Ingineria automobilului

Registrul Auto Român

SIAR

Societatea Inginerilor de Automobile din România

SE DISTRIBUIE GRATUIT CA SUPLIMENT AL REVISTEI AUTOTEST

ISSN 1842 – 4074

Nr. 57 / decembrie 2020

SIAR – SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA

30 ANI DE ACTIVITATE

CUNOAȘTERE ȘI DEZVOLTARE, PRIN COOPERARE!

● Explorări lingvistice: șasiu ● Ecuația generală de mișcare
● Funcționarea motorului diesel la alimentarea cu hidrogen ● Contaminarea uleiului de motor uzat

SIAR ESTE MEMBRĂ FISITA INTERNATIONAL FEDERATION OF AUTOMOTIVE ENGINEERING SOCIETIES

EAEC EUROPEAN AUTOMOBILE ENGINEERS COOPERATION

ACȚIONĂRI HIDRAULICE. ÎNDRUMAR DE LABORATOR

Autori (*Authors*): **Radu VILĂU, Daniela VOICU**
Editura (*Published by*): Editura Academiei Tehnice Militare „Ferdinand I”
Anul apariţiei (*Published*): 2019
ISBN 978-973-640-298-2

Eforturile pentru realizarea unor operații sau pentru acționarea unor sisteme depășesc de multe ori limitele fizice ale omului. În ziua de azi, majoritatea echipamentelor sunt prevăzute cu sisteme de amplificare a parametrilor de comandă, fie din considerente de limitare a performanțelor fizice ale operatorului, fie pentru limitarea puterii pe liniile de comandă. În multe situații, distanțele între locul de amplasare a panoului sau punctelor de comandă și elementele de execuție (atât în cazul liniilor industriale, cât și în cazul sistemelor de acționare de pe autovehicule) sunt mari, ceea ce presupune pierderi de putere (hidraulică, pneumatică, electrică etc.), motiv pentru care se separă circuitele de comandă de cele de acționare.
Energia hidraulică este, încă, o energie accesibilă urmare a costurilor de obținere reduse, iar sistemele de acționare hidraulică sunt suficient de flexibile și ușor de automatizat.
Lucrarea reprezintă un material în sprijinul studenților de la specializările „Blindate, automobile și tractoare”, „Echipamente și sisteme pentru comandă și control pentru autovehicule” și nu numai, de la ciclurile de pregătire pentru licență, masterat, dar și ca echipamente de studiu și cercetare pentru doctoranzi.
Majoritatea aplicațiilor sunt gândite pentru a utiliza echipamentele de pe autovehicule, precum și cele din laboratorul de ”Mecatronică și sisteme de acționare hidraulice, pneumatice și electrice” din cadrul Academiei Tehnice Militare „Ferdinand I”.

DESEN TEHNIC ÎN INGINERIA AUTOVEHICULELOR

Autori (*Authors*): **RAMONA-MONICA STOICA, DANIELA VOICU, RADU VILĂU**
Editura (*Published by*): Editura Academiei Tehnice Militare „Ferdinand I”
Anul apariţiei (*Published*): 2020
ISBN 978-973-640-310-1

Domeniul desenului tehnic își are aplicabilitate în numeroase ramuri ale ingineriei mecanice, înlesnind comunicarea dintre persoane care, prin locul de muncă, trebuie să aibă un limbaj tehnic comun.
Manualul prezentat se adresează studenților din domeniul ingineriei mecanice, precum și specialiștilor și proiectanților. Sunt prezentate principalele noțiuni specifice desenului tehnic, pornind de la premiza cunoașterii de către utilizator a unor noțiuni de bază din geometria descriptivă, elementele abordate fiind în conformitate cu standardele actuale.
Cartea este structurată pe douăsprezece capitole și conține noțiuni teoretice și exemplificări privind proiecțiile în desenul tehnic, cotarea pieselor și subansamblelor, reprezentarea și cotarea flanșelor, filetelor, arborilor canelați și a rulmenților. Sunt tratate, de asemenea, aspecte privind înscrierea pe desenele tehnice a toleranțelor și ajustajelor, abaterilor de formă și de poziție și indicarea suprafețelor supuse diferitelor tratamente termice.
Aplicațiile prezentate au menirea de a facilita studiul materialelor prezentate și își regăsesc aplicabilitate cu precădere în domeniul ingineriei autovehiculelor.

Lucrările prezentate fac parte din fondul bibliografic al Centrului de documentare al SIAR.

DESPRE SCHIMBĂRI... TEHNOLOGICE ŞI NU NUMAI...

ABOUT CHANGES... TECHNOLOGICAL AND NOT ONLY...

Traversăm vremuri intense: criza epidemiologică cu problemele de sănătate și economice asociate, neutralitatea emisiilor de dioxid de carbon cu efecte semnificative asupra industriei și, implicit, asupra vieților noastre, divizarea sau polarizarea tot mai clară a societății. Aș spune că societatea este supusă unor presiuni fără precedent. Este destul de limpede că schimbări structurale profunde sunt necesare pentru a face față provocărilor unui viitor ce se profilează din ce în ce mai limpede: până în 2050, când la nivelul Uniunii Europene se dorește atingerea dezideratului de *carbon-neutral*, se estimează că populația globului va crește cu 50%, ceea ce va determina creșterea nevoii de hrană cu 70% și dublarea necesarului energetic. Toate acestea sub spectrul amenințător al schimbărilor climatice generate de fenomenul de încălzire globală (se va reuși, oare, limitarea sa la sub 2°C așa cum s-a stabilit în urma COP21, desfășurată la Paris în decembrie 2015?...) și al viitoarelor crize sanitare. Așadar, într-adevăr, vremuri grele, ce impun o schimbare de paradigmă.

În acest context, dezvoltarea durabilă nu mai poate fi doar o construcție abstractă sau un slogan. Fără să complic prea mult argumentația mea, spun direct că schimbarea de care avem nevoie depinde însă și de profesori. De ce? E simplu, nu-i așa? Oamenii de mâine sunt produsul sistemului actual de educație. Așadar, apare următoarea întrebare firească: în ce măsură profesorii de azi (de la toate nivelurile de educație) percep la adevărata scară provocările societății de mâine? Și dacă da, în ce măsură sunt ei capabili să îmbrățișeze schimbarea necesară? Pentru a fi clar, scriind toate acestea, intenția mea nu este de a arăta cu degetul. Încerc numai să partajez cu cititorii noștri gândurile personale și, eventual, să provoc reflecții în acest sens. Revenind la schimbare, o știm prea bine, inerția nu-i doar un concept, o resimțim cu toții, uneori atât de aprig încât decizia finală este să continuăm în același stil (adică fără nicio schimbare). Numai că aceasta nu ar mai trebui să fie o opțiune... Însă pentru a provoca schimbările necesare (deci, pentru a învinge inerția), după părerea mea, e nevoie ca decidenții să aibă o viziune clară care să se concretizeze în acțiuni realizate într-o manieră concertată, aplicate sistematic de „sus în jos"..., pentru că, nu-i așa, nu putem cere ca schimbarea să se producă numai de jos în sus, adică de la nivelul individului. Anticiparea problemelor viitorului la toate nivelurile societății ar trebui să fie o preocupare constantă a decidenților. Toate acestea de dragul copiilor și a copiilor copiilor noștri care din acel viitor al lor se vor gândi, într-un fel sau altul, la „mama ori la mama mamei sau la mama lu' mama lu' mama" (adică, la înaintași). Sunt toate acestea simple? Deloc, însă, rezultatele bune se nasc numai din discuții de calitate, din dezbateri, din *dialog* între profesioniști. Acum, când așternd rândurile acestea, mă gândesc la celelalte editoriale scrise pentru revista noastră în care *dialogul* a fost cel care a făcut obiectul pledoariilor mele...

Pentru a arăta dificultatea abordării unor subiecte ce derivă din preocuparea noastră pentru un viitor tehnologic mai bun, să luăm, de pildă, o temă ce e limpede că a generat o oarecare divizare printre profesioniștii domeniului mobilității rutiere: *propulsia electrică vs. propulsia termică* – un subiect sensibil și deloc ușor.

Mobilitatea rutieră este fără doar și poate motorul dezvoltării economice și reprezintă unul dintre aspectele fundamentale ale coeziunii sociale, deoarece permite tuturor libertatea de mișcare, cu avantajele ce derivă din aceasta: accesul facil la locuri diverse de muncă, servicii publice, vacanțe etc. Motorul termic, deși reprezintă, încă, cea mai răspândită sursă energetică în domeniul mobilității rutiere, se confruntă cu problemele cauzate de degradarea mediului. Însă cum stau, oare, lucrurile în cazul propulsiei electrice? Păi, ca mai toate în viață, răspunsul depinde de modul de realizare a bilanțului energetic și ecologic: *tank-to-wheel*, *well-to-wheel* sau, chiar mai mult, *total life cycle assessment*. De aceea, la întrebarea pe care studenții mei mi-o pun privitor la *când* va prelua propulsia electrică 100% (BEV) „greul" mobilității rutiere (altfel spus, *când* se va declara oficial decesul motorului cu ardere internă?), le răspund că până la acel moment (vom trăi și vom vedea *când*) ar trebui să ne gândim și la *unde* ar trebui să se întâmple asta (mai întâi sau mai degrabă). E destul de evident că răspunsul depinde de cunoașterea modului în care se produce energia electrică în diferitele zone geografice ale globului.

Continuare la pagina 15

Adrian CLENCI, prof. habil. dr. ing.
Președinte SIAR,
Prorector Cercetare Științifică - Universitatea din Pitești

SUMAR „INGINERIA AUTOMOBILULUI" NR. 57

3 DESPRE SCHIMBĂRI... TEHNOLOGICE ŞI NU NUMAI...
ABOUT CHANGES... TECHNOLOGICAL AND NOT ONLY...
5 EXPLORĂRI LINGVISTICE ÎN INGINERIA AUTOVEHICULELOR (VII)
A LINGUISTIC JOURNEY IN THE FIELD OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (VII)
9 ECUAȚIA GENERALĂ DE MIȘCARE – NIMIC MAI SIMPLU!?
THE GENERAL EQUATION OF MOTION - NOTHING SIMPLER!?
16 IMPROVING DIESEL ENGINE OPERATION
FOR A GREENER ENVIRONMENT USING HYDROGEN FUELLING
ÎMBUNĂTĂȚIREA FUNCȚIONĂRII MOTORULUI DIESEL PENTRU UN MEDIU ÎNCONJURATOR MAI CURAT FOLOSIND ALIMENTAREA CU HIDROGEN
20 A REVIEW ON THE CONTAMINATION OF USED ENGINE OIL
STUDIU STATISTIC PRIVIND CONTAMINAREA ULEIULUI DE MOTOR UZAT
26 A PATRA EDIȚIE A UNIVERSITĂȚII DE VARĂ
ÎN INGINERIA AUTOVEHICULELOR – UNIVIA 2020
THE FOURTH EDITION OF THE SUMMER UNIVERSITY IN AUTOMOTIVE ENGINEERING – UNIVIA 2020

REGISTRUL AUTO ROMÂN
Director general
Radian TUFĂ
Director adjunct
Iosif-Dorin CÂNDEA
Director tehnic
Claudiu Ion MIJA
Director economic
Alina-Mihaela NIȚĂ
Director dezvoltare
Cristian SILAGHI
Director infrastructură
George-Adrian DINCĂ

Șef Compartiment Comunicare și Redacție Revistă Auto Test
Roxana DIMA
Redactori
Radu BUHĂNIȚĂ
Emilia PETRE
George DRUGESCU

Contact:
Calea Griviței 391 A,
sector 1, cod poștal 010719,
București, România
Tel/Fax: 021/202.70.17
E-mail: autotest@rarom.ro
www.rarom.ro
www.autotestmagazin.ro

SIAR

Contact
Facultatea de Transporturi
Universitatea Politehnica
București
Splaiul Independenței 313
Sala JC 005, Cod poștal 060042, sector 6, București, România
Tel/Fax: 021/316.96.08
E-mail: siar@siar.ro
www.ingineria-automobilului.ro
www.siar.ro
https://www.facebook.com/SIAR.FISITA/

TIPAR
S.C. PAPER PRINT INVEST S.R.L.
Șos. Baldovinești nr. 20, Brăila
Jud. Brăila

Reproducerea integrală sau parțială a textelor și imaginilor se face numai cu acordul Revistei Auto Test, a Registrului Auto Român.
The authors declare that the material being presented in the papers is original work, and does not contain or include material taken from other copyrighted sources. Wherever such material has been included, it has been clearly indented or/and identified by quotation marks and due and proper acknowledgements given by citing the source at appropriate places. The views expressed in the articles are those of the authors and are not necessarily endorsed by the publisher. While every case has been taken during production, the publisher does not accept any liability for errors that may have occurred.

SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA

Președinte: Prof. dr. ing. **Adrian-Constantin CLENCI**, Universitatea din Pitești
Președinte de onoare: Prof. dr. ing. **Eugen-Mihai NEGRUȘ**, Universitatea Politehnica din București
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. **Cristian-Nicolae ANDREESCU**, Universitatea Politehnica din București
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. **Nicolae BURNETE**, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Vicepreședinte: 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-Nicolae MIHON,** Universitatea Politehnica din Timișoara
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. **Victor OȚĂT**, Universitatea din Craiova
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. **Ion TABACU**, Universitatea din Pitești
Secretar General: Prof. dr. ing. **Minu MITREA**, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I" din București

COMITETUL ȘTIINȚIFIC

Prof. **Dennis ASSANIS**
University of Michigan, Michigan, United States of America

Prof. **Rodica A. BĂRĂNESCU**
University of Illinois at Chicago College of Engineering, United States of America

Prof. **Nicolae BURNETE**
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, România

Prof. **Giovanni CIPOLLA**
Politecnico di Torino, Italy

Dr. **Felice E. CORCIONE**
Engines Institute, Naples, Italy

Prof. **Georges DESCOMBES**
Conservatoire National des Arts et Metiers 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 OȚĂT**
Universitatea din Craiova, România

Prof. **Pierre PODEVIN**
Conservatoire National des Arts et Metiers de Paris, France

Prof. **Andreas SEELINGER**
Institute of Mining and Metallurgical Machine, Engineering, Aachen, Germany

Prof. **Ulrich SPICHER**
Kalrsuhe 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 – **Attila PAPP**
Registrul Auto Român – RAR – **Radian TUFĂ**
Renault Technologie Roumanie – **Alexander SIMIONESCU**
Uniunea Națională a Transportatorilor Rutieri din România – UNTRR – **Radu DINESCU**

COLEGIUL DE REDACȚIE

Editor in Chief
Cornel STAN
West Saxon University of Zwickau, Germany
E-mail: *cornel.stan@fh-zwickau.de*

Technical and Production Editor
Minu MITREA
Military Technical Academy, Bucharest, Romania
E-mail: *minumitrea@yahoo.com*

Reviewers:
Liviu BOCÎI • Alexandru BOROIU • Salvadore Mugurel BURCIU • Alexandru CERNAT • Valerian CROITORESCU • Radu DROSESCU • Nicolae FILIP • Marius Ioan GHEREȘ • Ioan LAZA • Dorin LELEA • Claudiu – Laurențiu MANEA Marin – Stelian MARINESCU • Liviu MIHON • Minu MITREA • Rodica NICULESCU • Adrian – Constantin SACHELARIE • Virgil Gabriel TEODOR • Bebe TICĂ • Stelian ȚĂRULESCU

Contributors:
Miruna Diana ARMIONI
Silvia BONCESCU
Alexandru CERNAT
Laura CÎȚU
Adrian CLENCI
Ioan LAZA
Adina MATROZI
Nicolae Liviu MIHON
Ionel MIRICA
Niculae NEGURESCU
Nikolaos Cristian NUȚU
Constantin PANA
Ion PREDA
Sorin Aurel RAȚIU
Ștefan TABACU

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

Web of Science Clarivate Analytics

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

EXPLORĂRI LINGVISTICE ÎN INGINERIA AUTOVEHICULELOR (VII)

A LINGUISTIC JOURNEY IN THE FIELD OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (VII)

Prof. dr. ing.
Ion PREDA[1]
pion@unitbv.ro

Prof. dr. ing.
Adrian CLENCI[2]

Prof. dr. ing.
Ștefan TABACU[2]

Conf. dr.
Laura CÎȚU[3]

Conf. dr.
Adina MATROZI[3]

Lector dr.
Silvia BONCESCU[3]

[1] Universitatea Transilvania din Brașov, Departamentul de Autovehicule și Transporturi, Str. Politehnicii, Nr. 1, 500024 BRASOV, România
[2] Universitatea din Pitești, Departamentul Autovehicule și Transporturi, Str. Târgu din Vale, Nr. 1, PITEȘTI, România
[3] Universitatea din Pitești, Departamentul de Limbi Străine Aplicate, Str. Târgu din Vale, Nr. 1, PITEȘTI, România

Termenul pe care-l aducem acum în discuție este *șasiu* cu variantele (mai mult sau mai puțin) echivalente din franceză (*châssis*), engleză (*chassis*), germană (*Chassis, Fahrwerk*). După cum vom arăta, folosirea acestui termen generează, uneori, confuzie. Acesta este motivul pentru care am decis abordarea sa.

Înainte să prezentăm analiza nuanțelor pe care acest termen le comportă, credem că este bine să introducem modul în care se pare că el este utilizat, actualmente, în limba română (cel puțin în limbajul specialiștilor din domeniul *Ingineria Autovehiculelor*).

Așadar, pe de o parte, se poate spune că, cel mai frecvent, termenul *șasiu* este folosit în cadrul disciplinei universitare *„Caroserii și structuri portante”*, desemnând „subansamblul care susține caroseria și servește ca *bază de montaj* pentru restul subansamblurilor automobilului (motor, transmisie, direcție, frâne, suspensie) și care, la rândul său, se sprijină pe roțile vehiculului prin intermediul suspensiei; acesta reprezintă *structura principală de rezistență* (*structura portantă*) a autovehiculului și asigură preluarea și transmiterea de la un subansamblu la altul a tuturor forțelor care apar: de greutate, aerodinamice și de interacțiune a roților cu calea de rulare”. Pentru această definiție, cuvântul *șasiu* este sinonim cu *cadru* sau *ramă* (o traducere destul de exactă a cuvântului inițial franțuzesc *châssis; frame*, în engleză). Figura 1 ilustrează o astfel de situație.

Ca o consecință a acestei semnificații, se mai folosește și termenul de *autoșasiu*[1] (figura 2) care indică un autovehicul capabil să se deplaseze (dispune inclusiv de *cabină*), dar este incapabil să transporte mărfuri sau utilaje, pentru că nu are *caroserie* (fac excepție *autoșasiuri specializate în transportul unor containere de marfă, standardizate și de mari dimensiuni).*

Dacă însă, acum, ne concentrăm numai pe *autoturisme*[2], odată cu apariția *caroseriei autoportante*[3] (figura 3), care, astăzi, se poate spune că este un standard în construcția acestora, s-a renunțat la folosirea unui *șasiu* ca piesă distinctă (detașabilă sau amovibilă), altfel spus, caroseria însăși suportă întreaga încărcare și, prin urmare, preia toate solicitările generate în procesul autopropulsării.

Fig. 1. O modalitate de a prezenta caroseria și șasiul - Isuzu

Fig. 2. Autoșasiu – MAN

Continuând cu studiul modului în care este utilizat în limba română termenul analizat, pentru personalul de specialitate al companiilor multinaționale din domeniul *Automotive*[2] ce activează în România, *șasiul reprezintă totalitatea sistemelor unui vehicul pe roți, mai puțin caroseria* sau *cabina* (adică roțile și punțile, suspensia, cadrul sau rama, motorul, transmisia, direcția, frânele, rezervorul de combustibil). Această definiție este regăsită foarte adesea și în spațiul anglo-/francofon, ceea ce înseamnă că, cel mai probabil, în cadrul acestor companii, a fost preluată din documentația tehnică provenită de la companiile mamă. Deși această definiție nu este încă regăsită sau asumată în manualele universitare de specialitate din România, cadrele didactice universitare din România obișnuite să studieze în mod frecvent texte scrise în engleză/franceză/germană o folosesc în discuții colocviale și/sau în unele prelegeri academice, fiind chiar preluată în dicționarele de specialitate realizate la nivel

1.Pe poarta Întreprinderii de Autocamioane din Brașov, ROMAN, ieșeau astfel de *autoșasiuri* care se deplasau la Întreprinderea Automecanica din Mârșa pentru a li se monta *bene* și a deveni, în acest fel, *autobasculante.*

2.Pentru înțelegerea diferențelor semantice dintre *autovehicul-automobil-autoturism*, recomandăm consultarea primei părți a rubricii noastre inclusă în nr. 46/martie 2018 al Revistei Ingineria Automobilului [1]

3.Caroseria autoportantă sau monococă a apărut pentru prima dată în 1934 odată cu autoturismul Citroen Traction Avant

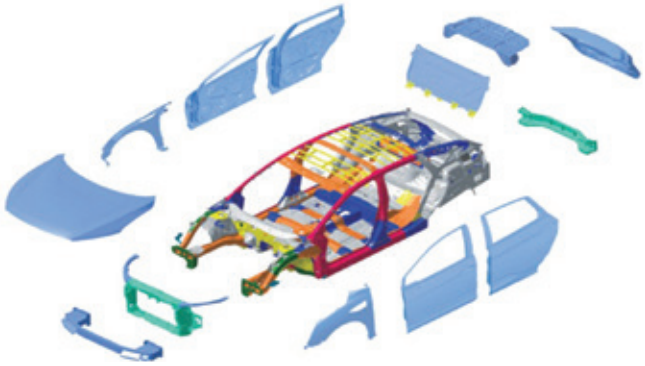


Fig. 3. Componente principale ale unei caroserii autoportante neechipate (body-in-white): structura de rezistență și elementele amovibile – Honda

național [2], [3].

În continuare, vom furniza o scurtă incursiune în etimologia acestui termen și vom aborda definițiile folosite în literatura științifică scrisă în limba engleză.

În limba română, cuvântul *șasiu* a fost împrumutat din limba franceză, unde, *châssis* are la origine latinescul *capsa*, care s-ar traduce prin „cutie", „casetă" sau „capsulă" [4]. Aceste sensuri inițiale sunt păstrate și în limba franceză, dar la care s-au adăugat altele noi (începând din secolul al XV-lea) [5]. Ele apar și în dicționarele românești [6]: „tipuri de rame sau de cadre, folosite în industrie, în legătoria de cărți, în tipografie etc". După cum se poate observa și din această definiție, de multe ori, *șasiu* este sinonim cu *cadru*, cuvânt preluat tot din limba franceză [6].

Începând cu ultima parte a secolului al XIX-lea, cuvântul franțuzesc *châssis* începe să fie utilizat și în domeniul automobilelor, cu sensul de „ansamblu (metalic) pe care se sprijină caroseria" [5]. Dicționarele explicative românești conțin și ele definiții asemănătoare: „cadru rigid de rezistență, care se montează pe roțile unui vehicul cu tracțiune mecanică (automobil, vagon, avion etc.) și care suportă caroseria" [6]. Așadar, am putea spune că această definiție sugerează faptul că șasiul este structura portantă, „coloana vertebrală" a întregului autovehicul.

De la jumătatea secolului al XVII-lea, termenul din franceză a fost împrumutat și în limba engleză, în forma *chassis* [4] (deși există și aici sinonimul *frame*), dar și în limba germană, *Chassis* (alături de *Fahrwerk* [7]).

O foarte frumoasă prezentare a influenței pe care dezvoltarea soluțiilor tehnice de realizare a automobilelor a avut-o asupra înțelesurilor cuvântului *chassis* din engleză se găsește în lucrarea [8]. În continuare, vom aminti și noi câteva dintre aceste considerații.

La începuturile industriei automobilelor (la sfârșitul secolului al XIX-lea), persoanele care și-au dedicat mijloacele financiare și inteligența dezvoltării acestor sisteme tehnice au renunțat cel mai adesea să se ocupe de caroserie (a cărei tehnologie nu era considerată foarte complexă, conform regulilor tehnice de atunci) pentru a se concentra asupra celor mai dificile probleme ale proiectării și fabricării automobilului, în special asupra motorului, transmisiei, suspensiei, frânelor și direcției. Preluând termenul din limba franceză, ei s-au autodenumit fabricanți de șasiuri (*chassis manufacturers*), atât în Statele Unite, cât și în Marea Britanie. Caroseriile, realizate în principal din lemn, erau realizate de firme mai mici (de exemplu de unii fabricanți de roți) sau chiar de clientul final. Astfel, rezultatul activității fabricanților de șasiuri, denumit simplu și pe scurt *chassis*, devine un produs finit de sine stătător, ce putea fi condus pentru testare de către client. După livrarea lui, cumpărătorul mergea singur la un atelier pentru definitivarea automobilului (adăugarea unei caroserii).

Cadrul la care făceam referire mai sus (sau în sens larg, șasiul) este structura de rezistență integrată șasiului prin intermediul căreia se conectează între ele toate componentele mecanice ale automobilului și care susține caroseria. Utilizarea unui *cadru* (sau în sens larg, *șasiu*) ca element suport sau portant a adus numeroase avantaje pentru organizarea rațională a procesului de fabricație și simplificarea montajului (inclusiv scurtarea timpului necesar acestor activități). Șasiul, în sensul de *cadru*, a cunoscut diferite variante constructive, în funcție de evoluțiile tehnologice. Primele variante au fost construite sub forma unor grinzi cu zăbrele, alcătuite din două grinzi principale dispuse longitudinal, numite *lonjeroane*, și din mai multe grinzi transversale sau diagonale, numite *traverse*. Acest tip de construcție asigură un raport maxim între rezistența și masa ansamblului. Materialul folosit a fost mai întâi lemnul, iar mai apoi, s-a recurs la metale, precum oțelul și aluminiul [8]. În funcție de posibilitățile tehnologice și de cerințele de rezistență, secțiunile acestor grinzi au un profil deschis (cu formă simplă, de obicei profil U sau I, când se obține o rigiditate mare la încovoiere, dar mai redusă la torsiune) sau un profil închis (dreptunghiular sau cu forme mai complexe, care asigură rigidități mari deopotrivă la încovoiere și torsiune). Pentru asamblarea acestor grinzi se folosește nituirea la cald, asamblarea cu șuruburi sau sudura.

O altă soluție constructivă diferită de cea prezentată, este cea de șasiu cu grindă centrală. Acest tip de șasiu a fost adoptat la autoturisme încă din prima parte a secolului al XX-lea (din 1935 la Fiat 1500 și din 1936 la Volkswagen Käfer (Buburuză, Beetle) [8]. Soluția tehnică adoptată de colectivul de proiectanți de la VW, condus de Ferdinand Porsche, a adus o inovație importantă pentru construcția autoturismelor: structura de rezistență (care prelua rolul *șasiului*) era formată din placă centrală (podea), mărginită de grinzi transversale și praguri laterale la care erau adăugate *lonjeroane* pentru definirea consolelor față și spate; împreună, deveneau un ansamblu nedemontabil, ce s-a denumit șasiu platformă (sau mai simplu, doar *platformă*). Astfel, podeaua (în sens larg, *platforma*) devenea element structural, preluând solicitări mecanice importante. Prin atașarea (montarea) la această *platformă* a frânelor, direcției, suspensiei, roților, a sistemului de propulsie se obținea un șasiu (un autovehicul de sine stătător) pe care, apoi, se monta caroseria. Deși rigiditățile șasiului și caroseriei luate separat nu erau foarte ridicate, după montarea caroseriei pe șasiu se obținea o structură închisă, a cărei rigiditate ridicată de încovoiere și de torsiune este comparabilă cu cea a autoturismelor moderne. Acest tip de structură, *șasiul platformă*, a fost utilizat la multe autoturisme până în anii 1950, deoarece permitea un proces de asamblare relativ simplu și era potrivit pentru producerea mai multor variante de autoturisme pe același șasiu.

Deoarece pentru autoturisme cerințele au crescut permanent în ce privește performanțele dinamice, reducerea masei, utilizarea spațiului și siguranța pasivă, s-au căutat noi soluții pentru caroserie. S-a ajuns, astfel, la *caroseria autoportantă* (denumită și unitară, monocorp sau monococă) (figura 3) gândită pentru obținerea unor performanțe structurale optime în condițiile unei greutăți reduse și unui cost acceptabil. La acest tip de construcție, *șasiul* (*cadrul*) nu mai există ca subansamblu fizic, fiind parte integrantă (neamovibilă) a caroseriei, toate componentele (sistemele de propulsie, suspensie, direcție și frânare) fiind fixate pe caroserie. Procesul de producție este și el complet diferit față de cel al autoturismelor cu cadru: table de diferite grosimi (din oțeluri cu diferite calități și rezistențe mecanice sau, uneori, din aluminiu) sunt ștanțate (decupate),

ambutisate, apoi sudate (de obicei în puncte) în mici subansambluri. Prin îmbinarea lor nedemontabilă, prin sudură, se obține structura de rezistență a caroseriei (de forma unei grinzi cu zăbrele spațiale) (figura 3). După curățarea prin electroforeză și grunduire, se asamblează prin șuruburi restul componentelor (uși, aripi, capote, etc.), trecute și ele prin procesul de curățare. Acest ansamblu se numește *caroserie neechipată* (datorită culorii albe rezultate după grunduire, în engleză se numește *body-in-white*). Cerințele față de caroseriile autoportante sunt extrem de numeroase. Pe lângă cele referitoare la rezistența structurală (necesară la trecerea autoturismului peste obstacole sau pentru buna funcționare a subansamblurilor care produc și transmit puterea mecanică), apar cerințe foarte drastice privind siguranța pasivă (absorbirea energiei de impact simultan cu păstrarea unui spațiu de siguranță pentru șofer și pasageri) [9]. Numeroase alte cerințe apar cu privire la găsirea celui mai bun compromis între siguranța pasivă, organizarea spațiului, aerodinamică (inclusiv ventilarea interiorului) și estetică. Pentru obținerea performanțelor dinamice maxime este foarte important ca fiecare roată să aibă o poziție față de sol cât mai apropiată de cea la care se obține aderența maximă. De aceea, rigiditățile la încovoiere și (mai ales) la torsiune ale caroseriei trebuie să fie cât mai mari, astfel încât pozițiile roților să nu fie afectate de deformațiile acesteia. În prezentările unei noi generații ale aceluiași autoturism se evidențiază adesea că rigiditatea caroseriei a fost crescută simultan cu scăderea greutății acesteia, ceea ce înseamnă că inginerii și-au făcut bine treaba, folosind materialele potrivite și dispuse exact în locurile în care este nevoie.

La multe tipuri de autoturisme moderne, un cadru auxiliar, numit *subcadru* (*sub-frame* în engleză, *berceau* în franceză, *Hilfsrahmen* în germană), se folosește ca element de legătură între caroserie, pe de o parte, și suspensie sau grup motopropulsor, pe de altă parte. Utilizarea acestuia nu numai că permite preasamblarea celorlalte subansambluri și reglarea precisă și comodă a unor dimensiuni și unghiuri de montaj (de exemplu, unghiurile roților), în imediata apropiere a liniei principale de montaj, montarea extrem de simplă și robotizată (doar cu câteva șuruburi) a părților din față și din spate de sub caroserie (grup motopropulsor, punte), dar permite și o diminuare importantă a vibrațiilor transmise la caroserie dinspre drum, motor sau cutia de viteze.

Aproape la toate tipurile de autoturisme actuale și la unele autobuze, *cadrul* (*structura de rezistență a șasiului*) nu poate fi separat de caroserie, fiind (împreună cu podeaua) parte a *platformei tehnologice*.

Răspândirea tot mai mare a autovehiculelor electrice și hibride a adus provocări noi pentru inginerii automobiliști. Volumul și masa mare a bateriilor electrice sau a rezervoarelor cu hidrogen utilizate, precum și nevoia protejării lor în caz de impact au impus noi soluții de organizare a spațiului și de obținere a rezistenței structurale. Un exemplu de rezolvare modernă a problemei amplasării bateriilor electrice se poate vedea în figura 4.

Acest prim SUV pur electric realizat de Volvo folosește corpul bateriilor electrice ca podea și element care conferă rigiditate structurală, alături de un tunel longitudinal central.

În figura 5 se prezintă o altă soluție modernă de rezolvare a noilor provocări, găsită de producătorii japonezi pentru un autoturism cu sistem de propulsie hibrid, care folosește ca sursă primară de putere o pilă de combustibil ce funcționează cu hidrogen stocat în două butelii voluminoase. Pentru tipizare și pentru a putea fi distribuite mai bine eforturile în caz de impact, autoturismul dispune de un *șasiu* în sensul de *cadru* (în engleză, *ladder frame*, adică ramă în formă de scară, reprezentată în figură cu albastru), care susține buteliile, bateriile electrice, motorul electric și electronica de putere și care

Fig. 4. Șasiu modern (în sens larg, platformă tehnologică) al unui SUV electric – Volvo-XC40BEV

poate fi „îmbrăcat" cu trei tipuri diferite de *caroserii autoportante*.

Tendințele moderne manifestate pe piață solicită o diversificare fără precedent a automobilelor (și mai ales a autoturismelor). Această cerere nu poate fi acoperită cu costuri de producție acceptabile fără o puternică standardizare a componentelor care nu sunt vizibile pentru client sau specifice pentru anumite modele. Ca urmare, în industria de autovehicule s-a recurs la realizarea așa-numitelor *platforme tehnologice* (sau, mai simplu, doar *platforme*[4]), care implică realizarea unei infrastructuri comune pentru o familie de autovehicule. Cu alte cuvinte, *platforma* (partea care nu se vede a automobilului, adică șasiul în definiția sa cea mai largă) se „îmbracă" cu diferite tipuri de caroserii. În acest fel, clientul percepe produse diferite (de exemplu, familia Aro24 dispunea de cinci modele de caroserie la același șasiu), chiar mărci diferite (Citroen-Peugeot, Renault-Nissan-Dacia, Mini-BMW, Toyota-Lexus etc.), iar fabricantul realizează economii semnificative.

Astfel, după cum am încercat să arătăm mai sus, este destul de evident că termenul englezesc *chassis* (împrumutat din franceză și, practic, sinonim cu *frame* în acea epocă) și-a extins semnificația de la *cadru* (ca principal element de rezistență și bază de montare a componentelor automobilului) la întregul automobil cu excepția caroseriei, definiție care apare și în [10], unul dintre cele mai documentate și actuale dicționare explicative de limbă engleză din domeniul autovehiculelor, după părerea noastră.

Totuși, continuând demersul nostru prin analiza modului în care termenul în discuție este folosit în lucrări academice internaționale, constatăm abordări diferite (uneori, chiar în cadrul aceleiași lucrări). De exemplu:

- *în* lucrarea [8] găsim următoarea definiție a *șasiului*: „totalitatea subansamblurilor componente ale autovehiculului în afară de caroserie și motor";
- *în* lucrările [11], [12] și [13] se consideră că șasiul reprezintă „cadrul, roțile și sistemele de suspensie, direcție și frânare" (deci, fără motor și transmisie);
- totuși, în [8] dar și în [13], apare și sintagma *„chassis frame"*, ceea ce s-ar traduce prin *cadrul șasiului*, adică, așa cum am precizat mai sus, acea parte integrantă a șasiului, deci, nedemontabilă; rezultă, așadar, că, odată cu evoluțiile tehnologice din construcția automobilelor, s-a simțit nevoia unei nuanțări, de vreme ce, după cum se observă, există diferențe între ceea ce, mai sus, spuneam că sunt termeni sinonimi (*șasiu/chassis/châsis/Chassis-Fahrwerk* și *cadru/frame/cadre/Rahmen*);
- expresia *„chassis systems"* regăsită în [13] și [14], desemnează *sistemele șasiului*, adică acele sisteme (roțile și punțile, suspensia, direcția, frânele, conform lucrărilor citate anterior) ce sunt în legătură cu *șasiul* care, chiar la caroseriile autoportante, după cum se (sub)înțelege, există ca parte

4. Termenul *platformă* este folosit asemănător și în alte domenii. De exemplu, *platformă Windows* înseamnă un tip de calculator (hardware) pe care poate rula sistemul de operare Windows.

Fig. 5. Structură de rezistență (platformă) proiectată special și pentru a permite amplasarea celor două rezervoare de hidrogen – Honda Clarity Fuel Cell Electric Vehicle (FCEV)

componentă, neamovibilă, așa cum s-a precizat mai sus; spre deosebire de [13], în [14], la capitolul *„Chassis systems"* înainte de a trece la elementele menționate anterior, s-a simțit nevoia introducerii unei secțiuni intitulate *„Basic principles"*;

- în lucrarea [16], termenul singular *„chassis"* desemnează exclusiv elementele sistemelor de suspensie, de direcție, de frânare și, evident, roțile autovehiculului; această definiție este regăsită și într-o schemă din lucrarea [12] ce prezintă subsistemele autovehiculului, în care acel *cadru (frame)* la care făceam referire anterior este inclus nu la capitolul *chassis*, ci la capitolul *body* (adică *caroserie*, în sens larg), unde *chassis* nu apare (așa cum, poate, ne-am fi așteptat).

Prin urmare, citând doar câteva referințe bibliografice din spațiul anglofon, se observă suficiente elemente privitoare la semnificația termenului *chassis*, menite să genereze confuzie.

Așadar, ajuns în limba română pe două căi, mai întâi pe filieră franceză și apoi pe cea engleză, așa cum am încercat să arătăm, termenul șasiu are mai multe înțelesuri, mai jos, acestea fiind reluate pe scurt:

1. în situația caroseriei autoportante, specifică autoturismelor și autobuzelor, *șasiul*, ca parte integrantă și neamovibilă a caroseriei, este structura de rezistență de bază pe care sunt montate sistemele de propulsie, suspensie, direcție și frânare; în situația celorlalte tipuri de caroserii, *șasiul* este o structură distinctă de rezistență pe care se montează caroseria și prin intermediul căreia se montează sistemele de propulsie, suspensie, direcție și frânare; termenul este practic sinonim cu *cadru*;

2. *șasiul* reprezintă întregul automobil, din care se exclud caroseria și cabina (uneori și motorul și transmisia).

În concluzie, am putea spune că extinderea semnificației termenului *chassis* la un întreg vehicul (fără caroserie, dar capabil să se deplaseze), a ținut cont, mai ales, de considerente de organizare rațională a procesului de fabricație și de montaj, a fluxului de informații tehnice sau de aspecte logistice. Astfel, pe măsură ce complexitatea automobilului și a proceselor tehnologice aferente a crescut, probabil că fabricanții au simțit nevoia acestei încadrări, o dovadă fiind și tendința de generalizare a expresiei *platformă tehnologică* (șasiu, în sens larg) în industria *automotive*. O altă dovadă ar putea fi și expresia consacrată de *chassis series* (*serie de șasiu*), adică acel număr unic de identificare al vehiculului (VIN – *vehicle identifying number*) marcat pe *caroserie* într-un loc vizibil.

Ținând cont de toate aceste considerații, remarcăm faptul că în literatura de specialitate din limba engleză, termenul *chassis* este tratat pe larg și în cărțile ce abordează Dinamica Vehiculelor (*Vehicle Dynamics*) și Construcția Autovehiculelor (*Vehicle Design, Vehicle Systems*), nu numai în cele care abordează Caroseriile și Structurile portante (*Vehicles bodies*).

Astfel, prin intermediul acestui articol, evocând semnificațiile multiple ale termenului *șasiu* și modul de folosire a acestora mai ales în literatura științifică scrisă în limba engleză (cea mai des utilizată în interacțiunile profesionale ale domeniului nostru), ne dorim – așa cum am mai precizat și cu ocazia edițiilor precedente ale rubricii noastre intitulate atât de sugestiv *„Explorări lingvistice"* – să generăm reflecții din care să rezulte dezbateri fructuoase, concretizate, poate, și într-o „conciliere" potrivită a uzanțelor existente în română cu cele existente în alte limbi (în engleză, cu precădere).

BIBLIOGRAFIE:

[1] Cîțu, L., Matrozi, A., Boncescu, S., Clenci, A., *Explorări lingvistice în Ingineria Autovehiculelor (I). A linguistic journey in the field of automotive engineering (I)*. Ingineria Automobilului nr. 46, pp. 5-8, mar. 2018

[2] Popescu, M.V., Cofaru, C., *Dicționar Englez - Român, Român - Englez: Autovehicule*. 2002

[3] Frățilă, G.; Andreescu, C.; Vladu, C.; Moisescu, R.; Stan, C.; Toma, M., Cristea, G., *Dicționar explicativ pentru știință și tehnologie Român/Englez/Francez/German. Autovehicule Rutiere*. Editura AGIR. București. 2015

[4] Microsoft Encarta Dictionary, 2002

[5] Le Petit Robert de la langue française, 2006

[6] DEXonline, *Dicționare explicative ale limbii române, https://dexonline.ro*

[7] https://www.linguee.de/

[8] Genta, G. and Morello, L., *The Automotive Chassis. Vol. 2 - System Design*. Springer, 2009

[9] Tabacu, S., *Modele pentru studiul impactului frontal și lateral la automobile de fabricație românească*. Teză de doctorat. Universitatea din Pitești, 2002

[10] Motorera, *Dictionary of automotive terms. Illustrated glossary for automobiles, motorcycles, bicycles, and motors, https://www.motorera.com/dictionary/*

[11] Fenton, J. *Handbook of Automotive Powertrain and Chassis Design*. Professional Engineering Publishing, London, 1998

[12] Blundell, M., Harty, D., *The multibody systems approach to vehicle dynamics*, 2nd ed. Elsevier, ISBN 978-0-08-09942503, London. 2015

[13] Barton, D., Fieldhouse, J., *Automotive Chassis Engineering*. Springer, 2018

[14] *Bosch Automotive Handbook*, 7th edition, Bentley Publishers, 2007, ISBN 978-0-8376-1540-0, pp. 774 - 818

[15] Bosch Automotive Handbook, 8th edition, Wiley, 2011, ISBN 978-1-119-97556-4, pp. 684 – 849

[16] Modern Automotive Technology. Fundamental, service, diagnostics, 1st English edition, Europa Reference Books, Verlag Europa-Lehrmittel, ISBN 978-3-8085-2301-8, pp. 414 – 474

ECUAȚIA GENERALĂ DE MIȘCARE – NIMIC MAI SIMPLU!?

THE GENERAL EQUATION OF MOTION - NOTHING SIMPLER!?

Prof. dr. ing.
Ion PREDA
pion@unitbv.ro

Universitatea Transilvania din Brașov,
Departamentul de Autovehicule și Transporturi,
Str. Politehnicii, Nr. 1, 500024 BRASOV, România

În articolul [12], publicat într-un număr anterior al revistei, s-a discutat despre demarajul autovehiculelor și s-a arătat că se obișnuiește a se aprecia aceste performanțe cu ajutorul unei singure ecuații diferențiale, numite *ecuație generală de mișcare*. Forma acesteia

$$a = \frac{F_R - \sum R}{m_{ap}} = \frac{F_R - (R_r + R_p + R_a)}{m_{ap}} \qquad (1)$$

se regăsește în numeroase lucrări de specialitate (de ex. [13][3][8][2]). Ecuația (1) este folosită nu numai pentru calculul accelerațiilor pozitive sau negative (la demaraj sau la frânare), dar și, prin particularizare, la aflarea altor aspecte importante ale dinamicii autovehiculului: viteza maximă, rampa maximă, performanțele necesare ale motorului sau raporturile de transmitere.

În ecuația (1), notațiile folosite au următoarele semnificații: a – accelerația instantanee a autovehiculului; F_R – forța la roată totală; R_r – rezistența la rulare a autovehiculului; R_p – rezistența pantei; R_a – rezistența aerodinamică; m_{ap} – masa aparentă a autovehiculului.

În timpul deplasării, autovehiculul interacționează cu mediul (gravitația, aerul și terenul). Prin interacțiunea autovehiculul cu mediul apar întotdeauna trei rezistențe (figura 1.a): R_p la interacțiunea sa cu gravitația; R_a la interacțiunea cu aerul atmosferic și R_r la interacțiunea tuturor roților cu solul. Termenul ΣR care apare în ecuația (1) reprezintă suma rezistențelor la înaintare: $\Sigma R = R_r + R_p + R_a$.

Dar pentru a se putea deplasa, autovehiculul trebuie să genereze însă și forțe motoare (forțe active) care să poată învinge, sau măcar să echilibreze, forțele rezistente (forțele pasive) amintite anterior. Pentru aceasta, autovehiculul nu are la dispoziție decât tot interacțiunea cu mediul. Deși propulsarea cu ajutorul gravitației sau aerului este posibilă, în general aceasta se realizează prin interacțiunea roților cu solul, prin procesul fizic numit *aderență*.

Forța de aderență generată de o roată acționează în planul suprafeței de contact dintre roată și sol și poate avea orice orientare în acest plan. Pentru ca apariția ei să fie posibilă este nevoie de două elemente: contact între roată și sol (o forță de reacțiune a solului pe direcție perpendiculară pe suprafața de contact – precum Z_f și Z_s în figura 1.a) și o anumită alunecare (sau măcar o tendință de alunecare) între roată și sol.

Astfel, forța de aderență a unei roți poate fi calculată cu relația

$$F_{ad} = \mu\,\xi(\lambda)\,Z \qquad (2)$$

în care μ este coeficientul de aderență, Z – reacțiunea normală a solului, λ – coeficientul de alunecare totală (cu valori absolute cuprinse în intervalul $0 \ldots 1$), iar ξ – forța de aderență specifică, adică raportul dintre forța de aderență curentă și forța de aderență maximă; ξ este o funcție de λ, având o formă tipică precum cea din figura 2 și valori absolute cuprinse de asemena

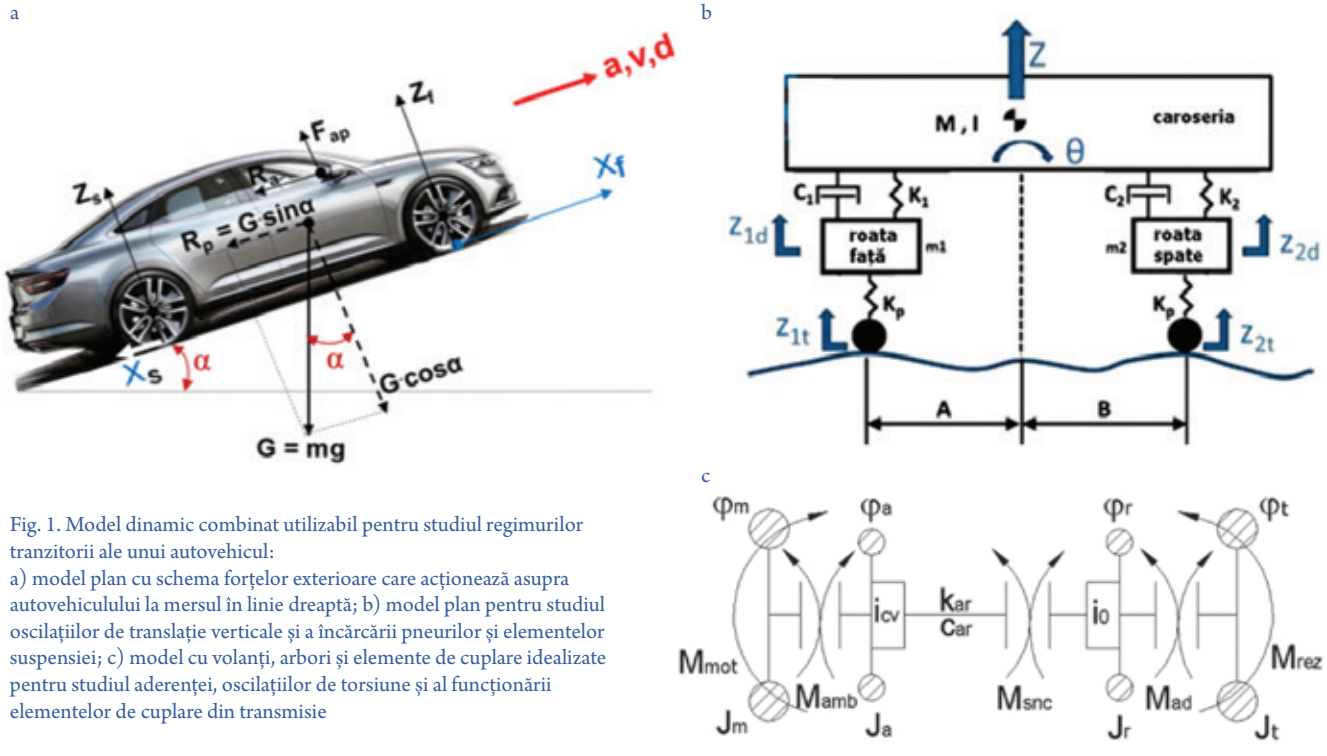


Fig. 1. Model dinamic combinat utilizabil pentru studiul regimurilor tranzitorii ale unui autovehicul:
a) model plan cu schema forțelor exterioare care acționează asupra autovehiculului la mersul în linie dreaptă; b) model plan pentru studiul oscilațiilor de translație verticale și a încărcării pneurilor și elementelor suspensiei; c) model cu volanți, arbori și elemente de cuplare idealizate pentru studiul aderenței, oscilațiilor de torsiune și al funcționării elementelor de cuplare din transmisie

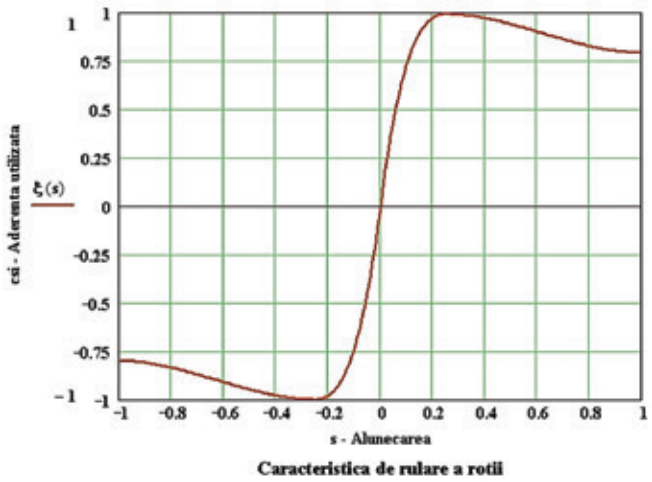


Fig. 2. Caracteristică tipică de rulare a pneului: reprezentarea forței de aderență specifice ξ în funcție de coeficientul de alunecare λ

în intervalul 0…1.

Componenta X_{tot} pe direcția de deplasare a forței de aderență însumate de la toate roțile va contribui, alături de rezistența pantei și de rezistența aerodinamică la accelerarea, decelerarea sau menținerea constantă a vitezei autovehiculului.

Pentru a afla accelerația autovehiculului, trebuie să aplicăm legea a doua a dinamicii (a lui Newton), care spune că pentru a afla accelerația unui corp pe o anumită direcție trebuie să împărțim componenta pe acea direcție a sumei forțelor exterioare la masa corpului. În conformitate cu figura 1.a, pentru direcția de mers înainte, direcția *x*, ecuația de mișcare devine:

$$a = \frac{\Sigma F_{extx}}{m} = \frac{X_{tot} - (R_p + R_a)}{m} \qquad (3)$$

unde ΣF_{extx} reprezintă suma forțelor exterioare care acționează asupra autovehiculului pe direcția *x* (numită și rezultanta forțelor exterioare sau forța netă pe acea direcție).

Se constată că între ecuațiile (1) și (3) există diferențe. Să precizăm mai întâi în ce constau acestea. În ecuația (3) apare componenta forței de aderență totale pe direcția de deplasare X_{tot}, pe când în ecuația (1) găsim forța la roată totală F_R.

O altă diferență între ecuațiile (1) și (3) constă în apariția masei aparente m_{ap} în prima, respectiv a masei reale *m* în cea de a doua. În fine, cea de a treia diferență este reprezentată de lipsa explicită a rezistenței la rulare R_r în ecuația (3). Pentru această ultimă constatare, explicația este însă simplă: componenta pe direcția de mers a forței de aderență a unei roți nemotoare (cu valoare negativă) este chiar rezistența la rulare a acelei roți (în figura 1.a, unde s-a considerat un autoturism cu tracțiune față, $X_s = R_{rs}$), iar o componentă pozitivă pe direcția de mers a forței de aderență a unei roți motoare poate să apară doar dacă a fost învinsă rezistența la rulare a acesteia.

Despre ecuația (3) se poate afirma cu certitudine că e corectă, pentru că este o particularizare a unei legi cu acceptare generală. Și atunci de ce se utilizează cu precădere ecuația (1) și nu cea care știm sigur că e corectă? Probabil că explicația utilizării atât de frecvente a ecuației (1) se datorează în cea mai mare măsură faptului că, prin forța la roată totală F_R, performanțele de demarare ale autovehiculului se raportează în mod direct la performanțele motorului și transmisiei, respectiv la cele ale sistemului de frânare și, prin aceasta la acțiunile imediate ale conducătorului.

În continuare, să vedem dacă ecuația generală de mișcare (1) înlocuiește corect ecuația (3).

Începând cu forța la roată, trebuie spus că aceasta **nu este o forță exterioară** ce acționează asupra autovehiculului, ci este o mărime convențională, care nu poate fi măsurată direct. Ea depinde de momentul motorului, de caracteristicile transmisiei și de razele dinamice r_d ale tuturor roților motoare ale autovehiculului prin următoarea ecuație de definiție:

$$F_R = \sum_{j=1}^{N_m} \frac{M_{Rj}}{r_{dj}} \qquad (4)$$

în care M_R este momentul la roată, *j* indică o roată motoare oarecare, iar N_m reprezintă numărul total al roților motoare.

Este necesar să se arate că adesea forța la roată se confundă cu forța de tracțiune, deși acestea înseamnă lucruri diferite. Dacă pentru o roată forța la roată este raportul dintre momentul la roată și raza sa dinamică, forța de tracțiune este componenta forței de aderență pe direcția longitudinală a roții.

În schimb, forța de aderență totală și componenta sa pe direcția de mers X_{tot} nu depind explicit de motor, transmisie și frâne (ecuația 2), ci doar de „istoria" deplasării vehiculului (de poziția instantanee în spațiu a autovehiculului, prin *Z*, μ și forma funcției ξ, respectiv de valorile instantanee ale vitezei de translație a autovehiculului și vitezelor unghiulare ale roților, prin λ – ecuația 12).

Într-adevăr, nu există o legătură directă, între forța la roată și forța de aderență, precum nu există o astfel de legătură între comenzile conducătorului auto și răspunsul autovehiculului! Aceasta înseamnă că autovehiculul nu poate fi condus? Ba da, dar numai într-un final și ca urmare a unui proces complex și afectat de întârzieri, care leagă acțiunea conducătorului auto de schimbarea vitezei autovehiculului. Astfel, acționând pedalele de accelerație, de ambreiaj și de frână sau levierul cutiei de viteze, conducătorul determină modificarea momentului la roată (de antrenare sau de frânare), ceea ce înseamnă că modifică forța la roată. Ca urmare se modifică accelerațiile unghiulare ale roților motoare care determină în timp schimbarea vitezelor lor de rotație. Rezultatul este schimbarea mărimii alunecării, care determină modificarea forțelor de aderență. Forțele de aderență însumate de la toate roțile modifică accelerația autovehiculului și în final se produce schimbarea vitezei de deplasare dorite de conducător, dar probabil nu la nivelul dorit de acesta. Ca urmare, conducătorul va face corecții ale comenzilor sale pentru a apropia răspunsul autovehiculului de cel pe care îl dorea. Așadar controlul dinamicii unui autovehicul nu este un proces instantaneu și proporțional cu comenzile date, ceea ce, printre altele, face necesară școala de conducere și căpătarea de experiență.

Dacă se depășește o anumită valoare a forței la roată comandate de șofer, procesul de generare a aderenței devine unul extrem de instabil, deoarece, la creșterea nivelului comenzii, forța de aderență va scădea (invers decât așteptarea conducătorului). Pentru redobândirea unei legături progresive și stabile între comenzi și forța de aderență, forța la roată trebuie redusă destul de mult și cât mai rapid, lucru pe care îl pot face doar conducătorii experimentați și nici ei chiar întotdeauna.

Prin aceasta se poate constata că modificarea forței la roată nu va conduce întotdeauna la modificarea performanțelor dinamice ale autovehiculului în sensul dorit.

Pentru că suntem răi și avem ceva cu ecuația generală de mișcare (1), să încercăm să-i mai găsim și alte probleme!

Un prim exemplu: dorim să utilizăm relația pentru pornirea de pe loc (demarare de la viteză zero). În această situație motorul funcționează (are o anumită viteză unghiulară), dar roțile nu se rotesc, deoarece autovehiculul este imobil. În acest caz rezultă că raportul de transmitere este infinit și atunci și masa aparentă este infinită (așa cum indică ecuația 21, găsită în cvasi-totalitatea cărților de dinamica autovehiculelor). Cum numărătorul fracției (suma forțelor care acționează asupra autovehiculului) are o valoare finită (cuplul maxim transmis de un ambreiaj sau un convertizor hidrodinamic

de cuplu nu pot depăși anumite valori maxime), rezultă că autovehiculul nu poate porni din loc, deoarece accelerația sa este zero. Evident, acest rezultat este incorect: în realitate, autovehiculul pornește.

Un al doilea exemplu: deși toate mărimile care intervin în ecuația (1) rămân practic la fel, știm cu toții că un autovehicul va demara mult mai lent pe gheață decât pe asfalt uscat.

Și atunci, unde este problema?

Cauza rezultatului incorect constă în aceea că ecuația a fost determinată pentru anumite condiții și este aplicată (ca în cele două exemple) pentru altele, diferite de cele presupuse. Din păcate, în majoritatea lucrărilor care prezintă ecuația generală de mișcare, aceste condiții și ipoteze sunt insuficient sau chiar prea puțin precizate, ceea ce face ca ecuația să fie utilizată adesea pentru situații neconforme, conducând astfel la rezultate incorecte sau chiar paradoxale.

Dar să încercăm să găsim unde e greșeala. Pentru aceasta ar trebui să folosim o *abordare sistematică*. Și, evident, să construim un model.

Să considerăm un autovehicul cu două punți (de ex. cu tracțiune pe roțile din față, ca în figura 1) și să vedem mai întâi care sunt componentele mecanice implicate în realizarea demarajului.

Vom începe cu corpul autovehiculului (caroseria), roțile motoare și roțile nemotoare (5 corpuri). Dar roțile motoare trebuie să fie antrenate (puse în mișcare). Pentru aceasta este nevoie de (cel puțin) un motor. Dacă acesta este unul termic (așa cum este situația, încă, la marea majoritate a autovehiculelor actuale), atunci acesta trebuie să fie combinat cu o transmisie, care să permită transmiterea puterii la distanță, împărțirea puterii la roțile motoare și compensarea unor dezavantaje ale motorului termic (precum imposibilitatea de a porni sub sarcină, de a funcționa la turații reduse, de a își schimba sensul de rotație și de a se putea adapta la totalitatea condițiilor de deplasare ale autovehiculului). Rezultă că transmisia va trebui să conțină arbori, un diferențial, un reductor (pentru micșorarea turației), o cutie de viteze (pentru schimbarea raporturilor de transmitere) și un ambreiaj sau un convertizor hidrodinamic de cuplu (pentru pornirea din loc).

Deoarece în timpul demarajului trebuie cuplate și decuplate atât un ambreiaj, cât și un dispozitiv de schimbare a treptelor de viteze (de obicei, un sincronizator), însemnă că pentru antrenarea roților motoare mai trebuie considerate încă cel puțin 2 corpuri echivalente (figura 1.c): volantul (cu arborele cotit) al motorului și arborele de intrare al cutiei de viteze (evident, considerându-se inerția tuturor pieselor solidare la mișcare cu acestea).

Aceasta înseamnă că cel mai simplu model care ar putea fi folosit pentru studiul demarajului unui autovehicul trebuie să includă minim 7 corpuri[1]. Deoarece fiecare corp poate avea 6 grade de libertate (trei translații și trei rotații), rezultă 6x7=42 grade de libertate (GdL), adică ar trebui 42 de ecuații diferențiale de mișcare!!!

Dar să ne reamintim că Albert Einstein a spus (se pare, însă, într-un alt context): „Everything should be made as simple as possible, but not simpler", adică „Totul ar trebui să fie (făcut) cât se poate de simplu, dar nu mai simplu". Să ne ocupăm de prima parte a acestei maxime și să încercăm să simplificăm modelul autovehiculului.

S1. Atât pentru arborele cotit al motorului cât și pentru arborele primar al cutiei de viteze se poate folosi doar un singur grad de libertate: rotația în jurul axei de simetrie (figura 1.c); prin aceasta sunt anulate cinci grade de libertate pentru fiecare dintre cele două corpuri echivalente; numărul gradelor de libertate ale modelului se va reduce cu 5x2=10. Modelul rămâne cu 42-10=32 GdL.

Dacă această reducere a complexității modelului (pare că) este justificabilă, pentru a mai face și altele trebuie să se recurgă la noi ipoteze simplificatoare, ceva mai greu de acceptat.

S2. O astfel de ipoteză care se face aproape întotdeauna la studierea procesului de demarare este aceea că autovehiculul se deplasează în linie dreaptă. Aceasta ipoteză va avea mai multe implicații:

- Corpul autovehiculului nu se va deplasa lateral (nu se va clătina) și nu va avea mișcare de girație; astfel se elimină 2 grade de libertate, iar modelul rămâne cu 32-2=30 GdL.
- Fiecare roată nu poate avea decât o mișcare plană, adică va avea doar trei grade de libertate: rotația în jurul axei și două translații: de săltare (ridicare-coborâre) și de zvâcnire (înainte-înapoi); se elimină astfel 3x4=12 GdL, iar modelul va avea 30-12=18 GdL.
- Drumul nu este înclinat lateral.
- Nu există componente laterale ale forțelor și momentelor aerodinamice.
- Forțele de aderență de la roți au doar o componentă longitudinală, care se suprapune cu direcția de mișcare a autovehiculului (toată forța de aderență este folosită doar pentru demarare sau frânare, nu și pentru virare sau pentru împiedicarea alunecării laterale).

S3. Următoarea ipoteză care se face este cea a simetriei comportamentului roților din stânga și din dreapta. Prin aceasta autovehiculul cu patru roți devine un vehicul cu două roți echivalente, adică un fel de motocicletă care merge doar în linie dreaptă, figura 1.a și b.

- Prin aceasta se elimină gradele de libertate considerate anterior pentru două roți (3x2=6 GdL). Modelul va avea acum 18-6=12 GdL.
- Corpul autovehiculului nu va mai putea avea mișcare de ruliu; astfel se mai elimină un grad de libertate și modelul va avea 12-1=11 GdL.

Ipoteza simetriei comportamentului roților din stânga și din dreapta presupune și îndeplinirea condițiilor de mai jos, care însă sunt greu de presupus că se întâmplă în realitate:

- Profilul vertical al drumului și coeficienții de aderență și de rezistență la rulare sunt identici la roțile din stânga și din dreapta.
- Încărcarea autovehiculului este simetrică stânga-dreapta.
- Roțile aceleiași punți (din stânga și din dreapta) sunt identice și au un comportament identic.
- Diferențialul distribuie momentul în părți egale la cele două roți.
- Apăsarea normală pe drum exercitată de cele două roți ale unei punți este identică. Dar, la autovehiculele cu motor dispus longitudinal, această ipoteză nu poate fi îndeplinită dacă motorul generează moment (din cauza momentului reactiv aplicat punții motoare)!

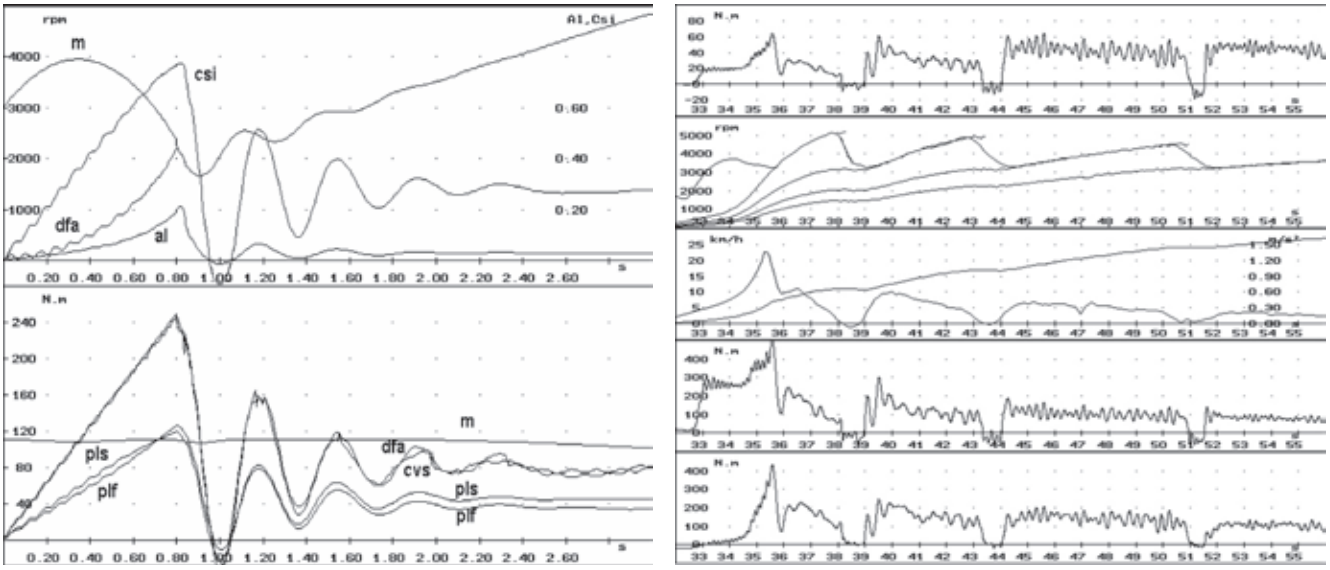
S4. Încheiem pentru moment cu următoarea ipoteză: cele două roți echivalente, din față și din spate, ale modelului nu au joc longitudinal față de corpul autovehiculului, ceea ce înseamnă că accelerațiile lor de translație vor fi identice cu accelerația corpului autovehiculului. Prin aceasta se mai elimină 2 GdL și modelul rămâne cu 11-2=9 GdL.

Din păcate, în cărțile în care se tratează dinamica autovehiculelor sunt foarte rar prezentate toate aceste ipoteze, care ar permite să se înțeleagă mai bine limitările pe care le au modelele folosite pentru demonstrații.

În acest moment al prezentării, să facem o scurtă recapitulare a corpurilor și gradelor lor de libertate considerate până acum și care au condus la modelul din figura 1:

- corpul autovehiculului are 3 GdL: zvâcnire (tr. pe X), săltare (tr. pe Z) și tangaj (rot. pe Y);

1. Adesea, mai corect ar fi să se considere încă un corp în plus, adică 8 corpuri. Pentru reducerea vibrațiilor torsionale, la autoturismele moderne se folosește un sistem de amortizare cu volant dublu (între cei doi volanți pot apărea rotații relative de ±60°), iar la autovehiculele care nu au un astfel de sistem, dar au ambreiaj cu amortizor de vibrații torsionale, între discul de fricțiune și arborele primar al cutiei de viteze pot apărea de asemenea mișcări relative mari, de ±7°.



a b

Fig. 3. Rezultate obținute prin simulare (a) și experiment (b) privind demararea unui autoturism 4x4 experimental [10];
a – sus: m și dfa – turația motorului și a discului de fricțiune al ambreiajului, al – alunecarea roților motoare din spate, csi – forța tangențială specifică a roților motoare din spate; a – jos: m, dfa, cvs, plf și pls – momentele de torsiune (reduse la volant) ale motorului, discului de fricțiune al ambreiajului, arborelui secundar al cutiei de viteze, al roților motoare din față și din spate; b (de sus în jos) – momentul transmis de ambreiaj, turațiile motorului și discului de fricțiune al ambreiajului, accelerația și viteza autovehiculului, momentul la roțile din spate, momentul la roțile din față

- roata echivalentă nemotoare are 2 GdL: săltare și rotație pe Y;
- roata echivalentă motoare are 2 GdL: săltare și rotație pe Y;
- arborele primar echivalent al cutiei de viteze are 1 GdL: rotație;
- arborele cotit echivalent al motorului are 1 GdL: rotație.

Așadar sunt 9 GdL în total, așa cum s-a calculat anterior.

Fără să permită studiul a numeroase aspecte, un astfel de model permite surprinderea unui număr destul de mare de fenomene care apar pe parcursul demarajului sau frânării unui autovehicul (precum cuplarea ambreiajului, schimbarea treptelor de viteză, apariția vibrațiilor torsionale din sistemul de propulsie sau a smuciturilor pe direcția de înaintare, relaxarea transmisiei după cuplarea ambreiajului) și poate da rezultate foarte apropiate de cele obținute experimental, ca cele prezentate în figura 3 [10].

Un astfel de model cu 9 GdL permite și calculul principalelor momente de torsiune și forțe care apar la demaraj sau frânare și care solicită componentele autovehiculului, dar și estimarea puterilor și energiilor care se pierd prin patinarea convertizorului hidrodinamic [1] sau a ambreiajului, sincronizatorului sau roților [10].

În prezent, inginerii proiectanți, parcă parafrazându-l pe Albert Einstein, încercând să facă arborii cât mai ușori, îi fac și mai puțin rezistenți (dar nu chiar într-atât încât să nu mai funcționeze corect sau să se rupă). Aceasta înseamnă că vibrațiile torsionale pot să aibă amplitudini destul de mari (figura 3) și să conducă la apariția unor solicitări mecanice mult mai mari decât cele statice.

În intenția noastră de a ne apropia de o singură ecuație diferențială de mișcare trebuie să recurgem în continuare la adoptarea unor noi ipoteze.

S5. De obicei, la simplificarea în continuare a modelului se începe cu considerarea unei rigidități foarte mari a arborilor (ceea ce tocmai am arătat că nu este adevărat). Considerând că mufa sincronizatorului este cuplată și că arborii sunt absolut rigizi la torsiune, corpurile arbore primar al cutiei de viteze și roată motoare (J_a și J_{rm} în figura 1.c) s-ar comporta cu un singur volant, care se rotește în jurul axei roții motoare. Numărul gradelor de libertate (și al ecuațiilor de mișcare) s-ar reduce la 9-1=8 GdL. Aceasta va presupune însă că studiul demarajului se poate face doar considerând că o treaptă de viteză este deja cuplată și este păstrată neschimbată pe toată durata simulării.

S6. Următoarea ipoteză simplificatoare ar fi că razele dinamice ale roților nu se modifică în timpul demarajului. Prin aceasta modelul se simplifică la 8-2=6 GdL, pentru că roțile nu mai pot avea mișcare de săltare. Această ipoteză este departe de a fi corectă: denivelările terenului, schimbarea încărcării dinamice pe roată, aplicarea unui moment variabil de antrenare (Figura 4) sau de frânare sau modificarea turațiilor roților conduc toate la modificări importante ale valorii razei dinamice față de cea statică. În plus, recurgerea la această ipoteză va conduce la pierderea unor fenomene foarte interesante, care apar, de exemplu la pornirea din loc a autovehiculelor cu cutie de distribuție fără diferențial interaxial [10], la care, în regim 4x4, se solidarizează la rotație roțile din față cu cele din spate[2].

S7. O altă ipoteză care poate permite reducerea numărului de grade de libertate este să se considere că mișcările de tangaj și de săltare ale caroseriei nu se pot produce. Ar rămâne astfel 6-2=4 GdL: rotația arborelui cotit al motorului, rotația roții motoare, rotația roții nemotoare și translația caroseriei. Și aceste ipoteze sunt greu de acceptat (chiar dacă s-ar considera un drum neted și fără variații bruște ale înclinării longitudinale).

Pe de o parte, la viteze mari, componenta normală pe cale a forței aerodinamice poate deveni importantă, producând portanță la autovehiculele obișnuite (forța F_{ap} în figura 1.a), respectiv deportanță (portanță negativă sau apăsare) la automobilele sport sau de curse. Aceste influențe ar modifica razele dinamice ale roților și deformațiile arcurilor suspensiei (dacă aceasta există), generând săltarea și tangajul caroseriei.

Pe de altă parte, ipoteza lipsei tangajului și săltării caroseriei pot fi admise cu greu, deoarece regimul accelerat al unui autovehicul (fie el și fără suspensie, precum un tractor obișnuit) este însoțit în mod continuu de un transfer de încărcare de la roțile unei punți la cele ale celeilalte punți (la demarare se descarcă roțile din față și se încarcă cele din spate). În unele lucrări [6], transferul de încărcare normală

2. Din cauza creșterii razei dinamice a roților din față si a micșorării celei a roților din spate, roțile din față alunecă mult mai mult decât celelalte, motiv pentru care contribuie într-o proporție mai mare decât ne-am aștepta la accelerarea autovehiculului.

Fig. 4. Modificarea razei dinamice a roții unui dragster în timpul unui demaraj, cauzată în special de momentul motor aplicat

a roților este luat în considerare, dar presupunându-se că apare instantaneu, fără mișcări ale caroseriei. Deși mai aproape de realitate, nici această ipoteză nu se susține, deoarece ar presupune ca toate forțele exterioare (deci și accelerația) vehiculului să rămână constante, deși viteza e variabilă.

S8. Încă o ipoteză care se poate face constă în a considera că ambreiajul este complet cuplat sau convertizorul hidrodinamic de cuplu este blocat. Astfel, în modelul simplificat, inerția de rotație a pieselor motorului se va adăuga la cea a roții motoare, ca și când acestea ar forma un singur corp echivalent [13][3][8]. Ar rămâne astfel 4-1=3 GdL: rotațiile roților nemotoare și motoare și translația caroseriei pe direcția de mers. Deci, cu acest model cu doar 3 grade de libertate, studiul demarării de pe loc (de la viteză zero) nu se mai poate face!

S9. Altă ipoteză care se face adesea este includerea inerției la rotație a roții nemotoare echivalente ca o componentă a inerției de translație a corpului autovehiculului. Numărul gradelor de libertate va scădea astfel la 3-1=2. Această ipoteză va putea fi considerată numai dacă se poate neglija alunecarea roții nemotoare (din model) față de sol. Evident, ipoteza nu poate fi acceptată dacă la roata nemotoare se aplică un moment de frânare (de exemplu, la pornirea de pe loc cu frâna de mână trasă, la autoturismele cu tracțiune pe față).

S10. În fine, trecerea de la două ecuații diferențiale la doar una singură (ecuația 1) nu se poate face decât dacă se consideră cunoscută mărimea alunecării (patinării) roților motoare sau se fac alte ipoteze simplificatoare în legătură cu aceasta.

Evident, simplificările prezentate pot fi efectuate și în altă ordine, iar modelele pot avea complexități diferite, în funcție de scopul urmărit. De exemplu, în lucrarea [13] sunt prezentate modele asemănătoare dar și mai complexe decât cele din figura 2, folosite pentru studiul vibrațiilor cuplate care apar în transmisia și suspensia autocamioanelor și tractoarelor, iar în [1], cu un model cu 3 grade de libertate, se studiază comportamentul unei autobasculante grele care dispune de un convertizor hidrodinamic de cuplu.

Pentru deducerea ecuației generale de mișcare, în lucrarea [8] se recurge la considerarea a trei corpuri echivalente: autovehiculul are doar o masă în translație (caroseria), o roată nemotoare și o roată motoare (figura 5), fiecare roată putând avea translație pe direcția de mers și rotație în jurul axei. Deși în această lucrare nu se menționează ipotezele simplificatoare utilizate, ea reprezintă una dintre cele mai elaborate (și corecte) modalități de demonstrare a ecuației generale de mișcare (1).

Combinând masa caroseriei cu cele ale roților (în conformitate cu ipoteza – neprezentată însă în demonstrație – că nu există mișcare relativă pe direcția de mers între roți și caroserie) se ajunge la o singură masă în translație, masa totală a autovehiculului *m*. Rezultă astfel un model cu trei grade de libertate (așa cum s-a prezentat la simplificarea S8). Modelul matematic se obține prin scrierea sistemului de ecuații diferențiale pentru mișcarea de translație a autovehiculului, ecuația (5) și pentru rotația celor două roți (ale modelului), ecuațiile (6):

$$m\,a = \Sigma X_{Rj} - G\sin\alpha - R_a \qquad (5)$$

$$J_{Rj}\varepsilon_{Rj} = M_{Rj} - X_{Rj}r_{dj} - Z_{Rj}e_j, \quad j=1,2 \qquad (6)$$

Se poate observa că ecuația (5) obținută în acest mod este în fapt ecuația (3), întrucât $R_p = G\sin\alpha$.

Prin împărțirea ecuațiilor (6) la raza dinamică r_{dj}, acestea devin:

$$X_{Rj} = \frac{M_{Rj}}{r_{dj}} - Z_{Rj}\frac{c_j}{r_{dj}} - \frac{J_{Rj}}{r_{dj}}\varepsilon_{Rj} = F_{Rj} - Z_{Rj}f_j - \frac{J_{Rj}}{r_{dj}}\varepsilon_{Rj} \qquad (7)$$

iar prin introducerea ecuațiilor (7) în ecuația (5) aceasta ia forma:

$$m\,a + \sum_{j=1}^{2}\frac{J_{Rj}}{r_{dj}}\varepsilon_{Rj} = \left(m + \sum_{j=1}^{2}\frac{J_{Rj}}{r_{dj}}\frac{\varepsilon_{Rj}}{a}\right)a = m_{ap}\,a = \sum_{j=1}^{2}F_{Rj} - \sum_{j=1}^{2}R_{rj} - R_p - R_a \qquad (8)$$

Făcându-se identificarea termenilor:

$$m_{ap} = m + \sum_{j=1}^{2}\frac{J_{Rj}}{r_{dj}}\frac{\varepsilon_{Rj}}{a}, \quad F_R = \sum_{j=1}^{2}F_{Rj} \quad \text{și} \quad R_r = \sum_{j=1}^{2}R_{rj} \qquad (9)$$

se constată că ecuația (8) este chiar ecuația generală de mișcare (1).

Prin prima ecuație (9) se ajunge la noțiunea de *masă aparentă* (sau masă echivalentă sau masă efectivă), adică masa unui corp echivalent care, atunci când se deplasează linear cu aceeași viteză ca autovehiculul, are aceeași energie cinetică ca suma părților solidare la mișcare ale autovehiculului. Evident, masa aparentă a autovehiculului m_{ap} este mai mare decât masa reală a acestuia, deoarece acest termen înglobează și inerția pieselor din componența sistemului de propulsie și de rulare care se află în mișcare solidară cu roțile autovehiculului (masa în translație, roți, arbori, volant, biele, pistoane etc.). De aceea, în mișcare accelerată, autovehiculul se

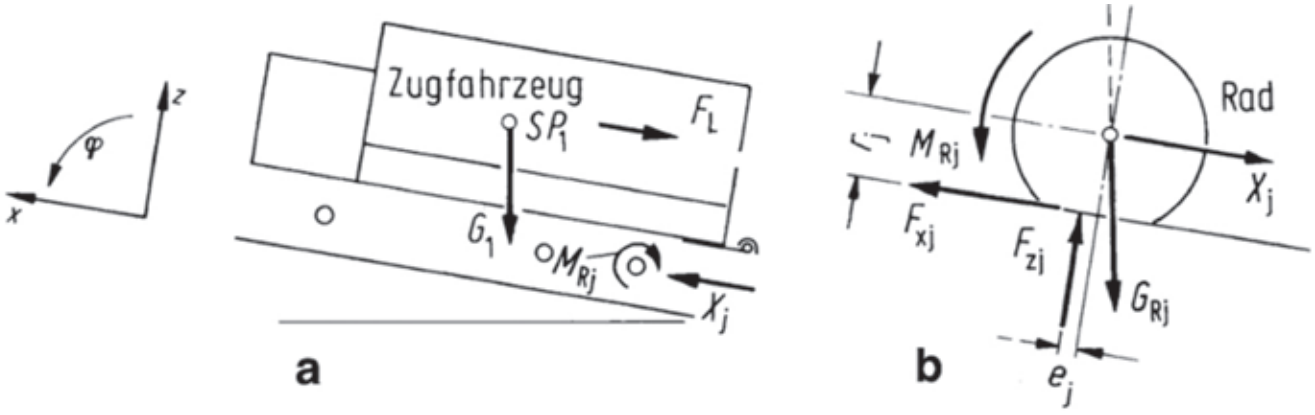


Fig. 5. Model dinamic cu 5 GdL (translația caroseriei și translația și rotația roților nemotoare și motoare) folosit pentru deducerea ecuației generale de mișcare (adaptare după [8])

comportă ca și cum ar avea o masă mai mare decât cea reală.

În continuarea demonstrației din lucrarea [8] se consideră (din nou fără explicații) că

$$\frac{\varepsilon_{Rj}}{a} = \frac{\frac{d\omega_{Rj}}{dt}}{\frac{dv}{dt}} = \frac{1}{\frac{dv}{d\omega_{Rj}}} = \frac{1}{r_{rj}} \qquad (10)$$

Dar, prin definiție, raza de rulare a unei roți este și atunci

$$\frac{d\omega_R}{dt} = \frac{d\frac{v}{r_r}}{dt} = \frac{\frac{dv}{dt}}{r_r} - \frac{v\frac{dr_r}{dt}}{{r_r}^2}, \qquad (11)$$

ceea ce înseamnă că ecuația (10) poate fi adevărată doar dacă raza de rulare r_r este constantă. Însă, în timpul unui regim tranzitoriu de deplasare (demarare sau frânare), raza de rulare se modifică mult! De ce? Pentru că raza de rulare depinde de coeficientul de alunecare al roții, care poate lua valori foarte diferite la deplasarea cu viteză variabilă (a se vedea de exemplu curba *al* în figura 3.a-sus). Într-adevăr, dacă în continuare se consideră definiția ISO pentru coeficientul de alunecare [13][7],

$$\lambda = \frac{\omega_R r_d - v}{\max(\omega_R r_d, v)} \qquad (-1 < \lambda < \qquad (12)$$

rezultă că în cazul tracțiunii (când $\omega_R r_d > v$ și $\lambda_t > 0$) raza de rulare este

$$r_r = r_d\,(1 - \lambda_t) \qquad (13)$$

iar în cazul frânării (când $\omega_R r_d < v$ și $\lambda_f < 0$) raza de rulare este

$$r_r = \frac{r_d}{(1+\lambda_f)} \qquad (14)$$

Cu aceasta s-a demonstrat că ecuația generală de mișcare depinde de valoarea curentă a coeficientului de alunecare (λ_t la tracțiune și λ_f la frânare). Deși s-a arătat că nu este așa, să presupunem în continuare (precum în lucrarea [8]) că, în regim de tracțiune, atât raza dinamică r_d cât și coeficientul de alunecare λ_t sunt constante. Atunci, din ecuația (13) rezultă că și raza de rulare r_r este constantă. Introducând ecuația (10), care acum poate fi acceptată, în ecuația (9), rezultă expresia masei aparente a autovehiculului pentru cazul în care raza dinamică și alunecarea pot fi considerate constante

$$m_{ap} = m + \sum_{j=1}^{2} \frac{J_{Rj}}{r_{dj} r_{rj}} = m + \frac{J_{R1}}{r_{d1}^2(1-\lambda_{t1})} + \frac{J_{R2}(1+\lambda_{f2})}{r_{d2}^2} \qquad (15)$$

în care indicele 1 indică roțile motoare (din față în figura 1.a), iar indicele 2 roțile nemotoare (din spate).

Din această ecuație se poate observa că dacă patinarea roților motoare λ_{t1} este mare, masa aparentă crește foarte mult. La limită, în cazul patinării totale ($\lambda_{t1}=1$), masa aparentă devine infinită, iar autovehiculul nu poate porni din loc. În schimb, la roata nemotoare apare o alunecare de frânare, cu valoare negativă, dar foarte apropiată de zero.

Însă, coeficientul de alunecare al roților motoare nu modifică doar masa aparentă, ci și forța la roată ca funcție de viteza autovehiculului. Pentru a demonstra acest fapt se pornește de la ecuația de definiție a forței la roată prin care această se raportează la momentul efectiv al motorului M_e

$$F_{R1} = \frac{M_{R1}}{r_{d1}} = \frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r_{d1}} \qquad (16)$$

și unde i_{tr} reprezintă raportul de transmitere total, iar η_{tr} randamentul transmisiei. Deoarece în cazul tracțiunii $v=\omega_R r_r=\omega_R r_d(1-\lambda_t)$, înseamnă că atunci când apare o anumită patinare λ_t viteza autovehiculului scade relativ cu turația motorului, făcând ca graficul forței la roată să se deplaseze spre viteze mai mici. Acest aspect este amintit extrem de rar în literatură [4][5].

O scurtă remarcă și față de randamentul transmisiei η_{tr}. Deși în general se adoptă valori constante pentru acesta, trebuie spus că valoarea sa poate scădea foarte mult dacă mărimea momentului efectiv al motorului M_e se reduce. Ba mai mult, uneori, când pedala de accelerație este puțin apăsată sau când autovehiculul rulează liber (cu motorul decuplat), nu se știe apriori dacă puterea circulă de la motor spre roți sau invers, făcând problematică chiar definirea randamentului [11]. Astfel, în aceste condiții este preferabil ca momentul la roată să nu mai fie calculat ca $M_e\, i_{tr}\, \eta_{tr}$, ci ca diferență dintre momentul motor amplificat cu raportul total de transmitere și un moment global M_f al frecărilor care apar în transmisie

$$M_{R1} = M_e i_{tr} - M_{fr} \qquad (17)$$

Prin aceasta momentul la roțile motoare M_{R1} și, în consecință, și forța la roată corespunzătoare F_{R1} vor putea trece ușor de la valori pozitive (de antrenare) la valori negative (de frânare).

Revenind la ecuația generală de mișcare în forma (8), este evident că aceasta poate fi folosită și pentru studiul frânării, cu condiția ca F_{Rj} să reprezinte de fapt momentul de frânare al roții *j* raportat la raza dinamică respectivă

$$F_{Rj} = \frac{M_{fj}}{r_{dj}} \qquad (18)$$

În cazul frânării de serviciu apare o constrângere în plus, dată de modul în care sistemul de frânare distribuie momentele de frânare la cele două punți, adică $M_{f2}=f_f(M_{f1})$. Un lucru asemănător se întâmplă și în cazul autovehiculelor cu tracțiune integrală cu diferențial interaxial, deoarece diferențialul va determina o anumită proporție a momentelor la roată: $M_{R1}=f_d(M_{R2})$. Studiul devine și mai complicat în situația în care autovehicul frânează de serviciu, dar realizează simultan și frânarea cu motorul, deoarece cele două funcții f_f și f_d se combină.

Tot dificil de studiat este și procesul demarajului unui autoturism de teren fără diferențial interaxial, deoarece roțile din față sunt solidar legate de cele din spate. În acest caz, considerarea unor arbori nedeformabili care conectează roțile din față de cele din spate ar fi extrem de departe de adevăr [10] (fig. 3). Și lucrurile s-ar complica și mai mult pentru autovehicule cu mai mult de două punți motoare.

Cu toate acestea, în marea majoritate a lucrărilor de specialitate se consideră (deși în general nu se enunță acest lucru) că roțile motoare au o alunecare neglijabilă [13][3][8][2][6], deci practic nu patinează. Însă această ipoteză este falsă, așa cum s-a arătat, și intră în conflict cu un alt aforism din limba engleză, bine cunoscut în lumea automobiliștilor: *„No slip, no grip”*, adică *„Fără alunecare nu există aderență”*! De aceea este foarte ciudat și greu de înțeles cum de se consideră în general că pierderea de putere prin patinare poate fi neglijată, știut fiind că, pe un drum de calitate bună (unde se înregistrează cele mai mici alunecări) și fără a se atinge valoarea maximă a forței de aderență, aceasta poate depăși ușor, de până la 10 ori, pierderea de putere cauzată de rezistența la rulare! Ca să nu mai spunem că aproape toate autoturismele normale reușesc în prezent „să rupă aderența” (adică să depășească alunecări de 10…20%) în prima treaptă de viteze, chiar și pe drumurile de cea mai bună calitate!

Lucrurile par și mai ciudate știut fiind că patinarea este considerată întotdeauna la calculul performanțelor de tracțiune ale tractoarelor [9].

Există foarte puține lucrări în care pierderea de putere prin patinarea roților este amintită [5] și, eventual, luată în considerație la studiul performanțelor dinamice [4].

Considerând că la deplasarea autovehiculului nu există alunecare, raza de rulare devine egală cu raza dinamică și atunci masa aparentă este calculată în final (inclusiv în lucrarea [8]) cu relația

$$m_{ap} = m + \frac{J_{R1}}{r_{d1}^2} + \frac{J_{R2}}{r_{d2}^2} \qquad (19)$$

În acest caz, în concordanță cu simplificările S5 și S8, momentul de inerție asociat roților motoare devine

$$J_{R1} = J_{Rm} + J_e\, i_{tr}^2 \quad (20)$$

unde J_{rm} este momentul de inerție real al roților motoare și diferențialului, iar J_e este momentul de inerție redus la volant al pieselor în mișcare ale motorului, ambreiajului și cutiei de viteze.

Cu aceasta, masa aparentă a autovehiculului se poate calcula aproximativ cu relația

$$m_{ap} = m + \frac{J_{R2}}{r_{d2}^2} + \frac{J_{Rm}+J_e\, i_{tr}^2}{r_{d1}^2} \quad (21)$$

care se găsește în majoritatea cărților de dinamica autovehiculelor studiate ([13][3][8][2][6]) și unde se consideră și că razele dinamice rămân constante în regimuri tranzitorii (ceea ce nu este adevărat).

Mai trebuie amintit și că ecuația generală de mișcare (1) este utilizată adesea și pentru deplasarea în viraj, situație în care îndepărtarea de ipotezele enunțate este și mai mare.

Revenind la cea de a doua parte a maximei lui Einstein, "*but not simpler*", aici s-a arătat că pentru a putea înțelege și evalua cât de cât corect un proces de deplasare accelerată a unui autovehicul (cu patru roți) ar trebui să folosim un model care să conțină minim 9 ecuații diferențiale de mișcare. Un comportament dinamic surprins cu o singură ecuație de mișcare, fie ea și "generală", adică ecuația (1), va realiza o aproximare grosieră a demarajului sau frânării. Cu atât mai mult dacă ecuația se va utiliza pentru condiții de deplasare mult diferite de ipotezele simplificatoare enunțate anterior.

Așadar, foarte utilizată, deoarece este simplă ca formă și pare că leagă comenzile conducătorului și caracteristicile motorului și transmisiei de performanțele dinamice ale autovehiculului, ecuația generală de mișcare este doar aparent logică și necesită însă numeroase discuții și clarificări, atât pentru modul de deducere, pentru semnificația reală a mărimilor care intervin, dar și atenție la condițiile în care poate fi utilizată.

P.S. Am lucrat (zeci de) ani de zile cu ecuația generală de mișcare, inițial fără să îmi pun prea multe probleme dacă pot să o folosesc sau nu. Treptat însă am început să observ că sunt situații în care lucrurile nu sunt în ordine. O parte din ele le-am împărtășit aici.

Acum, la finalul acestui articol, mă gândesc că poate titlul său ar fi trebuit schimbat: „Ecuația generală de mișcare? Nimic nu este simplu!"

BIBLIOGRAFIE:

[1] Ciolan, G., Preda, I. and Pereș, G. *Cutii de viteze pentru automobile*. Ed. Didactică și Pedagogică. București, 1998.
[2] Genta, G. and Morello, L., *The Automotive Chassis. Vol. 2 - System Design*. Springer, 2009.
[3] Gillespie, T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, Inc. Warrendale, USA, 1992.
[4] Hauser, J. and Saccon, A. *Motorcycle modeling for high-performance maneuvering. Maximum velocity profile estimation*. IEEE Control Systems Magazine, pp. 89-105, 2006.
[5] Jacobson, B. Vehicle Dynamics. Compendium for course MMF062. Chalmers University of Technology, 2016.
[6] Lugner, P. Vehicle Dynamics of Modern Passenger Cars. Springer, 2019.
[7] Milliken, W. F. and Milliken, D. L. *Race car vehicle dynamics*. SAE, 1997.
[8] Mitschke, M. and Wallentowitz, H., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Springer, Berlin, 2004.
[9] Nițescu, G., Năstăsoiu, S. and Popescu, S. Tractoare. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1974.
[10] Preda, I., *Studiul solicitărilor din transmisia autoturismelor de teren, în vederea optimizării acesteia*. Teză de doctorat. Univ. din Brașov, 1994.
[11] Preda, I., Covaciu, D. and Ciolan, G. *Coast Down Test–Theoretical And Experimental Approach*. In The XI-th International Congress on Automotive and Transport Engineering CONAT 2010, Brașov, pp. 155-162, 2010.
[12] Preda, I., Clenci, A., Cîțu, L., Matrozi, A. and Boncescu, S., *Explorări lingvistice în Ingineria Autovehiculelor (VI). A linguistic journey in the field of automotive engineering (VI)*. Ingineria Automobilului nr. 54, pp. 9-12, martie 2020.
[13] Untaru, M., Poțincu, G., Stoicescu, A., Pereș, G. and Tabacu, I., *Dinamica autovehiculelor pe roți*. Editura Didactică și Pedagogică. București, 1981.

Continuare de la pagina 3

Conform unui articol pe care l-am citit recent, un autoturism electric 100% produs de un constructor european, caracterizat de un consum de 17.3 kWh/100 km, are următoarele emisii de CO_2 echivalent: în Suedia, 8 g CO_2e/km; în Germania, 60 g CO_2e/km; în Polonia, 112 g CO_2e/km. Același autoturism propulsat de un motor cu aprindere prin scânteie alimentat cu gaz natural este caracterizat de 108 g CO_2e/km, iar dacă se folosește biogazul, emisia de CO_2 echivalent scade la 30. E drept că cele 112 grame de CO_2 echivalent specifice Poloniei și poluarea asociată producerii energiei electrice nu se manifestă acolo unde se regăsesc aceste vehicule, adică în orașe, însă, aceasta nu înseamnă că trebuie să ignorăm problema. Pentru că atmosfera nu are granițe, nu-i așa? Așadar, problema *„propulsie electrică vs. propulsie termică"* nu este atât de simplă pe cât, poate, unii ar tinde să creadă și nu trebuie, în niciun caz, să fie tratată cu patimă. Din contră, obiectivitatea științifică trebuie să caracterizeze genul acesta de analize, din care, finalmente, trebuie să rezulte soluțiile cele mai potrivite pentru societatea de mâine, nepierzând, însă, din vedere nici societatea de azi (mă refer la nevoia evitării exagerărilor, a interferențelor politice nefundamentate științific ce caracterizează, se pare, o parte din hotărârile decidenților). Evident, acest editorial nu este locul cel mai potrivit pentru a dezvolta un astfel de subiect. În egală măsură, aceasta nu înseamnă că cititorul nu poate sau nu trebuie să contacteze autorul pentru a continua discuția... Totuși, mai spun aici că nu cred deloc că este în beneficiul nostru, al tuturor, să ignorăm avantajele ce ar rezulta dintr-o abordare mai echilibrată care, mergând pe exemplul furnizat anterior, să determine presiunea necesară pentru ecologizarea suplimentară a motorului termic (*near-zero emission*) și, în egală măsură, a centralelor de producție a energiei electrice. Să ne gândim numai că nicio schimbare nu se poate întâmpla peste noapte; până atunci, în această etapă de tranziție energetică în care ne aflăm, e nevoie încă de specialiști care să se concentreze și pe realizarea unor motoare termice mult mai curate, iar pe aceștia trebuie să-i creăm noi, profesorii, prin parcursul academic imaginat cu obiectivitate științifică, sprijiniți, însă, și de instrumentele naționale/europene de finanțare a cercetării științifice. Altfel spus, există încă loc pentru toți, obiectivul, numai, trebuind să fie identic: crearea unei lumi mai bune printr-o *cooperare* eficientă.

SIAR poate desigur să contribuie la toate acestea: prin cele 12 universități membre ce derulează învățământ superior în domeniul Ingineria Autovehiculelor. Însă, așa cum am scris în editorialul de acum un an, părerea mea este că e momentul și al schimbării caracterizată de intensificarea abordărilor multi- și inter-disciplinare; deci, e momentul unor cooperări solide cu colegii ce provin din domeniile Electronică, Electrotehnică, Calculatoare, Telecomunicații, Informatică, Matematică, Fizică, Chimie etc; numai astfel vom putea face față cu adevărat provocărilor viitorului (anul trecut citam un titlu de articol: *„Universities are challenged"*...).

Așadar, închei simetric, revenind la cele afirmate în debutul acestor rânduri: într-adevăr, traversăm vremuri intense ce sunt însă caracterizate de o efervescență intelectuală ce nu poate decât să ne bucure. Prin urmare, spun din tot sufletul *Gaudeamus Igitur*, iar pentru că suntem la final an, cititorilor noștri le urez sănătate, fericire, putere de muncă și le transmit invitația de a se implica, în continuare, în acțiunile SIAR pentru a face, *împreună*, din SIAR o organizație mai bună!

IMPROVING DIESEL ENGINE OPERATION FOR A GREENER ENVIRONMENT USING HYDROGEN FUELLING

ÎMBUNĂTĂȚIREA FUNCȚIONĂRII MOTORULUI DIESEL PENTRU UN MEDIU ÎNCONJURATOR MAI CURAT FOLOSIND ALIMENTAREA CU HIDROGEN

REZUMAT:
Lucrarea prezintă elemente din cadrul studiului efectuat privind îmbunătățirea performanțelor energetice și de poluare ale unui motor diesel de camion care funcționează alimentat cu motorină și hidrogen. Autorii recomandă adiția de hidrogen în colectorul de admisie al motorului, metodă cunoscută și sub numele de metoda diesel-gaz. Pentru a realiza experimentele, un motor supraalimentat de camion cu o cilindree totală de 10.34 l a fost echipat cu un sistem suplimentar de injecție pentru injecția de hidrogen. Cantitatea maximă de hidrogen a fost limitată pentru a menține viteza maximă de creștere a presiunii cât mai redusă și pentru a limita nivelul emisiei de fum. Rezultatele investigațiilor experimentale arată atat creșterea randamentului termic al motorului, cât și reducerea nivelului emisiilor de oxizi de azot și fum.

Key-Words: *pollution, diesel-gas, NOx, combustion, fuel, consumption.*

S.l. dr. ing.
Nikolaos Cristian NUTU[1]
nikolaoscristian87@gmail.com

Prof. dr. ing.
Constantin PANA[2]

Prof. dr. ing.
Niculae NEGURESCU[2]

S.l. dr. ing.
Alexandru CERNAT[2]

Dr. ing.
Ionel MIRICA[2]

[1] Universitatea Politehnica din București, Departamentul de Autovehicule Rutiere, Splaiul Independenței nr. 313, 060042 BUCURESTI, România
[2] Universitatea Politehnica din București, Departamentul de Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice, Splaiul Independenței nr. 313, 060042 BUCURESTI, România

1. INTRODUCTION

With the drastic increase in regulations as far as pollution is concerned for the diesel engines, the researchers in the field must find viable and sustainable solutions to supply the engines with fuel in a more efficient and less polluting way. A well known and excellent solution is the use of alternative fuels. Among these fuels a very good variant is hydrogen. Hydrogen can be used as an alternative fuel for both types of internal combustion engines, with spark ignition and compression ignition. In the case of spark ignition engines, the use is relatively easy, the air-hydrogen mixture can be made in the intake manifold and ignited by a spark plug. In the case of diesel engines, the most common supply method is "Diesel-Gas" [1], the injection of hydrogen in the gaseous state being made in the intake manifold, and the ignition is carried out in safe conditions by the diesel fuel jet flames. The use of hydrogen as a single fuel in compression ignition engines is difficult and requires major modifications of the injection and ignition systems, due to the high self-ignition temperature and very low cetane number, which make it virtually impossible to ignite the air-hydrogen mixture. In the table 1 some important properties of hydrogen are presented in comparison with diesel fuel properties.

Dual-fuel powered diesel engines produce less pollutant emissions than conventional ones, and no major engine modification is required. Smoke and particulate emissions are much lower in the case of dual diesel-hydrogen fuelling than in the case of the standard diesel-only engine [2]. The reduction of the amount of air introduced into the engine, due to the presence of gaseous fuel leads to a slight decrease in the level of HC and carbon monoxide emissions [3], [4]. At low loads, there is a decrease in the effective power and the indicated efficiency, compared to the diesel only supply mode.

Table 1.
Properties of diesel fuel and hydrogen [1].

Property		Diesel fuel	Hydrogen
Molecular mass, [kg/kmol]		226	2.016
Theoretical air-fuel ratio, [kg air/kg fuel]		14.7	34.32
Density		820-860	0.0899
Flammability limits in air, at 20 oC and 760 mm Hg	λi … λs	0.34 … 1.68	0.136 … 10.12
Flame velocity in air (λ=1), at 20 oC and 760 mm Hg [m/s]		-	2.37
Cetane Number		45-55	-
Min. ignition energy in air [mJ]		0.2-0.3	0.15
Heat of Vaporization [kJ/mol]		250-314	458.1
Boiling temperature, 0C, la 101300 Pa		180-359	-253
Autoignition temperature, [K]		473...493	845
Lower Heating Value	[kJ/kg]	41800	119 600

Varde et al. [5] studied the effects of hydrogen fuelling by introducing hydrogen into the intake manifold of a diesel engine. The main objective of this research was to reduce the level of particulate matter in the exhaust gases by introducing small amounts of hydrogen. The degree of substitution of diesel with hydrogen was equal to 10% in energy percentages and led to a reduction in the level of smoke emission at partial load. However, at full load the reduction in smoke emission was more modest most likely due to the small amount of air available in the cylinder. It has also been found that very low hydrogen flows have had adverse effects on the thermal efficiency of the engine, but notable improvements in efficiency have been obtained by increasing the percentage of hydrogen supplied.

In [6] the influence of the hydrogen fuelling with different degrees of substitution of diesel fuel with hydrogen on the pressure in the cylinder of a diesel engine was studied and with the increase of the degree of substitution of diesel fuel with hydrogen at low engine loads the maximum pressure and the maximum pressure rise rate was lower due to the reduction of the diesel dose

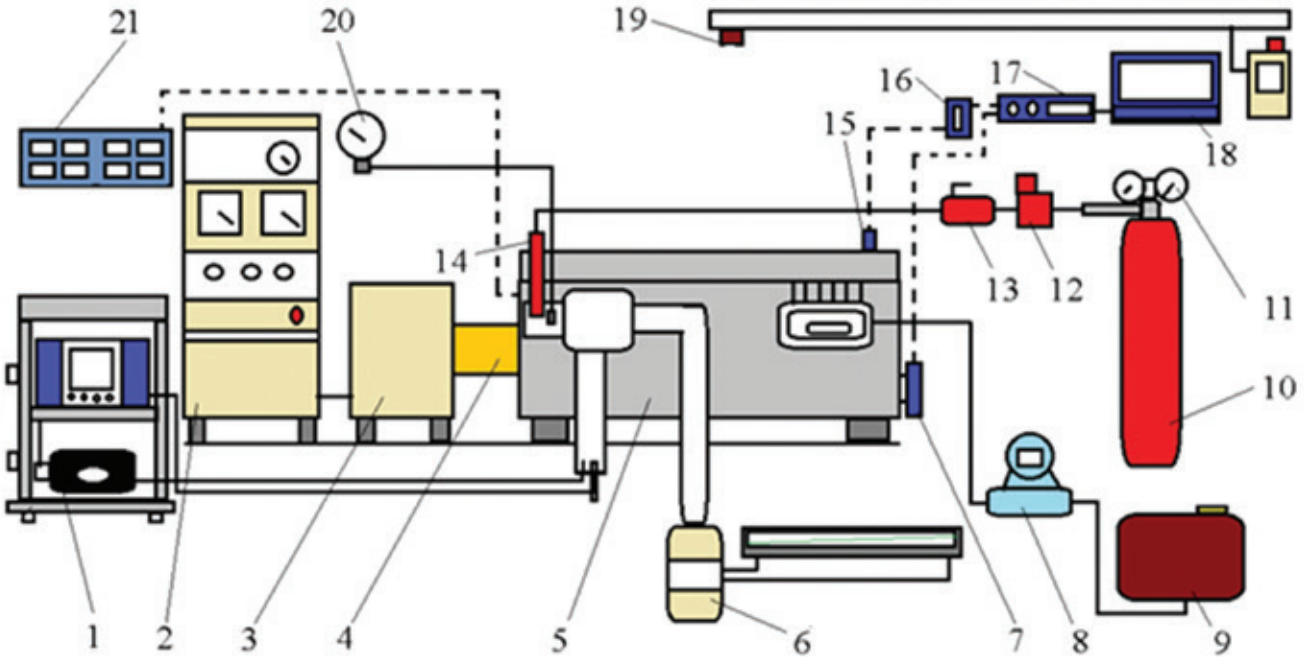


Fig. 1. The test stand diagram.

Table 2.
Characteristics of the D 2156 MTN8 engine

Characteristic	Notation	Value
The power	Pn	188 kW (256 CP)
Maximum power speed	nn	2100 rpm
Maximum torque	Mmax	890 Nm
Maximum torque speed	nM	1450 rpm
Number of cylinders	i	6
Compression ratio	ε	17.5
Supercharge pressure	ps	0.18 MPa
Stroke / bore ratio	S/D	150 mm/121 mm
Injection pressure	pi	17.5 MPa

and the increase of the self-ignition delay [6].

Haroun A.K. Shahad and Nabeel Abdul-Hadi performed an experiment on a diesel engine fuelled with hydrogen injection in the intake, observing an increase in thermal efficiency by (~ 40%) to 60-80%. At higher loads the thermal efficiency decreases dramatically due to incomplete combustion, the air excess coefficient being substantially lower [7].

The paper [8] presents the effects of hydrogen addition on the energy and pollution performance of a diesel engine powered by diesel as a pilot fuel and methane. The effect of gaseous fuel on the maximum pressure inside the cylinder and on the heat release is relatively low at low and medium loads [8]. At high loads, however, the addition of gaseous fuel contributes to increasing the efficiency of the combustion process and increasing the maximum pressure inside the cylinder. Also, the increase in the amount of hydrogen led to an increase in the maximum pressure. Also at high load the burning process has become unstable and difficult to control [8]. This is also confirmed by Gatts et al. [9], which suggests that the efficiency of the combustion process is dependent on engine load and to increase the effective thermal efficiency of the engine hydrogen should be added at high loads [9].

By using dual fuel operation, the level of CO, HC and smoke emissions decreases due to improved combustion, but there is a slight increase in CO_2 emission [3], [10].

2. EXPERIMENTAL RESEARCH

The experimental testing equipment is composed of: eddy currents engine dyno, measuring and monitoring instrumentations. In figure 1, the schematic structure of the test bed is presented.

The engine mounted on the test bed is a turbocharged direct injected D 2156 MTN diesel engine, manufactured by Roman SA Brasov. The characteristics of the engine are presented in table 2. The engine has been adapted to be hydrogen fuelled. The fuel supply method used is diesel-gas, which consist of the gaseous hydrogen injection in the intake manifold of the engine through a valve mounted at the inlet to the manifold. The injection flow was adjusted by means of a valve. The homogeneous air-hydrogen mixture is subsequently ignited by the flames that appear in the diesel fuel jets prior injected into the combustion chamber by the classic engine injection system.

Ratings: 1- AVL DiCom 4000 gas analyzer and opacimeter, 2- electric dyno control panel, 3- Hoffman turbocharged electric dyno, 4-coupling, 5- D2156 MTN8 diesel engine, 6-Meriam air flow meter, 7- AVL365C angular position transducer, 8- mass flow meter Krohne Optimass 3050 C for diesel fuel, 9- diesel fuel tank, 10- hydrogen bottle, 11-pressure reducer, 12- Alicat Scientific MCR flowmeter for hydrogen, 13- flame extinguisher, 14- hydrogen injector, 15- piezoelectric pressure transducer Kistler, 16- load amplifier AVL 3067A, 17- data acquisition system AVL Indicom, 18- computer with acquisition plate AVL 91C, 19- hydrogen sensor for the booth enclosure equipped with a warning system in the case of the detection of hydrogen leaks, 20- pressure gauge, overload pressure, 21- Shimaden indicators for intake air temperature, exhaust gases, oil and coolant.

2.1 The working procedure

In the first place the standard reference case was investigated, fuelling the engine just with diesel fuel. After the diesel fuel was partially substituted with hydrogen, aiming to maintain the standard engine power, so the diesel fuel quantity was decreased and hydrogen quantity was increased, the energetic substitute ratio of diesel fuel with hydrogen being situated between

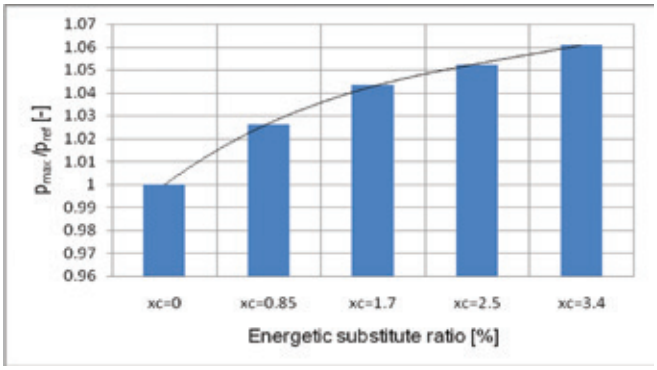


Fig. 2. The maximum in cylinder pressure relative to the diesel fuel fuelling case

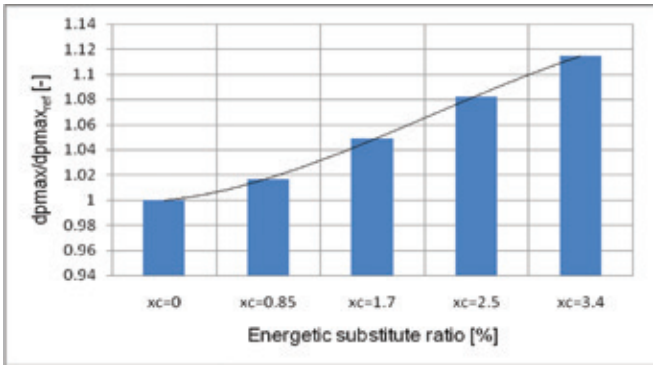


Fig. 3. The maximum rate of pressure rise relative to the diesel fuel fuelling case.

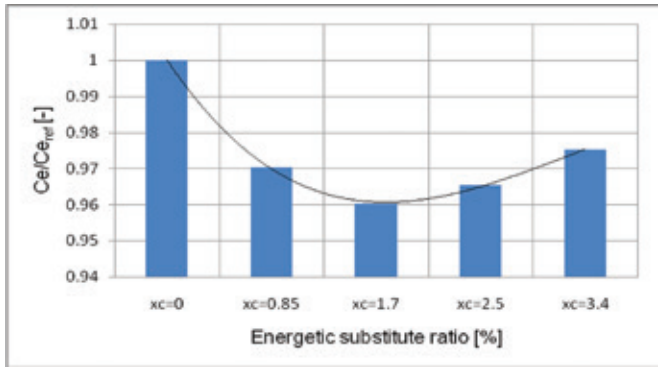


Fig. 4. The energetic specific consumption relative to the diesel fuel fuelling case.

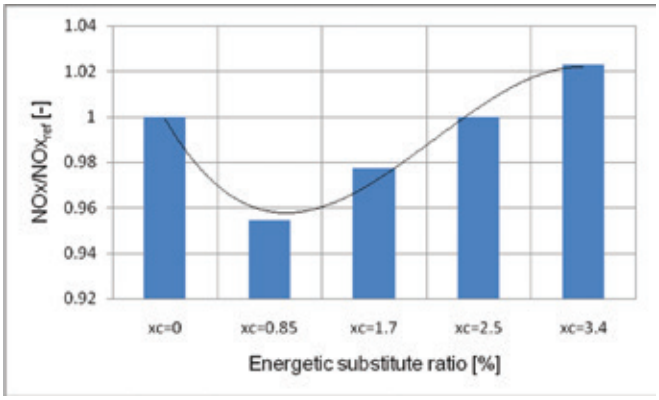


Fig. 5. The nitrogen oxides emission relative to the diesel fuel fuelling case.

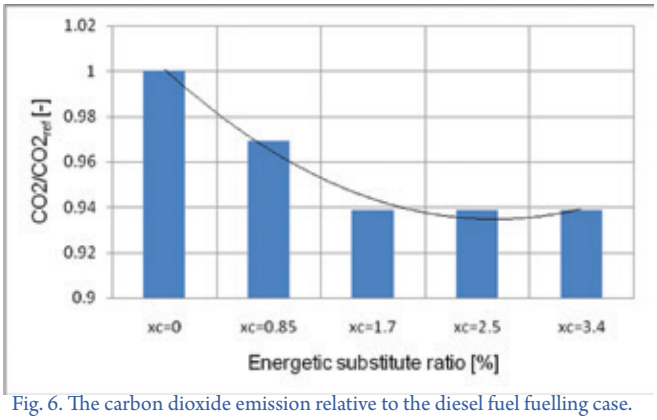


Fig. 6. The carbon dioxide emission relative to the diesel fuel fuelling case.

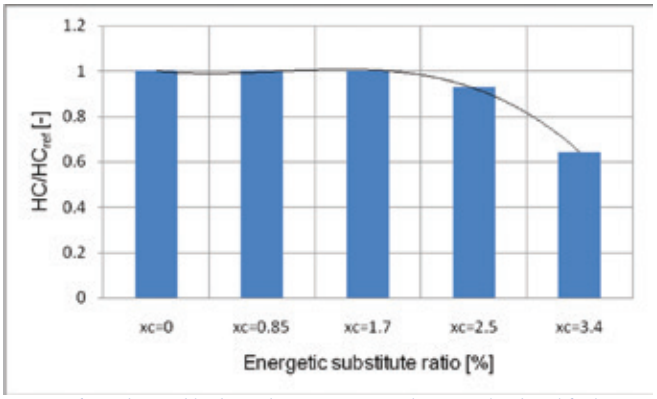


Fig. 7. The unburned hydrocarbons emission relative to the diesel fuel fuelling case.

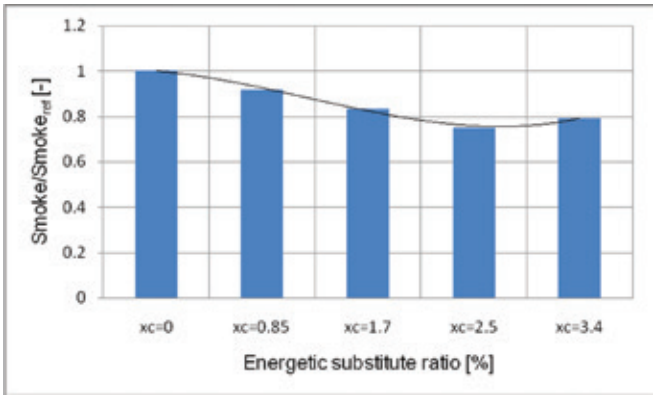


Fig. 8. The smoke emission relative to the diesel fuel fuelling case.

[0.85-3.4]. To fuel the engine with hydrogen the diesel-gas method was chosen, this method consisting of gaseous state hydrogen injection into the intake manifold of the engine. The hydrogen flow was adjusted and correlated with the working regime of the engine by means of a valve. For all the experiments the engine operating regime was 1450 rpm and 70% engine load.

3. RESULTS

The experimental investigations led to the following results.

3.1 The maximum in cylinder pressure and the maximum rate of pressure rise

By processing the experimental pressure diagrams it can be observed that both the pressure and the rate of pressure rise increased with increasing substitute ratio of the diesel fuel with hydrogen due to the increase of preformed mixtures burning ratio. In the intake stroke the engine

Table 3.
The percentage differences between hydrogen fuelling cases and diesel fuel fuelling case.

xc [%]	**pmax** [%]	**dpmax** [%]	**Ce** [%]	**NOx** [%]	**CO2** [%]	**HC** [%]	**Smoke** [%]
xc=0.85	2.61	1.64	-2.97	-4.55	-3.08	0.00	-8.33
xc=1.7	4.35	4.92	-3.96	-2.27	-6.15	0.00	-16.67
xc=2.5	5.22	8.20	-3.47	0.00	-6.15	-7.14	-25.00
xc=3.4	6.09	11.48	-2.48	2.27	-6.15	-35.71	-20.83

aspirates a homogeneous mixture of hydrogen-air and this homogeneous mixture is ignited by the flames occurred in the prior injected diesel fuel sprays. Because of this process the combustion intensifies, the preformed mixtures burns with a higher rate and the in cylinder pressure increases. Also the maximum rate of pressure rise increases. Figure 2 presents the maximum in cylinder pressure relative to the diesel fuel fuelling case for all the investigated energetic substitute ratios of diesel fuel with hydrogen. In the figure 3 the maximum rate of pressure rise is presented, also relative to the standard case of fuelling with diesel fuel.

3.2 The energetic specific consumption

The specific energetic consumption decreased with the increasing substitute rate of the diesel with hydrogen due to the improvement of the combustion process, being lower compared to the case when the engine was diesel fuel powered only. The figure 4 presents the energetic specific consumption relative to the diesel fuel only case.

3.3 The nitrogen oxides emission level

The nitrogen oxide emissions concentration in the exhaust gases of the diesel engine fuelled with hydrogen and diesel fuel decreased for relatively low rates of substitution of diesel with hydrogen due to the fact that the burning rate of hydrogen is higher than that of diesel and although the temperature of the gases increases, the formation of nitrogen oxides is delayed due to the shorter burning time and reaching the maximum gas temperature much shorter period. This influence has been established by Georgios Pechlivanoglou who established a duration of approximately 2 ms of the high gas temperature, [11]. As the degree of substitution of diesel with hydrogen increases, the influence of temperature on the nitrogen oxides formation becomes normal and their concentration start to increase. The figure 5 presents the nitrogen oxides emission relative to the diesel fuel fuelling case.

3.4 The carbon dioxide emission level

Because of the combustion process improvement and due to the reduction of carbon content of the mixture the results led to a slight decrease in the level of CO_2 emission. The carbon dioxide emission relative to the diesel fuel fuelling case is presented in the figure 6.

3.5 The unburned hydrocarbons emission level

For all the degrees of substitution of diesel fuel with hydrogen it is possible to observe the reduction of the unburned hydrocarbons emission level due to the improvement of the combustion by increasing the burning rate of preformed mixtures combustion. The figure 7 presents the unburned hydrocarbons emission level relative to the diesel fuel fuelling case.

3.6 The smoke emission level

The smoke emission level decreased for all the investigated cases when the diesel fuel was partially substituted with hydrogen because the number of carbon atoms of the fuel is lower and because the burning rate of diffusive mixtures decreases. The figure 8 presents the smoke emission level relative to the diesel fuel fuelling case.

3.7 The percentage differences

In the table 3 the precentral differences between hydrogen fuelling cases and diesel fuel fuelling case are presented.

4. CONCLUSION

1. The in cylinder maximum pressure and the maximum rate of pressure rise increased for all the investigated cases, having a maximum of 6.09% for pressure and 11.48% for the maximum rate of pressure rise.
2. The specific energetic consumption was decreased for all the investigated cases of fuelling the engine with diesel fuel and hydrogen, having a minimum of 3.96% for the substitute ratio x_c=1.7.
3. The nitrogen oxides emission level was decreased for substitute ratios between [0.85, 2.5) and increased for the substitute ratio 3.4.
4. The carbon dioxide emission level was decreased for all the investigated cases of fuelling with diesel fuel and hydrogen, recording a minimum of 6.15%.
5. The unburned hydrocarbons emission level was decreased, recording its minimum of 35.71% for the x_c=3.4 case.
6. The smoke emission level was decreased for all the cases of fuelling with diesel fuel and hydrogen, recording its minimum level of 25% for x_c=2.5.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to thank to AVL List GmbH Graz, Austria, for providing the possibility to use the laboratory instruments.
This work has been funded by the European Social Fund from the Sectoral Operational through the Financial Agreement with the title "Scholarships for entrepreneurial education among doctoral students and postdoctoral researchers (Be Entrepreneur!)", Contract no. 51680/09.07.2019- SMIS code: 124539

REFERENCES:

[1]. Popa, M. G.; Negurescu, N.; Pană, C., *Motoare Diesel, vol I. II.,* Matrix Rom. Bucureşti. 2003
[2]. Liu, Z.; Karim, G. A., *An examination of the exhaust emissions of gas fuelled diesel engines*, Journal of American Society of Mechanical Engineers, pag. 256-262, 1997.
[3]. Talibi, M.; Hellier, P.; Balachandran, R.; Ladommatos, N., *Effect of hydrogen-diesel fuel co-combustion on exhaust emissions with verification using an in-cylinder gas sampling technique*, International journal of hydrogen energy, vol. 39, 2014.
[4]. Negurescu, N.; Pana, C.; Popa, M. G.; Cernat, A., *Performance Comparison Between Hydrogen and Gasoline Fuelled SI Engine*, Thermal Science, Vol. 15 (4), pag. 1155-1164, 2011.
[5]. Varde, K.S.; Frame, G.A., *Hydrogen aspiration* in a *direct injection type diesel engine-its effects* on *smoke* and *other engine performance parameters*, Int. I. Hydrogen Energy, Vol. 8 (7), pag. 549-555, 1983.
[6]. Saravanana, N.; Nagarajana, G.; Dhanasekaranb, C.; Kalaiselvan, K.M., *Experimental investigation of hydrogen port fuel injection in DI diesel engine*, International Journal of Hydrogen Energy, vol. 32, pag. 4071– 4080, 2007.
[7]. Shahad Haroun, A. K. ; Nabeel, A.H., *Experimental Investigation of the Effect of Hydrogen Manifold Injection on the Performance of Compression Ignition Engines*, World Academy of Science, Engineering and Technology vol. 76, 2011.
[8]. Zhou, J. H.; Cheung, C.S.; Leung, C.W., *Combustion and Emission of a Compression Ignition Engine Fueled with Diesel and Hydrogen-Methane Mixture*, World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Industrial Science and Engineering Vol. 7 (8), 2013.
[9]. Gatts, T.; Li, H.; Liew, C; Liu, S; Spencer, T, Wayne, S, et al., *An experimental investigation of H2 emissions of a 2004 heavy-duty diesel engine supplemented with H2*, Int J Hydrogen Energ; vol. 35, 2010.
[10]. Pana, C., Negurescu, N., Popa, M. G., Cernat, Al., *Experimental aspects of the use of lpg at diesel engine,* U.P.B. Sci. Bull., Series D, ISSN 1454-2358, Vol. 72 (1), 2010.
[11]. Pechlivanoglou, G., *Hydrogen Enhanced Combustion History, Applications and Hydrogen Supply by Plasma Reforming*, University of Oldenburg, PPRE 2005-2007.

A REVIEW ON THE CONTAMINATION OF USED ENGINE OIL

STUDIU STATISTIC PRIVIND CONTAMINAREA ULEIULUI DE MOTOR UZAT

REZUMAT:
Uleiul de motor are un rol esențial în asigurarea funcționării optime a motorului și, implicit, a întregului automobil. Contaminarea cu diferite substanțe este un proces care modifică parametrii funcționali ai uleiului, ceea ce îl face inutilizabil. De asemenea, uleiul uzat prezintă pericolul de a degrada componentele motorului, având un impact negativ atât din punct de vedere strict mecanic, cât și economic și al factorilor de mediu. Această lucrare prezintă procesul de contaminare a uleiului de motor, inclusiv modalitățile în care aceasta se produce, tipurile de substanțe care determină contaminarea și efectele pe care le poate avea asupra motorului și asupra mediului. De asemenea, sunt analizate date statistice care compară proprietățile uleiului de motor proaspăt cu cele ale uleiului uzat și evidențiază diferențele dintre acestea.

Key-Words: *engine oil, used engine oil, internal combustion engine, contamination, environment*

S.l. dr. ing.
Sorin Aurel RAȚIU[1]
sorin.ratiu@fih.upt.ro

Conf. dr. ing.
Nicolae Liviu MIHON[2]

Conf. dr. ing.
Ioan LAZA[2]

Ing.
Miruna Diana ARMIONI[1]

[1] Universitatea Politehnica din Timișoara, Facultatea de Inginerie din Hunedoara, Str. Revoluției, Nr. 5, 331128 HUNEDOARA, România
[2] Universitatea Politehnica din Timișoara, Facultatea de Mecanică, Str. Mihai Viteazu, Nr. 1, 300222 TIMIȘOARA, România

1. INTRODUCTION

The most important role of engine oil is to ensure the lubrication of engine components. This happens when a protective oil film is formed between the components, thin enough to allow movement, but viscous enough to reduce contact between the moving components of the engine, thus preventing friction [16]. There are also other purposes fulfilled by the engine oil, such as heat transfer, protection of components against corrosive damage, sealing of possible cracks or cleaning of residual deposits.

As expected, during the process of performing its functions, the engine oil is contaminated. In addition to the mechanical impurities that accumulate gradually, the oil degrades in terms of chemical structure during combustion processes in the engine. This process is known as oil breakdown. The consequence is that the properties of the lubricant are altered to the point where it becomes not only useless for its initial purposes, but even a danger to the safety of the engine and the vehicle.

Engine oil contamination can be caused by multiple factors and manifests itself in different ways. This article aims to review the main ways of contamination, as well as to exemplify the types of contaminants that lead to the formation of used engine oil. Also, statistical data are presented, both in the form of charts and tables, which highlight the changes in the properties of the engine oil following the breakdown process. Each of the properties is analysed individually, and the differences between the values are explained. All the information presented demonstrates the need for careful monitoring of lubricant quality, changing the used oil when necessary.

2. LITERATURE REVIEW

The contamination process essentially represents the degradation of the lubricant to the point at which it can no longer adequately perform its intended functions within an engine [19]. The degradation of the oil includes both physical-chemical and thermal processes. As a result of

Table 1.
Mechanisms of engine oil contamination [19]

Mechanisms of contamination	Contaminants
Built-in contamination	Abrasive materials, polishing compounds, casting materials, fibers
External ingression	Solid particles from the intake air, exhaust gases, fuel, water, coolant
Internal generation	Wear debris, acids, additive precipitates, sludge
Contamination caused by maintenance	Solid/liquid particles introduced accidentally during oil change or lubrication system maintenance

Fig. 1. Types of wear processes in the internal combustion engine

the oxidation and polymerization of oil hydrocarbons, the formation of organic acids, gums, asphaltenes, carbons and carbohydrates takes place, which causes the viscosity to increase and intensifies the corrosion processes and the formation of deposits in the mechanisms. The exhaust gases from the engine combustion chamber, which contain sulfur and nitrogen oxides, water, carbon particles and products of partial oxidation of the fuel, also pass into the oil bath, leading to its contamination. Sulfur

Table 2.
Comparison between the kinematic viscosity and viscosity index of fresh and used engine oil

	Fresh oil (Evolution Full-Tech FE 5W-30)			Used oil		
	KV at 40°C [cSt]	KV at 100°C [cSt]	VI [-]	KV at 40°C [cSt]	KV at 100°C [cSt]	VI [-]
Experiment 1 [18]	72,8	12,2	165	106,37	12,66	113
Experiment 2 [6]				100,20	14,31	129,60
Experiment 3 [12]				115,2	17,36	160
Experiment 4 [17]				135,52	12,87	85,38
Experiment 5 [10]				136,6	13,5	89,11
Average	72,8	12,2	165	118,78	14,14	115,42

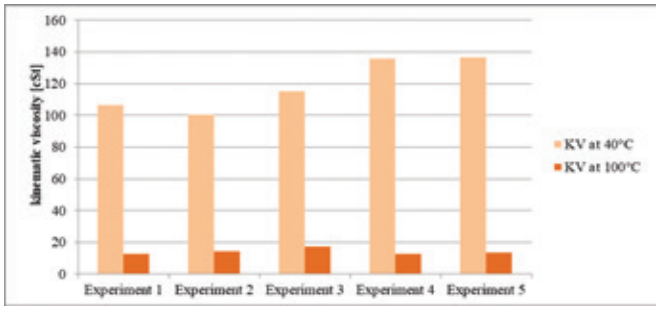


Fig. 2. Kinematic viscosity for used engine oil according to 5 different sources

and nitrogen oxides form with water the acids H_2SO_4, H_nNO_x, which cause corrosion of the parts. Partial oxidation products of the fuel participate in the formation of deposits, the carbon particles causing the wear of the parts [15].

Engine oil contamination comes in the form of four main mechanisms. These are presented in table 1.

The process of oil degradation is followed by generation of acids and metallic particles which produce engine wear. In turn, the metallic particles cause more wear, generating more contaminants, process known as the chain-reaction-of-wear [2]. There are five types of engine wear, illustrated in figure 1.

One of the criteria for classifying contaminants is the state of matter. Thus, the following three phases can be found [3]:

- Solid contaminants: metallic particles, soot, rubber particles, paint, varnish particles, tinder, fabrics, fibers;
- Liquid contaminants: water/moisture, coolant, fuel, acids;
- Gaseous contaminants: air, exhaust gases.

Another way to classify contaminants is by source, as follows [14]:

- Intake air: dust, sand, other particles;
- Combustion blow-by: soot, fuel, water/moisture, acids, exhaust gases;
- Engine wear: metallic particles, metal oxides;
- Coolant leakage: glycol.

3. COMPARATIVE ANALYSIS OF ENGINE OIL PROPERTIES

As the contaminants in the engine oil change its structure, they consequently affect its lubricating properties and worsen its characteristics. In the following, the main parameters of engine oils will be presented, in a comparative perspective, for both fresh and used oils. The measurements presented were taken from multiple sources, and when making the charts,

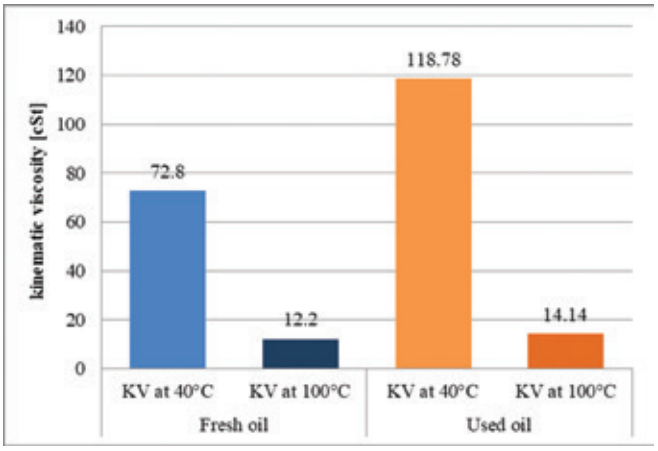


Fig. 4. The difference between kinematic viscosity for fresh and used engine oil

the averages of the values were considered. The used engine oils for which the data were selected are multigrade oils that came from different car services, following periodic lubricant changes. The fresh engine oil taken into consideration was Evolution Full-Tech FE 5W-30 [20].

1.1. Viscosity

Viscosity is the property of the oil to oppose the flow (relative motion of the constituent particles). The viscosity level of the oil significantly influences the lubrication capacity of the moving parts, depending on the temperature and speed, the friction coefficient as well as the loss of power due to friction [21].

There are two types of viscosity: dynamic (or absolute) viscosity and kinematic viscosity.

Dynamic viscosity, denoted by η, is defined as the resistance of a fluid to deformation or flow: a fluid flowing through a given orifice in a longer time than another has a higher dynamic viscosity. The dynamic viscosity usually varies slightly with pressure, but more with temperature. That is why it is necessary to mention the temperature for which the viscosity is given [16].

The kinematic viscosity (KV), denoted by ν, represents the ratio between the dynamic viscosity η and the density of the oil (lubricant) ρ (1).

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (1)$$

Viscosity index (VI) is strictly an empirical number which indicates the

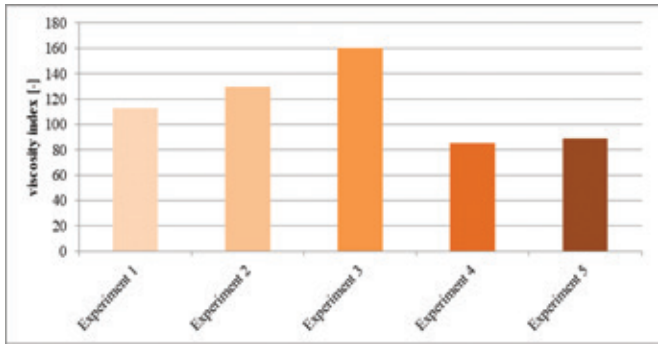


Fig. 4. The difference between kinematic viscosity for fresh and used engine oil

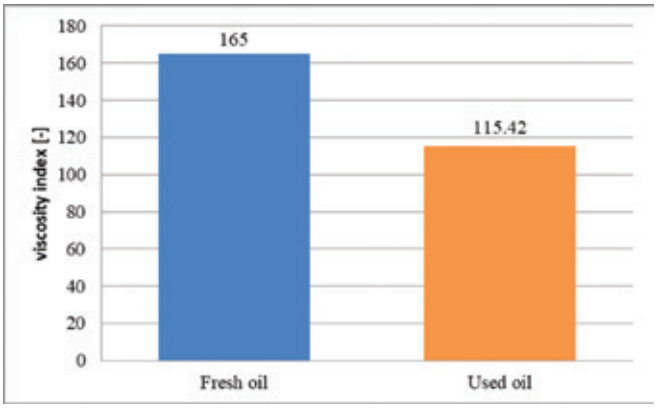


Fig. 5. The difference between viscosity index for fresh and used engine oil

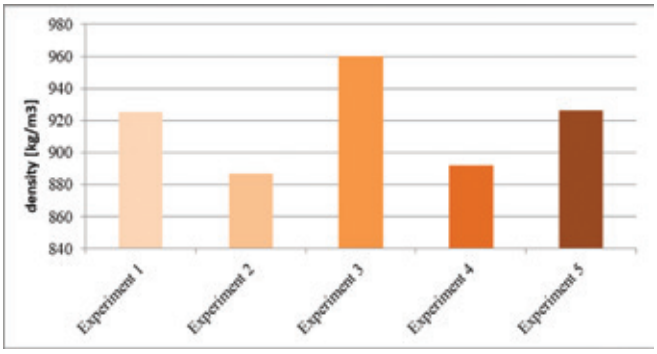


Fig. 6. Density for used engine oil according to 5 different sources

effect of variation in temperature on viscosity. A high viscosity index will always indicates a small variation in viscosity of oil with temperature, which means better protection of an engine that operates under vast temperature variations. A high value of viscosity index indicates the absence of aromatic and volatile compounds, also means good stability in its thermal properties and low temperature flow behaviors [15].

The table 2 shows the differences between the viscosity properties of fresh engine oils and those of used oils. The sets of values corresponding to the 5 experiments come from 5 different sources.

Figure 3 displays the differences between the viscosity of fresh and used engine oils. The kinematic viscosity of used engine oil, represented in this figure, is the result of the average values of the kinematic viscosities extracted from the 5 experiments presented in table 2 and figure 2. It can be observed that the used engine oil is significantly more viscous than the fresh oil. This can be explained through the oxidation process which takes place during the engine use and whose by-products are corrosive metal oxides, deposits, and varnishes which lead to an increase in the viscosity.

The viscosity index (VI) shown in figure 5 refers to the degree of change in temperature-dependent viscosity: the higher VI of fresh engine oil means a lower viscosity change with the temperature. Used oils have a lower VI, which makes them more sensitive to temperature changes. The viscosity index of used engine oil, represented in this figure, is the result of the average values of the viscosity indexes extracted from the 5 experiments presented in table 2 and figure 4.

1.2. Density

Density of engine oils represents the mass (weight in vacuum) of liquid per unit volume at 15°C [11].

Table 3 presents data on the density of fresh engine oil and various used engine oils. The sets of values corresponding to the 5 experiments come from 5 different sources.

The density of used engine oil could be higher or lower than that of its virgin base oil depending on the type of contamination. As figure 7 shows, the density of used engine oil is higher than the fresh oil's, meaning that the used oil was contaminated with soot and heavy metal particles, which added to its weight. If the used oil had been contaminated due to fuel dilution and/or water originating from fuel combustion in the engine and accidental contamination by rain, its density would have been lower than that of its fresh oil. The density of used engine oil, represented in figure 7, is the result of the average values of the densities extracted from the 5 experiments presented in table 3 and figure 6.

1.3. Flash point

Flash point measures the tendency of a sample to form a flammable mixture with air under controlled laboratory conditions. Flash point should not be confused with auto ignition temperature, which measures spontaneous combustion with no external source of ignition [11].

Table 3.
Comparison between the density of fresh and used engine oil

	Density [kg/m3]	
	Fresh oil (Evolution Full-Tech FE 5W-30)	**Used oil**
Experiment 1 [18]	855	925,3
Experiment 2 [6]		887,12
Experiment 3 [1]		960
Experiment 4 [17]		892
Experiment 5 [10]		926,1
Average	855	918,1

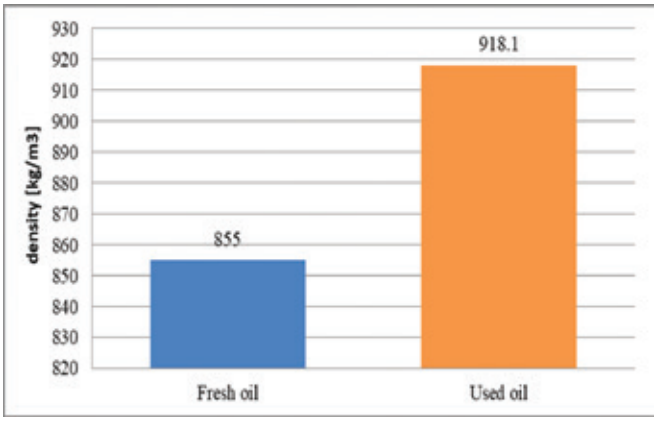


Fig. 7. The difference between density for fresh and used engine oil

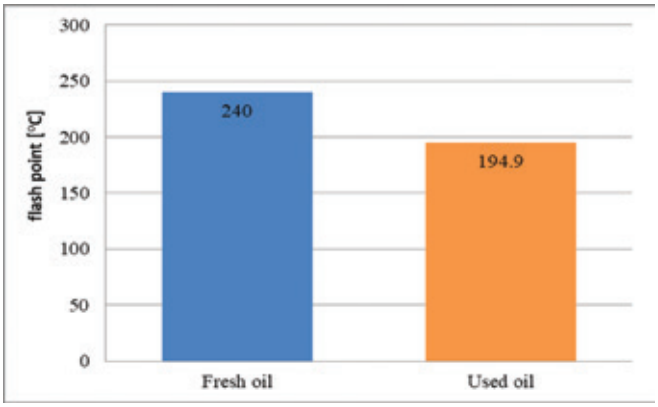


Fig. 9. The difference between flash point for fresh and used engine oil

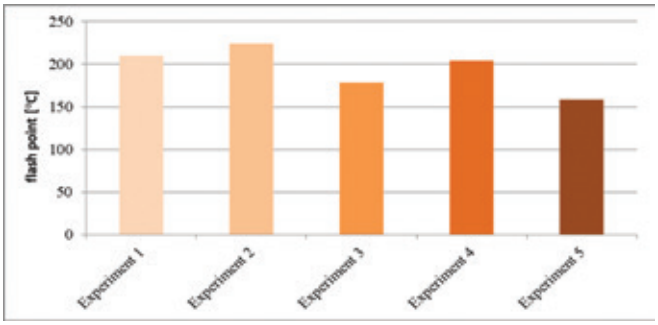


Fig. 8. Flash point for used engine oil according to 5 different source

Flash point temperatures for both fresh and used engine oils are shown in Table 4.

Figure 9 highlights the fact that used engine oil has a significantly lower flash point than the fresh oil, due to contamination with various chemicals, such as light-end hydrocarbons from fuel. Low flash point poses a safety risk to the automobile and to people, as the processes inside the IC engine can generate heat that exceeds the flash point of the contaminated oil, leading to the risk of an explosion. The flash point of used engine oil, represented in figure 9, is the result of the average values of the flash points extracted from the 5 experiments presented in table 4 and figure 8.

1.4. Pour point

Pour point is the lowest temperature at which the oil will flow. Low pour point indicates good lubricating oil [5]. Table 5 highlights the differences between the pour point of fresh and used engine oil.

As seen from Figure 11, pour point for used engine oil is notably higher than that of fresh oil. This occurs due to the depletion of the pour point depressants in the engine oil during its use and also because of the contamination of the used lubricant. The pour point of used engine oil, represented in figure 11, is the result of the average values of the pour points extracted from the 5 experiments presented in table 5 and figure 10.

Table 4.
Comparison between the flash point of fresh and used engine oil

	Flash point [°C]	
	Fresh oil (Evolution Full-Tech FE 5W-30)	**Used oil**
Experiment 1 [18]	240	210
Experiment 2 [6]		224,5
Experiment 3 [1]		178
Experiment 4 [17]		204
Experiment 5 [10]		158
Average	240	194,9

Table 5.
Comparison between the pour point of fresh and used engine oil

	Flash point [°C]	
	Fresh oil (Evolution Full-Tech FE 5W-30)	**Used oil**
Experiment 1 [6]	-54	-27,5
Experiment 2 [10]		-5
Experiment 3 [4]		-5
Experiment 4 [8]		-15
Experiment 5 [7]		-21
Average	-54	-14,7

Table 6.
Comparison between the total base number of fresh and used engine oil

	Total Base Number [mgKOH/g]	
	Fresh oil (Evolution Full-Tech FE 5W-30)	**Used oil**
Experiment 1 [18]	7,4	4,66
Experiment 2 [6]		2,73
Experiment 3 [1]		1,1
Experiment 4 [17]		4,41
Experiment 5 [10]		0,11
Average	7,4	2,6

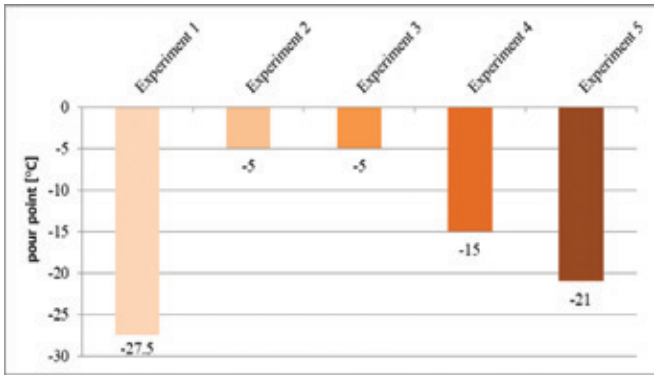


Fig. 10. Pour point for used engine oil according to 5 different sources

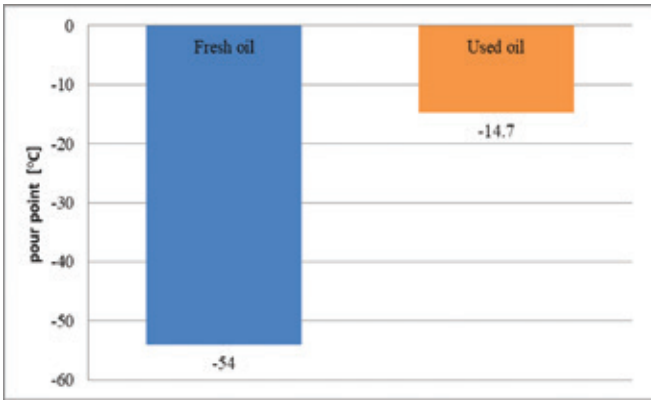


Fig. 11. The difference between pour point for fresh and used engine oil

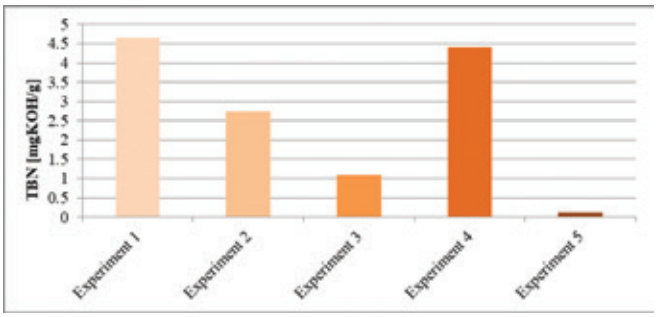


Fig. 12. Total base number (TBN) for used engine oil according to 5 different sources

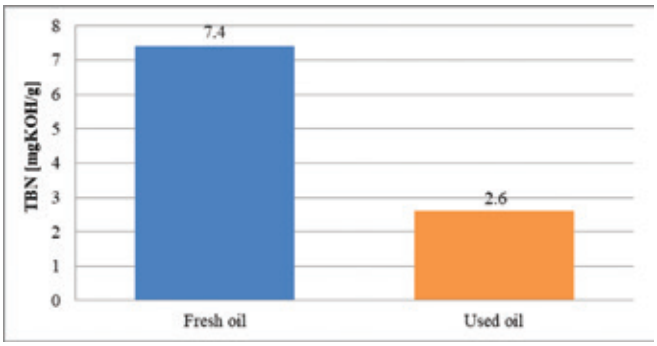


Fig. 13. The difference between total base number for fresh and used engine oil

1.5. Total Base Number (TBN)

Internal combustion engine oils are formulated with a highly alkaline base additives package to neutralize the acidic products composition. The TBN is a measure of this package and it may be used as an indication for the engine oil's replacement time. This is because TBN depletes with time in service [10]. Total base number is measured in mg KOH/g (sample).

Table 6 displays the TBN for fresh and used engine oil.

Fresh engine oils are normally formulated with a higher TBN to protect against the formation of acids caused by incomplete fuel combustion. During its life cycle, the lubricant loses its alkaline package, as shown in Figure 13, this allowing the formation of harmful acids which generate corrosion. TBN of used engine oil, represented in this figure, is the result of the average values of the TBN's extracted from the 5 experiments presented in table 6 and figure 12.

1.6. Metallic particles in used engine oils

The wear of engine components results in metallic particles, such as iron, copper, chromium, zinc, lead and tin. These particles contribute to the process of corrosion inside the engine, resulting in more abrasive particles and metal oxides.

Table 7 shows the metallic elements that can be found in most engine used oils.

Some of the metals found in the used engine oil, such as zinc and magnesium, had been added to improve its properties, as additive components. Copper (Cu) comes from the wear of bearings, valve guides and engine oil coolers. Chromium (Cr) is an indicator of excessive wear of chromed parts such as piston rings and liners. The presence of tin (Sn) particles shows the wear of pistons, certain shaft types, bearings or bushings and valve guides. Lead (Pb) is associated with bearing wear, fuel source (leaded gasoline), and contamination due to the use of galvanized containers [10]. Cadmium (Cd) is introduced in the engine oil as a contaminant during use. Manganese (Mn) appears as a product of the wear of cylinder liners,

Table 6.
Comparison between the total base number of fresh and used engine oil

Metal content [ppm]	Experiment 1 [4]	Experiment 2 [9]	Experiment 3 [8]	Experiment 4 [7]	Experiment 5 [13]	Average
Cu	4,6	13	7,53	9,4	7,2	8,35
Mg	81	150	263,18	43,5	37,1	114,96
Cr	1,5	2	15,97	3,2	2,7	5,07
Sn	1,6	1	3,43	9,7	8,3	4,81
Pb	14,6	946	167,40	403	398	385,8
Fe	72	76	35,05	58,6	56,3	59,59
Zn	1280	701	842,37	247	222	658,47

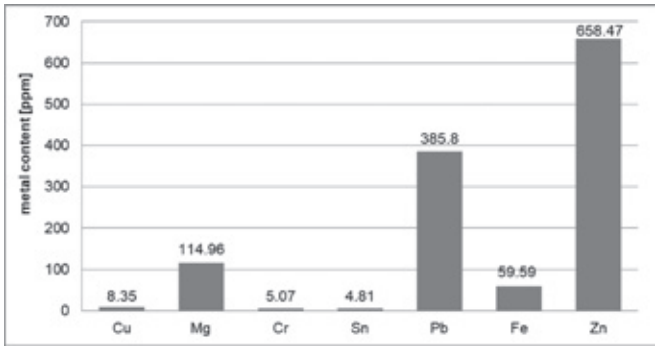


Fig. 14. Metallic particles found in used engine oil

valves, and shafts. Iron (Fe) is the most common metal that comes from the process of engine component wear and it comes from various places in the engine such as liners, camshafts and crankshaft, pistons, gears, rings, and oil pump. The metallic particles keep degrading the engine oil and the engine components, accelerating corrosion and wear.

4. CONCLUSIONS

Contamination of engine oil is a process that inevitably leads to its degradation and the need to replace it. Also, the contamination determines the appearance of the wear of the engine components, which in turn generates particles that maintain the wear process, thus creating the so-called chain reaction of wear. Wear manifests itself in various forms, such as: abrasion, adhesion, corrosion, erosion and fatigue. The major contaminants that cause them are the metal particles and acids that are formed during the combustion process.

The used engine oil changes its original properties, becoming increasingly inefficient and dangerous for engine components as it accumulates contaminants. The differences between the properties of fresh and used engine oil are easily noticed. Viscosity increases in case of contamination with metallic particles or soot and decreases for fuel contamination. Viscosity index is lower for used oil, which shows that the viscosity is significantly affected by changes in temperature. The used oil's density is higher due to the presence of heavy metals and aromatic compounds. The flash point is alarmingly low, which can lead to the risk of ignition of the oil, while the pour point is higher than that of the fresh oil, which makes it impossible for the oil to continue to flow at low temperatures. The TBN value decreases, because the neutralization additives deplete in time.

Changes in the properties of the lubricant no longer allow it to function properly inside the engine and they emphasize the need to correctly manage the entire life cycle of the engine oil. Efficient monitoring of the lubricant and knowledge of the types of contaminants detected can provide indicators of the condition of the entire engine, which prevents excessive wear in the future and reduces the negative economic and environmental impact.

REFERENCES:
[1] Abu-Elella R, Ossman M E, Farouq R, Abd-Elfatah M 2015 Used Motor Oil Treatment: Turning Waste Oil Into Valuable Products, *International Journal of Chemical and Biochemical Sciences*, 7, pp 57-67
[2] Addison J A, Needelman W M 1986 Diesel Engine Lubricant Contamination and Wear, Scientific and Laboratory Services Department Pall Corporation, New York
[3] Ali M K, Ezzat F H, El-Gawwad K and Salem M M M 2017 Effect of Lubricant Contaminants on Tribological Characteristics During Boundary Lubrication Reciprocating Sliding, *Appl. Phys. Cornell Uni.*, arXiv, 1710 04448
[4] Aljabiri N A 2018 A Comparative Study of Recycling used Lubricating Oils using Various Methods, *Journal of Scientific and Engineering Research*, 5(9), pp 168-177
[5] Awaja F, Pavel D 2006 *Design Aspects of Used Lubricating Oil Re-Refining*, Elsevier Science, The Netherlands
[6] Daham,G R, AbdulRazak A A, Hamadi A S et al. 2017 Re-refining of used lubricant oil by solvent extraction using central composite design method, *Korean J. Chem. Eng.*, 34, 2017, pp 2435–2444
[7] Danane F, Ahmia A, Bakiri A, Lalaoui N 2014 Experimental regeneration process of used motor oils, *Revue des Energies Renouvelables*, 17(2), pp 345 – 351
[8] Elsayed A E, Atya S K, Osman D I, Amin M F, Shoukry E M, Taman A R 2016 Production of Virgin Lubricating Oil from Used Engine Using Solvent Extraction and Adsorption Process, *International Journal of Novel Research in Physics Chemistry & Mathematics*, 3(3), pp 13-17
[9] Hamad A, Al Zubaidy E, Aidan A, Hadaki T, El-Kareh N 2002 Used Oil Recycling And Treatment In The United Arab Emirates Economical And Environmental Assessments, *The 6th Saudi Engineering Conference, KFUPM, Dhahran*, 2, pp 451-460
[10] Hamawand I, Yusaf T, Rafat S 2013 Recycling of Waste Engine Oils Using a New Washing Agent, *Energies*, 6, pp 1023-1049
[11] Kishore Nadkarni R A 2007 Guide to ASTM test methods for the analysis of petroleum products and lubricants, ASTM International, West Conshohocken, PA, USA
[12] Mensah H 2015 Re-refining and recycling of used lubricating oil: An option for foreign exchange and natural resource conservation in Ghana, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 10(2), pp 797-801
[13] Oduola M K, Okwonna O O 2016 Kinetic Modelling of the Adsorption Treatment of Waste Lubricating Oil using Activated Ukpor Clay (Bentonite), *International Journal of Engineering Research & Science (IJOER)*, 2(5), pp 113-123
[14] Penchaliah R, Harvey T J, Wood R, Nelson K and Powrie H 2011 The effects of diesel contaminants on tribological performance on sliding steel on steel contacts, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 225, pp 779-797
[15] Rațiu S, Alexa V 2017 *Auxiliary systems of road vehicles*, Politehnica Publishing House, Timișoara, Romania
[16] Rațiu S, Alexa V, Josan A, Cioată V G and Kiss I 2020 Study of temperature dependent viscosity of different types of engine used oils, *J. Phys.: Conf. Ser.* 1426 012001
[17] Udonne J, Efevbokhan V E, Ayoola A A, Babatunde D E, Ifeoluwa A, Ajalo I J 2016 Recycling Used Lubricating Oil Using Untreated, Activated and Calcined Clay Methods, *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 11(6), pp 1396-1401
[18] Vural U S 2019 Waste Mineral Oils Re-Refining With Physicochemical Methods, *Turkish Journal of Engineering (TUJE)*, 4(2), pp 62-69
[19] Spectro Scientific Blog, http://blog.spectrosci.com/ask-the-expert-engine-oil-analysis
[20] ELF Evolution Full-Tech FE 5W30, https://catalog.elf.com/en/products/buz-8/EVOLUTION-FULL-TECH-FE-5W-30
[21] Oil Testing, https://oil-testing.com/identifying-engine-oil-contamination/

A PATRA EDIȚIE A UNIVERSITĂȚII DE VARĂ ÎN INGINERIA AUTOVEHICULELOR – UNIvIA 2020

THE FOURTH EDITION OF THE SUMMER UNIVERSITY IN AUTOMOTIVE ENGINEERING – UNIvIA 2020

Societatea Inginerilor de Automobile din România – SIAR, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” și ***Registrul Auto Român*** au organizat în perioada 28.09 – 03.10.2020, a patra ediție a cursurilor ***Universității de vară în domeniul Ingineriei Autovehiculelor – UNIvIA 2020***.

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 automobiliști: ***„Reglementările internaționale și naționale în domeniul autovehiculelor rutiere – baza proiectării, fabricării și exploatării autovehiculelor”***.

La cursuri au participat 30 studenți la programele de studii universitare de licență ***„Echipamente și sisteme de comandă și control pentru autovehicule”*** și ***„Blindate, Automobile și Tractoare”*** din domeniul ***„Ingineria Autovehiculelor”*** din Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” din București.

Activitățile de pregătire tehnică de specialitate au urmărit: *consolidarea cunoștințelor în domeniul reglementărilor naționale și internaționale în domeniul ingineriei autovehiculelor rutiere, cunoașterea ultimelor acțiuni în direcția reglementării autovehiculelor autonome; prezentarea unor standuri și echipamente de testare; detalierea unor aspecte privind reglementarea și încercările specifice autovehiculelor militare.*

Activitățile s-au desfășurat atât online (prelegeri, demonstrații practice), cât și practic în laboratoare de specialitate (cu respectarea reglementărilor specifice situației sanitare actuale).

Desfășurarea cursurilor ***„Universității de Vară în Ingineria Autovehiculelor” – UNIvIA*** se alătură altor acțiuni ale SIAR de promovare a ingineriei autovehiculelor în rândul studenților și tinerilor specialiști, dintre care se evidențiază **Concursul internațional studențesc de inginerie a autovehiculelor „Prof. univ. ing. Constantin Ghiulai”.**

În anul 2021, faza finală a ediției a VI-a a concursului va avea loc în perioada 28 – 30 octombrie la Chișinău, pe durata celui de ***al XXXI-lea Congres Internațional de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturi Rutiere – AITS 2021*** – organizat de către SIAR împreună cu Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău, Republica Moldova.

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

The XXXI-st SIAR International Automotive and Transport Engineering Congress

„AITS 2021”

28 – 30 October 2021, Chișinău, Republic of Moldova

Congress Subject: „Automotive and Integrated Transport Systems”

Congress Topics:

1. ***Green Vehicles***
2. ***Advanced Powertrain and Propulsion***
3. ***Integrated Transport Systems***
4. ***Automotive Design and Testing***
5. ***Road Safety, Accident Analysis and Traffic Control***
6. ***Advanced Engineering Methods***
7. ***Sustenable Mobility***
8. ***Materials, Automotive Technology and Maintenance***
9. ***Economics and Management of Transportation***

„Automotive and Integrated Transport Systems (AITS)” is the 2021 SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering main theme.
The Technical University of Chisinau is the host of the 31st International Congress of SIAR organised by his Department of Transport.
The congress will be accompanied by a large number of events for the participants: exhibition of products specific to the automotive industry, car components and transports, work-shops, technical visits, the general meeting of SIAR, the final stage of the international contest for the students on automotive engineering "Professor eng. Constantin GHIULAI" with the two sections: „Automotive Dynamics” - the 7th edition and „Automotive CAD - CATIA V5” - the 4th edition.
Deadlines:

31 May 2021 - Abstract submission
15 June 2021 – Notification of acceptance (abstract)
15 July 2021 – Papers submission
31 July 2021 – Notification of acceptance (papers)
15 August 2021 – Deadline for payment of publication fees
30 September 2021 – Deadline for payment of participation fees

For more information about this event, please visit ***www.siarcongress.eu.***