADULESCU**



Drd. ing.
Daniel NEAGU



Drd. ing.
Cătălin TROCAN



Prof. dr. ing.
Ion COPAE

Academia Tehnică Militară, Bulevardul George Coșbuc, Nr. 39-49, 050141, București, România

1. INTRODUCTION

The advance in the number of vehicles and the infrastructure development have led to an increased traffic and number of car crashes. The process of analysis and car crash reconstruction is defined by great complexity and by the existence of multiple parametric, functional and running uncertainties. This complexity is due to some difficulties, including of mathematical description, in describing as real as possible, the vehicle kinematics and dynamics. All existing difficulties, currently there are analytical mathematical models which can describe a car crash, as well as multiple specialty literature. Specialized software simulations and tests conducted in various research institutes, universities and laboratories of the construction

values of some functional, constructional and operational parameters can be estimated: vehicle weight depending on number of passengers, the luggage and quantity of fuel; adhesion coefficient for a certain road category and depending on the runway status, tyre pressure and wear etc. Follow-up is an example of uncertainty that occurs in analysis and reconstruction of car crashes. As it is known, the adhesion coefficient on a worn dry asphalt runway has values in the interval $\varphi = [0.6; 0.8]$ if the speed is lower than 48 km/h and $\varphi = [0.55; 0.7]$ if the speed is higher than 48 km/h [1]. In the first case it can be written:

$$\varphi = 0.7 \pm 0.1 = 0.7 \left(1 \pm \frac{0.1}{0.7} \right) = 0.7 (1 \pm 0.1429) = 0.7 \left(1 \pm \frac{14.29}{100} \right) \quad (1)$$

Therefore, from the information given in specialty literature, it can be concluded that in case of driving on a worn dry asphalt runway, with a speed lower than 48 km/h, the value of adhesion coefficient can be adopted 0.7 with an uncertainty of 14.29%. It should be noted that the values presented in specialty literature are all obtained based on previous measurements. In the case presented above, if there were performed experiments with a car, the real value of adhesion coefficient is not precisely known and that is why an average value from specialty literature is adopted (0.7 in the example from above). If no other information are available, it would be accurate to perform calculations with the full range of recommended values because the adhesion coefficient represents an uncertain variable; obviously, the result obtained would not be a unique value, but an interval of values. Another example targets uncertainties related to driver reaction time and the driver-vehicle assembly reaction time. Reaction time, a term frequently used in native literature or perception-reaction time, which is a concept frequently used in occidental specialty literature, is considered one of the key elements in establishing opportunities for crash avoidance, mandatory requirement imposed by judicial agencies. Thus, in specialty literature, to determine vehicle brake space in order to avoid an accident, for example, hitting a pedestrian, it is used the ratio:

$$S_o = (t_1 + t_2 + 0.5t_3) \frac{V_a}{3.6} + \frac{V_a^2}{2 \cdot 3.6^2 g \varphi} \quad (2)$$

companies assure a wide database of actual information obtained during accidents or car crash simulation.

2. UNCERTAINTIES IN CAR CRASH RECONSTRUCTION

Experts frequently use uncertainties, mostly because there are encountered not only in technical field but in other domains too. To provide some practical examples of road accidents, there are uncertainties regarding weight of moving vehicles, mass moments of inertia, adhesion coefficient, the position of centre of gravity, the position of centre of impact, restitution coefficient, tangential friction coefficient between vehicles, observation-reaction time and driver action etc. As it can be seen, uncertainties are related to those three factors participant to the car crash: the vehicle, the runway and the driver. In general, from a quantitative point of view, uncertainties can be defined as an expected set of values. For example,

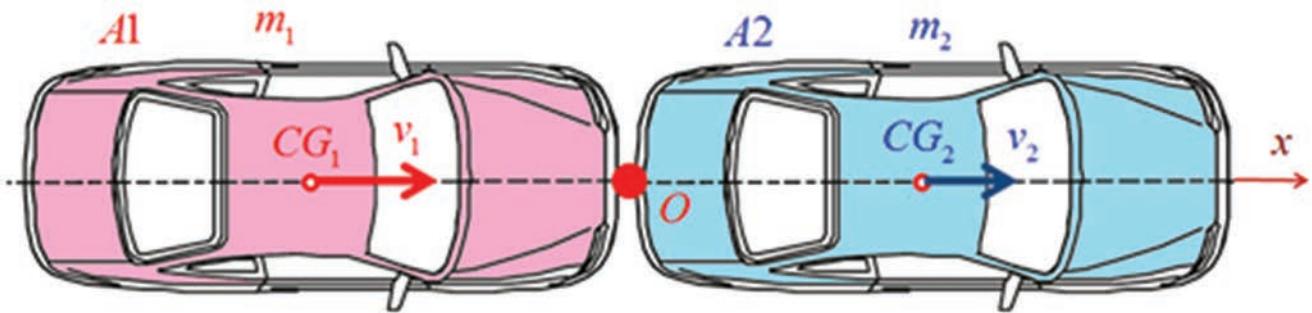


Fig. 1. Rear centre collision between two vehicles

in which we note:

V_a – vehicle speed, in km/h;

g – gravitational acceleration, $g=9.81 \text{ m/s}^2$;

φ – adhesion coefficient;

t_1 – driver reaction time, for which our specialty literature indicates values in the range:

$$t_1 = [0.5; 1.0] \text{ s} \quad (3)$$

t_2 – time between the moment when the brake pedal is actuated by the driver and when the actual braking action starts, for which the specialty literature indicates values in the range:

$$t_2 = [0.2; 0.5] \text{ s} \quad (4)$$

t_3 – time between the beginning of braking force and its maximum value, for which the specialty literature indicates, in case of hydraulic brakes, to adopt the following value:

$$t_3 = 0.1 \text{ s} \quad (5)$$

Other aspects will be presented regarding driver reaction time t_1 . Therefore, in specialty literature there are presented factors with influence on driver reaction time [2], with quantitative assessment on it; some of these influences effects values from the interval (3):

- in case of reduced visibility, response time must be increased by 25-50%:

$$t_1 = [0.5; 1.0] \cdot (1 + [0.25; 0.50]) = [0.62; 1.50] \text{ s} \quad (6)$$

- fatigue; for example, at the end of a working day, the reaction time increases by 40-60%:

$$t_1 = [0.5; 1.0] \cdot (1 + [0.4; 0.6]) = [0.7; 1.6] \text{ s} \quad (7)$$

- on slippery roads, the reaction time must be increased by 15-20%:

$$t_1 = [0.5; 1.0] \cdot (1 + [0.15; 0.20]) = [0.57; 1.20] \text{ s} \quad (8)$$

- age; for example, in case of drivers over 45 years old, reaction time increases by 40-60% as opposed to the reaction of drivers below 30 years old:

$$t_1 = [0.5; 1.0] \cdot (1 + [0.4; 0.6]) = [0.7; 1.6] \text{ s} \quad (9)$$

- traffic intensity; if traffic is congested, reaction time must be increased by 1 s:

$$t_1 = [0.5; 1.0] + 1 = [1.5; 2.0] \text{ s} \quad (10)$$

- when the mobile phone is used, reaction time increases by 0.5 s:

$$t_1 = [0.5; 1.0] + 0.5 = [1.0; 1.5] \text{ s} \quad (11)$$

- alcohol consumption; for example, a blood level of 0.3-0.5 g/oo determines an increase of time reaction by 25%:

$$t_1 = [0.5; 1.0] \cdot (1 + 0.25) = [0.62; 1.25] \text{ s} \quad (12)$$

As it can be seen from these ratios, it is necessary to perform operations with ranges of values, meaning to use interval analysis. Also, it is observed that some of the increase in reaction time cannot be imputed to the driver (low visibility, age etc.), but others may be (phone use, blood alcohol level). To highlight those presented above regarding the importance of

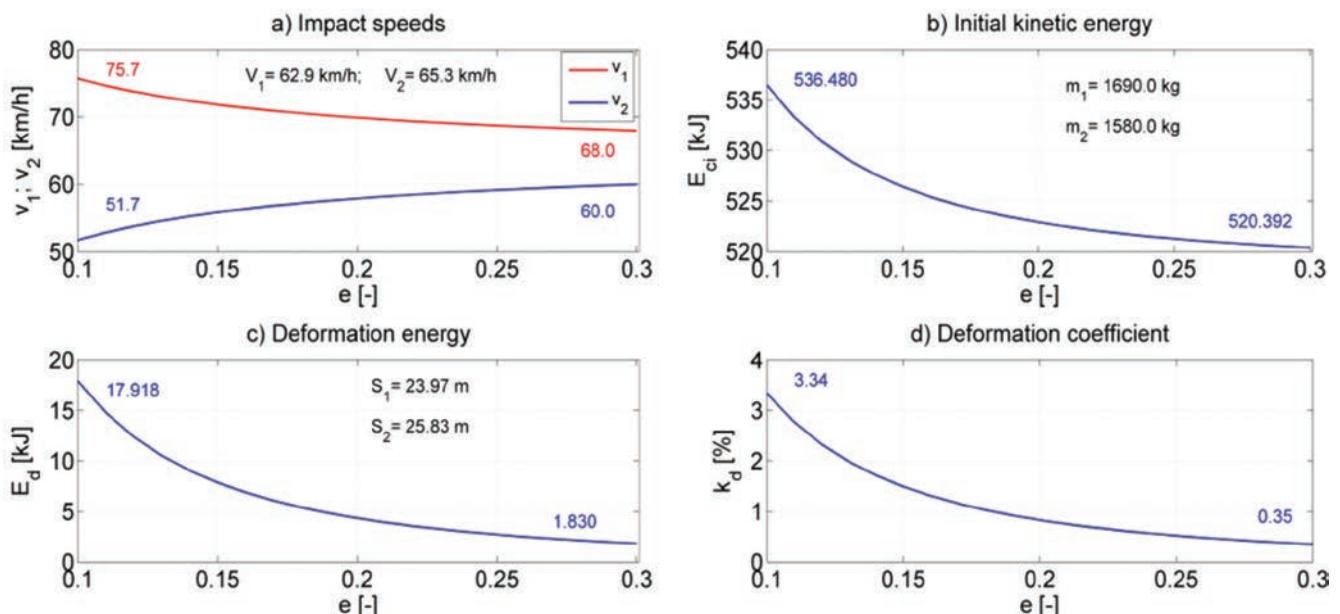


Fig. 2. The influence of restitution coefficient on impact sizes between two vehicles, rear centre collision

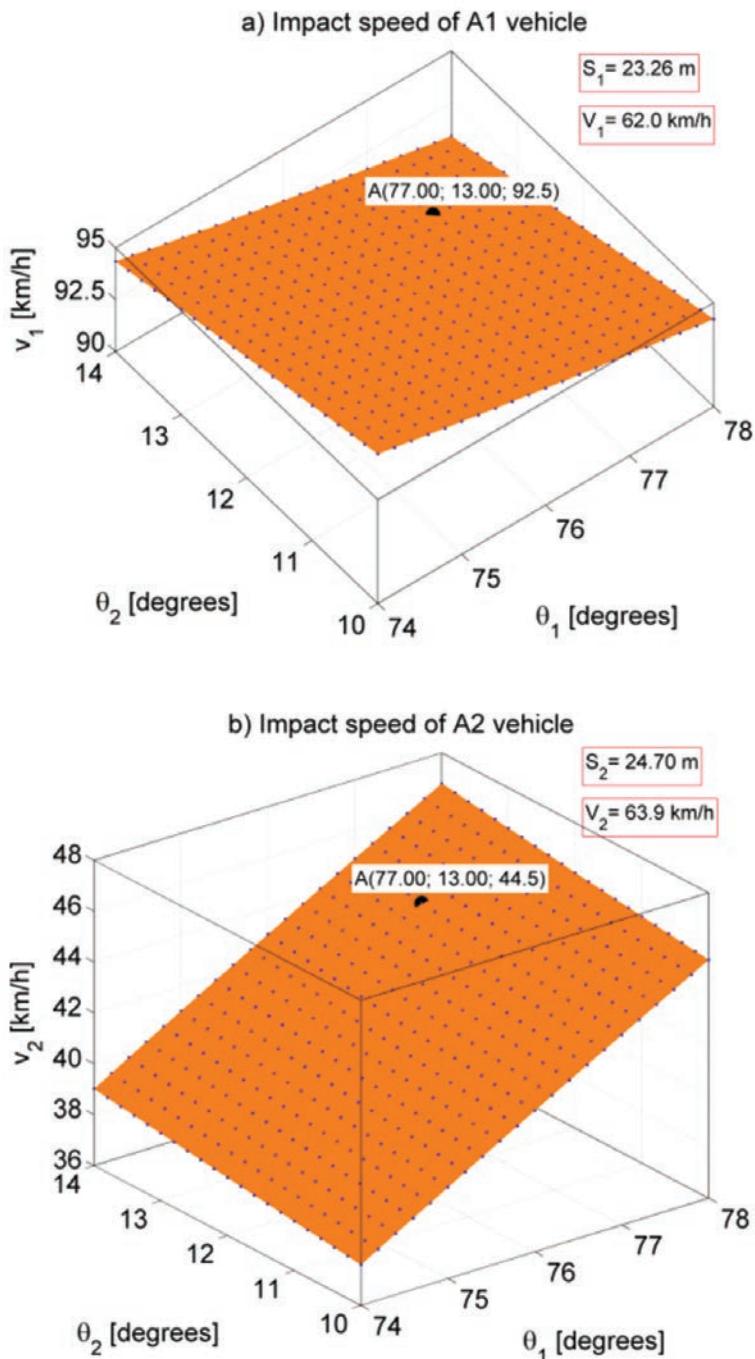


Fig. 3. Vehicles impact speeds based on angles of direction for impact speeds (angles with uncertainties)

reaction time when we analyse possibilities of car crash avoidance, it is considered a case in which a 48 years old individual is driving a car during night. Accordingly to those presented, driver reaction time which is given by formula (3) must be increased by values given in expressions (6), (7) and (9):

$$t_1 = [0.5; 1.0] \cdot (1 + [0.25; 0.50] + [0.4; 0.6] + [0.4; 0.6]) = [1.02; 2.70] \text{ s} \quad (13)$$

Follow-up it is considered the example in which the driver must avoid hitting a pedestrian that he observes from a distance of 24 m, the vehicle is driving on a polished asphalt road, where the adhesion coefficient is in the range:

$$\varphi = [0.55; 0.75] \quad (14)$$

the driving is in the city, the speed is considered $V_a < 48$ km/h. From formula (2) results the speed that the vehicle should have in order for the driver to avoid hitting a pedestrian that he observed from a distance of $S_o = 24$ m (only positive values of speed are accepted):

$$V_a = -35.32\varphi(t_1 + t_2) - 17.66\varphi t_3 + 13.89\sqrt{1.32\varphi S_o + [2.54\varphi(t_1 + t_2) + 1.27\varphi t_3]^2} \quad (15)$$

If we replace all known values of parameters, t_1 from expression (13), with t_2 from expression (4), with t_3 from expression (5) and with φ from expression (14), from ratio (15) results the interval of values for vehicle speed:

$$V_a = [23.4; 38.3] \text{ km/h} \quad (16)$$

Therefore, it can be estimated that the driver avoids the accident, in those circumstances, if vehicle speed is lower than 23.4 km/h. If you do not take into account the uncertainties due to the driver (age, poor visibility, fatigue), then t_1 is adopted in relation (3), and as a result of the expression (15) results:

$$[38.1; 45.2] \text{ km/h} \quad (17)$$

According to this interval, results that, for example, the driver could avoid the accident if the car speed is 30 km/h (lower than 38.1 km/h), which is not true because in a real situation this value must be lower than 23.4 km/h, as it resulted from expression (16).

3. CAR CRASH RECONSTRUCTION IN CASE OF UNCERTAINTIES

From those presented above results that in order to consider the actual conditions in which an accident took place, uncertainties related to the specific case that was analyzed must be taken into account; this involves operation with interval of values and not with single value [3]. For that matter, the mere fact that specialty literature present value ranges of sizes (eg of adhesion coefficient) denotes the existence of uncertainties on them. As an example it is considered a rear centre collision like in Figure 1 between vehicles A1 and A2, of known mass $m_1 = 1690$ kg and $m_2 = 1580$ kg. It is also known that A1 vehicle has covered a distance after the collision of $S_1 = 23.97$ m and A2 vehicle a distance of $S_2 = 25.83$ m, both along the line of the centers of gravity CG_1 and CG_2 .

It is targeted the influence of restitution coefficient on collision sizes, when the adhesion coefficient is considered $\varphi = 0.65$. Considering the distances traveled by the vehicles after collision and the fact that their deceleration is constant after the impact and until the actual stop, the separation speeds V_1 and V_2 can be established:

$$V_1 = 3.6\sqrt{2g\varphi S_1}; V_2 = 3.6\sqrt{2g\varphi S_2} \quad (18)$$

from where results $V_1 = 62.9$ km/h and $V_2 = 65.3$ km/h, values shown in

Figure 2a. To establish the influence of restitution coefficient e , it is varied between the most common values encountered in practice $e=[0.1; 0.3]$. In order to establish impact speeds v_1 and v_2 of the two vehicles, it is used the mathematical description in case of centre collisions [4]:

$$\begin{bmatrix} m_1 & m_2 \\ e & -e \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 & m_2 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

or in a limited form:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{B} \cdot \mathbf{x}_0 \quad (20)$$

where we note:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} m_1 & m_2 \\ e & -e \end{bmatrix}; \mathbf{B} = \begin{bmatrix} m_1 & m_2 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}; \mathbf{x} = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}; \mathbf{x}_0 = \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (21)$$

with \mathbf{x} the vector of the unknown v_1 and v_2 , meaning the solution:

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{x}_0 \quad (22)$$

If we vary e in the system (19) results the values of impact speeds from Figure 2a.

As it can be seen from Figure 2a, the size of restitution coefficient has the effect of decrease for the impact speed v_1 of A1 vehicle and the increase of impact speed v_2 of A2 vehicle, in the graph are also being shown the associated extreme values. Likewise, from Figure 2a it can also be observed that after the impact, the speed of A1 vehicle decreased, and the speed of A2 vehicle increased. Finally, from Fig. 2a it can also be observed that impact speeds of A1 vehicle are higher than the one of A2 vehicle ($v_1 > v_2$), which is accurate physical speaking, A1 vehicle hitting the rear of A2 vehicle (Figure 1). From Figure 2b it is observed that the kinetic energy from the beginning of impact is decreasing once the restitution coefficient is increasing. The graph from Figure 2c shows that deformation energy decreases with the increase of restitution coefficient. From Figure 2d there can also be observed the existence of smaller values of deformation coefficient ($k_d=0.35-3.34\%$), explained by the fact that there is a rear collision and not a head-on collision. Therefore, there are obtained ranges of values for the impact sizes in case of uncertainties regarding the restitution coefficient. If we also consider uncertainties regarding the adhesion coefficient (considered to be constant), then there are obtained three-dimensional graphs of variation in case of impact sizes. In this regard, follow-up it is considered an example of a light crash, without pitching moment, where the angular velocities from before the impact and after are small; therefore there can be neglected the yaw movements, rolling movements and pitching movement. Based on these assumptions results that the impact can be mathematically described just by using the principle of conservation of momentum. Applying this principle on the two axes from plane [4], results the mathematical description of the car crash (index 1 for A1 vehicle, index 2 for A2 vehicle):

$$\begin{cases} m_1 v_1 \cos \theta_1 + m_2 v_2 \cos \theta_2 = m_1 V_1 \cos \Theta_1 + m_2 V_2 \cos \Theta_2 \\ m_1 v_1 \sin \theta_1 + m_2 v_2 \sin \theta_2 = m_1 V_1 \sin \Theta_1 + m_2 V_2 \sin \Theta_2 \end{cases} \quad (23)$$

in which $m_1=1700$ kg and $m_2=1600$ kg represents the mass of the two vehicles. From the car crash scene there are known the distances covered by vehicles after the impact $S_1=23.26$ m and $S_2=24.7$ m, as well as the angles of direction for the separation speeds: $Q_1=42$ degrees and $Q_2=75$ degrees.

In addition, for the adhesion coefficient φ it is adopted the average value: $\varphi_1 = \varphi_2 = 0.65$. In this case is studied the influence of angles of direction for impact speeds q_1 and q_2 on sizes that define the collision. So, angles of direction for impact speeds are adopted as uncertain variables: $q_1=74-78$ degrees and $q_2=10-14$ degrees; so, it is considered that there are uncertainties regarding angles of direction for impact speeds. If it is considered that between impact position and stop positions the deceleration remains constant, separation speeds are obtained from formulas [4]:

$$V_1 = 3.6 \sqrt{2\varphi_1 g S_1} = 62 \text{ km/h}; V_2 = 3.6 \sqrt{2\varphi_2 g S_2} = 63.9 \text{ km/h} \quad (24)$$

Based on those presented results that in the algebraic system (23) the impact speeds v_1 and v_2 are unknown, and all the other sizes are known as unique values, or as interval of values. By resolving this algebraic system with intervals, there are obtained the values of impact speeds from Figure 3 in spatial/tridimensional representation, where there is also presented an example (point A from the two graphs). Graphs from Figure 3 show that once the angles of direction for the impact speeds increases, impact speed v_1 decreases and impact speed v_2 increases. Impact speeds have values in the ranges $v_1 = [97.2; 90.9] \text{ km/h}$ and $v_2 = [37.6; 46.8] \text{ km/h}$, the variation type from the interval is according to the increase of the two angles, q_1 and q_2 .

4. CONCLUSION

A more realistic car crash reconstruction must take into account different uncertainties, that is why the associated sizes must be given as interval of values. This involves the use of interval analysis and uncertainty theory.

Lucrare prezentată în cadrul Congresului Internațional de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor - CONAT 2016, 25.10 – 27.10.2016, Brașov, România, și publicată în Proceedings of the Congress (ISSN 2069-0401).

REFERENCES:

- [1] Nivedita Bisht, Sapna Singh : *Analytical study of different network topologies*: International Research Journal of Engineering and Technology : Volume: 02 Issue: 01 :Mar 2015;
- [2] Nazmus Saquib, Md. Sabbir Rahman Sakib : *ViSim: A user-friendly graphical simulation tool for performance analysis of MANET routing protocols* : Mathematical and Computer Modelling 53 (2011) 2204–2218;
- [3] Sachin Kumar Gupta, R. K. Saket : *Performance metric comparison of aodv and dsdv routing protocols in manets using ns-2*: International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences : Volume 7, June 2011;
- [4] Spinder Kaur, Harpreet Kaur : *Implementing RSA Algorithm in MANET and Comparison with RSA Digital Signature* : INTERNATIONAL JOURNAL FOR ADVANCE RESEARCH IN ENGINEERING AND TECHNOLOGY : Volume 3, Issue V, May 2015;
- [5] C. Sreedhar, Dr. S. Madhusudhana Verma, Prof. N. Kasiviswanath : *A Survey on Security Issues in Wireless Ad hoc Network Routing Protocols* : International Journal on Computer Science and Engineering: Vol. 02, No. 02, 2010;
- [6] Davide Benetti, Massimo Merro, Luca Vigan : *Model Checking Ad Hoc Network Routing Protocols: ARAN vs. endair A*: Software Engineering and Formal Methods (SEFM), 2010 8th IEEE International Conference;
- [7] Intelligent Transportation Systems, Joint Program Office, *Intelligent transportation systems (ITS) Information Security Analysis*, U.S. Highway Administration, Department of Transportation, Federal Highway Administration, 1997.
- [8] Bryan Parno, Adrian Perrig: *Challenges in Securing Vehicular Networks*: <http://www.sparrow.ece.cmu.edu>.
- [9] Maxim Raya, Panos Papadimitratos :*Securing Vehicular Communications*: <http://www.ece.cmu.edu>.

STUDIES ABOUT THE FRONT BUMPER PERFORMANCE DURING A PEDESTRIAN LEG IMPACT

STUDII PRIVIND COMPORTAMENTUL BAREI DE PROTECȚIE A CAROSERIEI DE AUTOMOBIL LA IMPACTUL CU PICIOARELE UNUI PIETON

ABSTRACT

Evoluția continuă a cerințelor reglementărilor (în special cele ale EuroNCAP) aceleraază dezvoltarea noilor autovehicule și aduce în competiție modele din aceeași clasă. Protecția pietonilor la impactul cu un autovehicul trebuie îmbunătățită permanent, în timp ce daunele aduse consolii față a autovehiculului trebuie reduse cât de mult posibil. Comunitatea Europeană a avut un succes impresionant în atingerea celui mai înalt nivel de protecție a pietonilor de pe glob. În 2013, 5.712 pietoni au fost uciși în accidente rutiere în UE, ceea ce reprezintă 22% din totalul deceselor. În ultimul deceniu, în Uniunea Europeană, numărul de decese în rândul pietonilor a fost redus cu 37%, în timp ce numărul total de decese rezultante din accidente rutiere a fost redus cu aproximativ 45%.

Partea frontală a autovehiculului, inclusiv bara de protecție, răspund pentru disiparea

energiei cinetice a impactului cu o eficiență maximă, pentru a evita deformările componentelor structurale și asigurarea unui bun comportament în cazul impactului cu un pieton. Aceasta este doar una din constrângerile la care trebuie să facă față structura frontală, adițional pot exista și alte limitări rezultate din arhitectura sau designul vehiculului.

Studiul se axează pe cercetarea impactului cu un pieton, oferind o imagine de ansamblu asupra stadiului actual, a reglementărilor aplicabile, a cerințelor exigențe ce trebuie îndeplinite de un autovehicul în scopul protecției pietonilor și simularea acestui tip de test prin intermediul metodelor elementelor finite.

Key-Words: Pedestrian impact, finite element, analysis simulation, EuroNCAP.



Drd. ing.
**Bogdan-Alexandru
CONSTANTIN**



Conf. dr. ing.
Daniel IOZSA



Prof. dr. ing.
Gheorghe FRĂȚILĂ

Universitatea Politehnica din București,
Splaiul Independenței, Nr. 313, București, România

1. INTRODUCTION

Recently, based on the help of advanced development of software and hardware equipment for numerical simulation, the period of time in which a project is finished and a new car is launched on the market has become smaller and smaller. The competition on the automobile market has lead constructors to seek, apply and improve the latest techniques in the car manufacturing. The numerical simulation has gained more and more terrain facing the need of cost efficiency and rapidity of the

project development. After the manufacturing, a car has to pass in the first place the requirements of the homologation agencies and secondly, the very popular ranking tests (EuroNCAP). Potential problems, which can affect the quality of the product over its life are identified and removed during the project phase. Using virtual prototyping and numerical simulation, we can improve the performance and the cost of the part before it actually built. In addition to the numerical test, a physical one is carried out in addition to the numerical one in order to validate that the part meets the requirements. As a consequence, the need to build several sets of physical prototypes of the parts has decreased to a very small number, thus saving time and money. The advantage of numerical simulation over the physical test consists in observing immediately if one part of the assembly does not comply with the specifications, rather than following an expensive testing procedure and waiting between the test and the post-processing of the results. Thus, we can define the needed adjustments and rerun the simulation until we obtain the desired results. More precisely, while waiting several days for the physical test results for one crash configuration, we can numerically test hundreds of parameters simultaneously while observing in real time the global effects. If it shows that with the current front bumper design it is impossible to attain the required

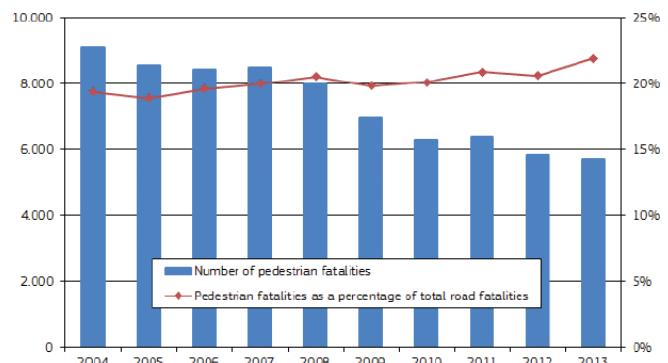


Fig. 1. Number of pedestrian fatalities and percentage of all road fatalities in European Union, 2004-2013 [5]

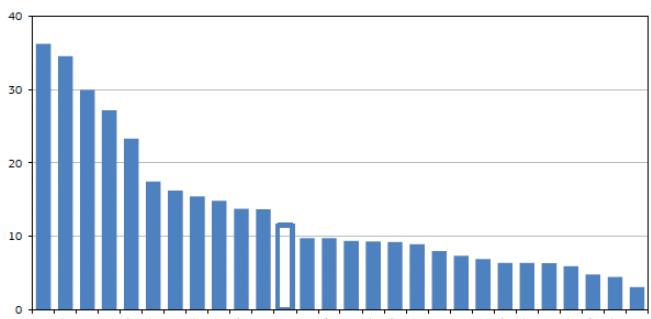


Fig. 2. Pedestrian fatality rates per million population by country, European Union, 2013 [5]

performances, a geometry change can be proposed.

2. TRAFFIC SAFETY FACTS

The European Community has had impressive success in achieving the highest pedestrian protection level on the globe. In 2013, 5.712 pedestrians were killed in road accidents in the EU, which is 22% of all

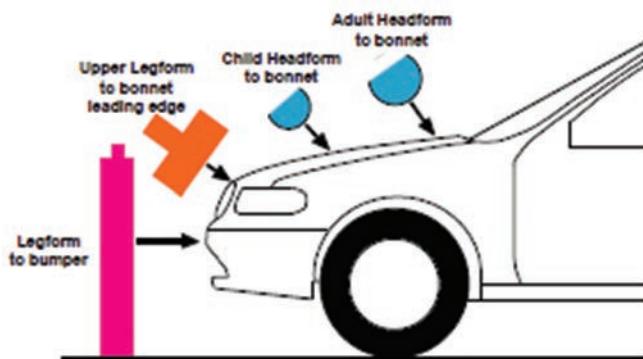


Fig. 3. The sub-system tests used in EC directive [2] Figure 3. The sub-system tests used in EC directive [2]

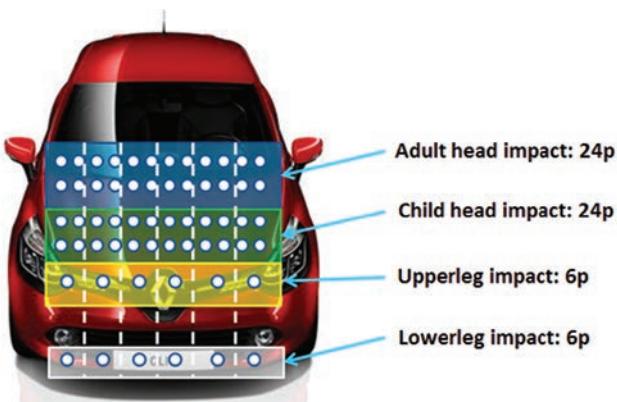


Fig. 4. EuroNCAP scoring configuration

fatalities. In the last decade, in the European Union, pedestrian fatalities were reduced by 37%, while the total number of fatalities was reduced by almost 45%. Below in figure 1, please see the evolution of the pedestrian causalities between 2004 and 2013 in European Union. The rate of pedestrian deaths in European Union countries varies from 3 pedestrian fatalities per million population in the Netherlands to more than 35 pedestrian fatalities per million population in Romania, a rate about 12 times higher.

3. PEDESTRIAN REGULATIONS

A pedestrian crash can usually be divided into 4 stages: the car initiates the contact with the pedestrian by touching his leg (tibia) with the front bumper, the front edge of the bonnet or headlight hits the upper leg (pelvis), the head of the pedestrian hits the bonnet or the windshield, the pedestrian is projected in the air and hits the ground. For the first three types of pedestrian impact are described in the European Commission Regulation, each using different sub-systems impactors to represent the main phases of a car-to-pedestrian impact. The three types of impactors are:

- A legform impactor representing the adult lower limb to indicate lateral knee-joint shear displacement, bending angle and tibia acceleration, caused by the contact with the bumper
- An upper legform impactor representing the adult upper leg and pelvis to record bending moments and forces caused by the contact of the bonnet leading edge
- Child and adult headform impactors to record head accelerations caused by the contact with the bonnet

A more stringent approach is conducted by the EuroNCAP program. The targets in this case are much lower and more criteria are analyzed during

0:TIR04.DSY.fz : TIR01 : ORIGINAL STATE

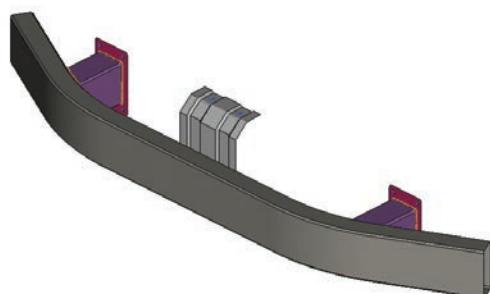


Fig. 5. Classic crossbeam model

1:TIR07.DSY.fz : TIR01 : ORIGINAL STATE

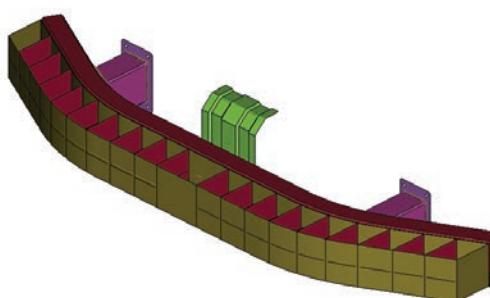


Fig. 6. Modern crossbeam model (with shock absorber)

0:TIR04.DSY.fz : TIR01 : Scalar: Strains,Max Plastic Strain : : STATE 15 ,TIME 1.40002775E+001

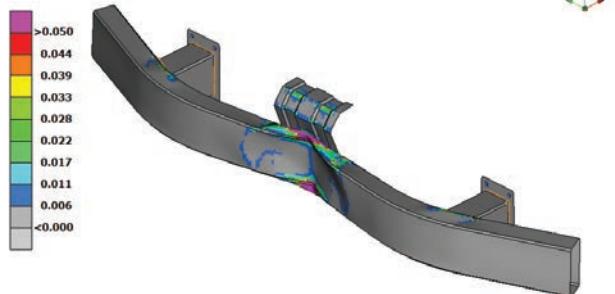


Fig. 7. Classic crossbeam model – plastic deformation

1:TIR07.DSY.fz : TIR01 : Scalar: Strains,Max Plastic Strain : : STATE 29 ,TIME 2.80004959E+001

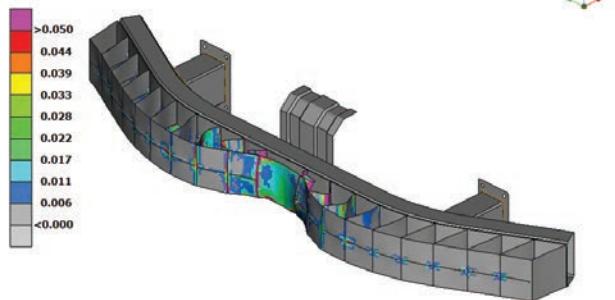


Fig. 8. Modern crossbeam model – plastic deformation

the physical tests. Also after the trial is conducted, each vehicle receives a score that finally contributes to the global rating of the car. Below is an example of the scoring configuration for EuroNCAP.

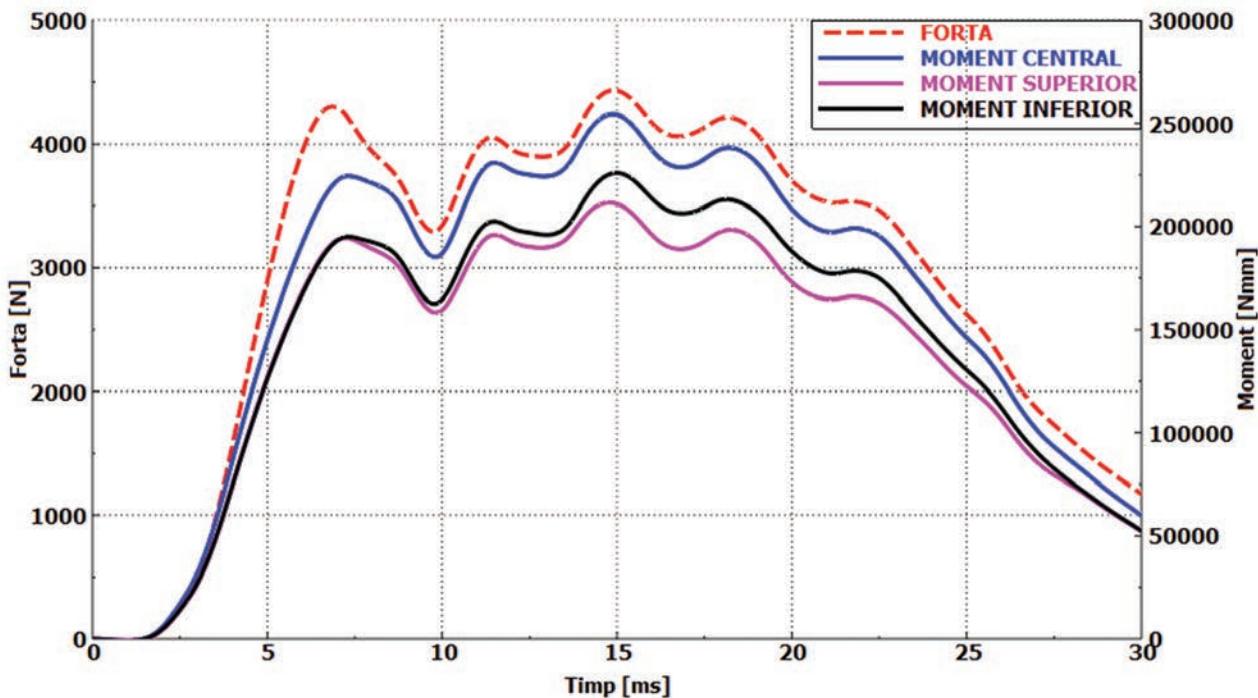


Fig. 9. Modern crossbeam model – force and moment

4. PEDESTRIAN FINITE ELEMENT SIMULATION

For researching the pedestrian impact it was used a finite element model composed of a simple front beam made from steel with a thickness of 1mm. It were launched two simulations to evaluate the difference in behavior between a classic solution of body in white front end and a modern one. The impactor used for this trial consists of a metal center beam surrounded by two sheets of foam. The total mass of the striker is calibrated to 9.5kg, as the EC directive describes. The imposed initial speed was set at 40km/h and the impactor guided along X axis. The results that will be analyzed are the force that is measured in the contact between the impactor and the crossbeams and three section moments (superior, center and inferior). Requirements set to be respected by this type of test are 675daN for axial contact force and 450Nm for moment sections. The models used in simulation can be observed in the pictures (Fig. 5-9):

In the final state we can observe that the presence of the shock absorber reduces the risk of the legform hitting a hard structure component. The maximum plastic deformations for the two models can be evaluated in the following pictures.

In this case probably the pedestrian will be hardly injured. Also the deformations of the structure in this case can lead to greater values of the forces and moments that are defined to be respected in the regulations.

The shock absorber has a good behavior and it manages to distribute the force to a greater surface of the crossbeam. Also, by deforming itself it absorbs a big part of the energy that does not reach the crossbeam. The difference in deformation (mm) is very high between the two solutions, for the classic solution were identified 70mm in comparison with only 3mm measured for the modern configuration. The values of the modern solution measured for the force and moments can be identified in the figure below. They don't exceed the limits imposed and are well distributed during the impact, assuring in this manner a good characteristic.

5. CONCLUSION

The exigencies of the pedestrian regulations are constantly increasing worldwide, by imposing greater objectives by institutions like GlobalNCAP, EuroNCAP or NHTSA. This fact has a huge impact over the future of automotive design, the front bumper being an element that is always reshaped in order to comply with the challenging architecture of the vehicle. This paper offers a very fast calculation alternative for numerical simulation with the help of a simplified model, allowing to optimize quickly the volume available for a front bumper absorber in order to comply with the actual requirements. The results show good correlation in terms of deformation and values obtained for moments and forces. For future work, it is very important to compare the shape of the curves and the overall values with the full-scale physical model results.

Lucrare prezentată în cadrul Congresului Internațional de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor - CONAT 2016, 25.10 – 27.10.2016, Brașov, România, și publicată în Proceedings of the Congress (ISSN 2069-0401).

REFERENCES:

- [1] Directive 2003/102/EC of the European Parliament and of the council of 17 November 2003;
- [2] G.J.L Lawrence, J.A. Carroll, W.M.S. Donaldson, C. Visvikis, D.A. Peel, *A study on the feasibility of measures relating to the protection of pedestrians and other vulnerable road users – Final report*, EC Contract no FIF 20030937, TRL Limited, 2004;
- [3] Rikard Fredriksson, *Priorities and potential of pedestrian protection. Accident data, experimental tests and numerical simulations of car-to-pedestrian impacts*, Karolinska Institutet, Stockholm 2011;
- [4] F. A. Berg, M. Egelhaaf (Dekra Automobil GmbH), J. Bakker, H. Burke, R. Hermann, J. Scheerer, *Pedestrian protection in Europe. The potential of car design and impact testing*, (DaimlerChrysler AG) Germany 2010;
- [5] Traffic safety basic facts 2015 – Pedestrians. European Road Safety Observatory Report, European Union, 2015;
- [6] Current trends in bumper design for pedestrian impact, P. Schuster, SAE, 2006;
- [7] E. Burnaz, A. Giubalca, *Pedestrian crash – Leg/Front bumper analysis*, Renault Technologie Roumanie, The annals of Dunarea de Jos University of Galati, Fascicle V, Technologies in machine building, 2009.

UNIVIA 2017

Prima ediție a Universității de vară în Ingineria autovehiculelor



Societatea Inginerilor de Automobile din România – SIAR, Academia Tehnică Militară și Registrul Auto Român au organizat în perioada 19.07 – 21.07.2017, prima ediție a cursurilor **Universitatea de vară în domeniul Ingineriei Autovehiculelor – UNIVIA 2017**.

În cadrul cursurilor, susținute de cadre didactice universitare din Academia Tehnică Militară și experți din cadrul Registrului Auto Român, s-a abordat o tematică de actualitate pentru inginerii automobilisti, dar și pentru publicul larg: „*Reglementări și încercări în domeniul emisiilor poluante ale autovehiculelor rutiere*”. La cursuri au participat studenți, masteranzi și doctoranți din domeniul „Ingineriei Autovehiculelor” din Academia Tehnică Militară.

Activitățile de pregătire tehnică de specialitate au urmărit: *consolidarea cunoștințelor în domeniul reglementărilor naționale și internaționale în domeniul emisiilor poluante ale autovehiculelor rutiere, cunoașterea ultimelor acțiuni în direcția reglementării testelor de poluare ale autovehiculelor în parcurs; prezentarea unor standuri și echipamente de testare din dotarea Registrului Auto Român; detalierea unor aspecte privind*

reglementarea și încercările specifice emisiilor poluante ale autovehiculelor militare, folosirea combustibilului unic în teatrul de operații de către tehnica militară cu baza de operare la sol. S-au prezentat aspecte reglementate la nivel național și internațional în domeniul emisiilor poluante ale autovehiculelor și s-au efectuat activități practice, demonstrative, de testare/încercare a autovehiculelor cu folosirea unor echipamente moderne, adecvate cerințelor actuale.

Desfășurarea cursurilor „Universitatea de Vară în Inginerie Autovehiculelor” se alătură altor acțiuni ale SIAR de promovare a ingineriei autovehiculelor în rândul studenților și tinerilor specialiști, cum ar fi: Concursul internațional studențesc de inginerie a autovehiculelor „Prof. ing. Constantin Ghiulai” – la a patra ediție în 2017, competiția „Kart Low Cost” – la a 7-a ediție, „Formula Student”, sesiunile de comunicări științifice studențești, proiectele FISITA „Student Travel Bursary” și „Your Future in Automotive” etc.

**Secretar General SIAR,
Prof. univ. dr. ing. Minu MITREA**



REGISTRUL
AUTO
ROMÂN

www.rarom.ro



PROGRAMĂRI
021/9672

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