



**Universitatea  
Transilvania  
din Braşov**

# **TEZĂ DE ABILITARE**

**Titlu:**

**Cercetări privind performanţele autovehiculelor, în raport cu cerinţele  
specifice siguranţei active şi reducerii consumului de combustibil,  
respectiv emisiilor poluante**

**Domeniul: Ingineria Autovehiculelor**

**Autor: Conf. dr. ing. Beleş Horia**

**Universitatea din Oradea**

**BRAŞOV, 2024**



**CUPRINS**

(A) SUMMARY	.....	6
(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei.....		8
(B-I) Realizări științifice și profesionale	.....	8
Introducere	.....	8
ACTIVITATEA ȘTIINȚIFICĂ ȘI PROFESIONALĂ	.....	10
Sinteza activității de cercetare științifică	.....	10
Sinteza activității didactice	.....	11
Sinteza activității manageriale, la nivel academic și instituțional	.....	13
Afilieri științifice	.....	14
1 CERCETĂRI PRIVIND SIGURANȚA RUTIERĂ	.....	15
1.1 CONSIDERAȚII PRIVIND SIGURANȚA RUTIERĂ	.....	15
1.2 SINTEZA PREVEDERILOR LEGISLATIVE, PRIVIND GESTIONAREA SIGURANȚEI CIRCULAȚIEI PE INFRASTRUCTURA RUTIERĂ	.....	15
1.3 DEFICIENȚELE DE SIGURANȚĂ RUTIERĂ, CA PARTE A ABORDĂRII SISTEMULUI “SIGUR”		15
1.3.1 Deficiențe privind funcția drumului	.....	16
1.3.2 Deficiențe privind secțiunea transversală a drumului	.....	16
1.3.3 Deficiențe privind profilul longitudinal al drumului	.....	17
1.3.4 Deficiențe la nivelul intersecțiilor	.....	18
1.3.5 Deficiențe privind serviciile publice și private	.....	18
1.3.6 Deficiențe privind utilizatorii vulnerabili ai drumurilor	.....	19
1.3.7 Deficiențe privind semnalizarea rutieră, marcaje rutiere și iluminat	.....	19
1.3.8 Dispozitive pasive de siguranța circulației. Obstacole pe marginea drumului (copaci, stâlpi de iluminat, panouri publicitare etc.)	.....	20
1.3.9 Semnalizarea și marcarea temporară a zonelor de drum în lucru	.....	21
1.3.10 Concluzii	.....	22
1.4 CONSIDERAȚII REFERITOARE LA STRATEGIA NAȚIONALĂ PRIVIND SIGURANȚA RUTIERĂ PENTRU PERIOADA 2022 – 2030	.....	22
2 CERCETĂRI PRIVIND SIGURANȚA ACTIVĂ A AUTOVEHICULELOR	.....	26
2.1 CONSIDERAȚII PRIVIND SIGURANȚA ACTIVĂ A AUTOVEHICULELOR	.....	26
2.1.1 Sisteme de siguranță activă	.....	27
2.1.2 Sisteme de siguranță pasivă	.....	28
2.1.3 Sisteme de siguranță anticipative „PRE – SAFE”	.....	28
2.2 MODEL MATEMATIC PENTRU SIMULAREA FUNCȚIONĂRII ABS (ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM)	.....	28
2.2.1 Model dinamic pentru simularea funcționării ABS (Anti-lock Braking System)		28
2.2.2 Model Simulink pentru simularea funcționării ABS (Anti-lock Braking System)		29
2.2.3 Valorificarea modelului matematic pentru ABS	.....	34
2.2.4 Performanțe teoretice de frânare, pe drumuri cu aderență diferită.....		36
2.2.5 Analiza comparativă a rezultatelor simulărilor pentru ABS	.....	39
2.3 METODE PENTRU EVALUAREA EXPERIMENTALĂ A PROCESULUI DE FRÂNARE ÎN CAZUL AUTOTURISMELOR	.....	46
2.3.1 Programul de încercări experimentale	.....	47
2.3.2 Aparatura utilizată pentru încercările experimentale	.....	48
2.4 REZULTATELE CERCETĂRIILOR EXPERIMENTALE PRIVIND PERFORMANȚELE SISTEMULUI DE FRÂNARE	.....	49
2.4.1 Rezultatele cercetărilor experimentale, obținute în cadrul Setului I de probe		49
2.4.2 Rezultatele cercetărilor experimentale, obținute în cadrul Setului II de probe		51
2.5 ANALIZA COMPARATIVĂ A REZULTATELOR TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE.....		53

2.6 CONCLUZII	.....	56
3 CERCETĂRI PRIVIND DETECTAREA STĂRII DE SOMNOLENȚĂ A CONDUCĂTORILOR DE AUTOVEHICULE	.....	59
3.1 CONSIDERAȚII TEORETICE	.....	59
3.2 ECHIPAMENTE ȘI METODE UTILIZATE	.....	60
3.2.1 Sistemul de detectare a stării somnolență bazat pe semnalele EOG și pe analiza imaginii feței conducătorului auto	.....	60
3.2.2 Sistemul de detectare a stării somnolență bazat pe analiza imaginii feței și a algoritmului EAR (Eye Aspect Ratio) privind raportul de aspect al ochilor (poziția pleoapelor)	.....	61
3.2.3 Analiza semnalelor EEG și EOG	.....	63
3.2.4 Analiza imaginii feței, pentru detectarea stării ochiului (deschis sau închis)	.....	64
3.2.5 Detectarea stării ochiului (deschis sau închis) utilizând algoritmul EAR.....	.....	65
3.2.6 Algoritmi de detectare și urmărire a feței	.....	65
3.2.7 Utilizarea sistemului de detectare a stării de somnolență, în conducerea autonomă	.....	67
3.3 REZULTATE OBȚINUTE	.....	68
3.3.1 Rezultate pentru analiza imaginii feței	.....	68
3.3.2 Rezultate pentru algoritmul EAR (Eye Aspect Ratio)	.....	69
3.3.3 Rezultate pentru analiza imaginii feței	.....	70
3.4 CONCLUZII	.....	71
4 CERCETĂRI PRIVIND OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A SUPRASTRUCTURILOR DE CAROSERIE PENTRU AUTOVEHICULE	.....	74
4.1 CONSIDERAȚII PRIVIND TRANSPORTUL DE MĂRFURI PERISABILE	.....	74
4.2 METODOLOGIA DE CALCUL CONFORM ACORDULUI CU PRIVIRE LA TRANSPORTURILE INTERNAȚIONALE DE PRODUSE PERISABILE ȘI CU PRIVIRE LA MIJLOACELE DE TRANSPORT SPECIALE CARE TREBUIE FOLOSITE PENTRU ACESTE TRANSPORTURI (ATP) .....	.....	74
4.2.1 Mijloc de transport izoterm	.....	74
4.2.2 Mijloc de transport refrigerat	.....	75
4.2.3 Mijloc de transport frigorific	.....	75
4.2.4 Metode și proceduri folosite pentru măsurarea și verificarea capacității de izolare	.....	76
4.3 ANALIZA TRANSFERULUI TERMIC LA NIVELUL PEREȚILOR SUPRASTRUCTURILOR DE CAROSERIE ALE AUTOVEHICULELOR DESTINATE TRANSPORTULUI DE MĂRFURI PERISABILE	.....	77
4.3.1 Considerații teoretice	.....	77
4.3.2 Condiții inițiale privind simularea transferului termic cu ajutorul programului Ansys	.....	79
4.3.3 Analiza transferului termic al panoului izoterm cu elemente de susținere din țevi rectangulare 40x30x2 mm	.....	80
4.3.4 Analiza transferului termic al panoului izoterm cu elemente de susținere din profil Z, DIN1027 (40x40x4.5)	.....	82
4.3.5 Analiza transferului termic al panoului izoterm cu elemente de susținere din profil T40, DIN10055	.....	84
4.3.6 Concluzii privind analiza transferului termic la nivelul pereților suprastructurilor de caroserie ale autovehiculelor destinate transportului de mărfuri perisabile .....	.....	86
4.4 ASPECTE PRIVIND CONCEPȚIA ȘI PROIECTAREA UNEI SUPRASTRUCTURI DE CAROSERIE PENTRU UN AUTOVEHICUL DESTINAT TRANSPORTULUI DE CARCASE DE CARNE ....	.....	87
4.4.1 Particularități privind concepția și proiectarea suprastructurii de caroserie	.....	87
4.4.2 Concluzie	.....	90
5 CERCETĂRI PRIVIND RECONSTITUIREA ACCIDENTELOR RUTIERE	.....	92
5.1 CONSIDERAȚII PRIVIND ACCIDENTELE RUTIERE ÎN CARE SUNT IMPLICAȚI PIETONII	.....	92
5.2 CERCETĂRI PRIVIND DETERMINAREA PARAMETRIILOR GEOMETRICI AI PROFI-LULUI FRONTAL AL AUTOVEHICULULUI, CARE INFLUENȚEAZĂ ACCELERAȚIA LA NIVELUL CAPULUI PIETONULUI, ÎN	.....	

CAZUL ACCIDENTELOR RUTIERE	.....	92
5.2.1 Dezvoltarea unui sistem virtual multi-corp pentru manechin	.....	92
5.2.2 Simulări ale coliziunii între diferite tipuri de vehicule și sistemul virtual multi-corp	.....	93
5.2.3 Teste de coliziune între diferite tipuri de vehicule și manechin real	.....	94
5.2.4 Considerații privind corespondența dintre geometria profilului frontal al autovehiculului și nivelul de gravitate al rănirii capului pietonului	.....	96
5.2.5 Proiectarea vehiculelor „standard”	.....	97
5.2.6 Determinarea parametrilor care influențează accelerațiile la nivelul capului pietonului	.....	97
5.2.7 Optimizarea profilelor frontale ale autovehiculelor	.....	100
5.2.8 Rezultate obținute	.....	107
5.2.9 Concluzii	.....	109
5.3 CERCETĂRI PRIVIND EVALUAREA RISCULUI DE ACCIDENTARE A CAPULUI PIETONULUI, LA IMPACTUL CU CAPOTA, RESPECTIV PARBRIZUL AUTOVEHICULULUI	.....	110
5.3.1 Introducere	.....	110
5.3.2 Metodologia de lucru	.....	111
5.3.3 Rezultate obținute	.....	113
5.3.4 Concluzii	.....	114
6 CERCETĂRI PRIVIND REDUCEREA CONSUMULUI DE CARBURANT ȘI A EMISIILOR POLUANTE LA MOTOARELE PENTRU AUTOVEHICULE	.....	116
6.1 CERCETĂRI PRIVIND DEZVOLTAREA CAMEREI DE ARDERE A MOTORULUI CU ARDERE INTERNĂ, CU PISTOANE OPUSE ȘI CILINDRI OPUȘI	.....	116
6.1.1 Considerații teoretice	.....	116
6.1.2 Materiale și metode utilizate	.....	117
6.1.3 Rezultate obținute	.....	126
6.1.4 Concluzii	.....	133
6.2 CERCETĂRI PRIVIND ADAPTAREA CONSTRUCTIVĂ A UNUI MOTOR CU ARDERE INTERNĂ, CU PISTOANE OPUSE ȘI CILINDRI OPUȘI, ÎN VEDEREA FUNCȚIONĂRII ACESTUIA CU HIDROGEN, ÎNTR-UN CICLU TERMODINAMIC ÎN DOI TIMPI	.....	134
6.2.1 Analiza și identificarea soluției constructive a camerei de ardere prevăzută în capul pistoanelor	.....	134
6.2.2 Concepția, proiectarea și simularea configurației camerei de ardere prevăzută în capul pistoanelor motorului	.....	135
6.2.3 Concepția și proiectarea elementelor sistemului de transmitere a tensiunii înalte la bujia de aprindere	.....	136
6.2.4 Analiza și identificarea soluției constructive a sistemului de alimentare cu hidrogen	.....	139
6.3 CERCETĂRI PRIVIND DEZVOLTAREA UNUI SISTEM DE RECUPERARE A APEI DIN GAZELE DE EVACUARE ALE MOTOARELOR DE AUTOVEHICULE	.....	142
6.3.1 Considerații teoretice	.....	142
6.3.2 Concepția și proiectarea sistemului de recuperare a apei din gazele de evacuare	.....	143
6.4 CERCETĂRI PRIVIND MOTOARELE CU FUNCȚIONARE ÎNTR-UN SINGUR REGIM .	.....	145
6.4.1 Considerații privind motoarele cu funcționare într-un singur regim (mono-regim)	.....	145
6.4.2 Simularea numerică pe un generator termo-hidraulic în doi timpi, care funcționează într-un singur regim (mono-regim)	.....	147
6.4.3 Rezultate obținute	.....	150
PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI	.....	152
BIBLIOGRAFIE	.....	157

## (A) SUMMARY

The habilitation thesis entitled "Research on the performance of motor vehicles, in relation to the specific requirements of active safety and the reduction of fuel consumption, respectively polluting emissions", presents the main scientific and professional results obtained since 2008, after obtaining the title of PhD, in the fundamental field of Engineering Sciences, Mechanical Engineering, until now.

The habilitation thesis is structured in three parts. The first part (B-i), entitled Scientific and professional achievements, contains the following chapters: *Introduction, Scientific and professional activity, Research on road safety, Research on active safety of motor vehicles, Research on determination of driver drowsiness, Research on constructive optimisation of body superstructures for motor vehicles, Research on road accident reconstruction, Research on reduction of fuel consumption and pollutant emissions*, presenting the main topics addressed within the fields of interest, as well as the results obtained. In the second part (B-ii), career development plans are presented, and in the third part, the bibliographical materials used for the habilitation thesis.

In Chapter 1, entitled Road Safety Research, the author presents a summary of road safety deficiencies as part of the "safe" system approach and the directions of the National Road Safety Strategy for the period 2022 - 2030.

The results of the research presented in Chapter 1 have been disseminated in a scientific article, published in ISI indexed proceedings, as well as in road safety audit reports, prepared for 7 consultancy contracts for the economic sector, as Project Manager. Detailed information on the dissemination of research results is given at the end of Chapter 1.

Chapter 2, Research on Active Vehicle Safety, presents a mathematical model, which was developed to simulate the operation of ABS (Anti-lock Braking System). Methods for experimental evaluation of the braking process and experimental tests carried out to determine the performance of the braking system are presented, and the chapter ends with a comparative analysis of the results and conclusions.

The results of the research presented in Chapter 2 were disseminated in a scientific article presented at an international conference and published in ISI-indexed proceedings, as well as in 6 scientific articles published in volumes of international scientific events indexed in BDI, and in the publication of 2 books, as sole author and main author. Detailed information on the dissemination of research results is presented at the end of Chapter 2.

In Chapter 3, Research on Driver Drowsiness Determination, the author presents various approaches to the development of a fuzzy decision algorithm designed for monitoring and issuing drowsiness warnings to drivers.

The results of the research presented in Chapter 3 have been disseminated in a scientific article published in an ISI (Q2) listed journal, as well as in 2 scientific articles published in volumes of international scientific events indexed in BDI. Detailed information on the dissemination of the research results is presented at the end of Chapter 3.

Chapter 4, entitled Research on the constructive optimisation of body superstructures for motor vehicles, presents an analysis of heat transfer in the walls of body superstructures of motor vehicles intended for the transport of perishable goods, as well as aspects of the conception and design of a body superstructure for a motor vehicle intended for the transport of meat carcasses.

The results of the research presented in Chapter 4 were disseminated in 2 scientific articles, published in volumes of international scientific events indexed in BDI, as well as in research reports,

prepared for 2 research contracts with the economic sector, as Project Director. Detailed information on the dissemination of research results is presented at the end of Chapter 4.

In Chapter 5, Research on Road Accident Reconstruction, the author presents a summary of the determination of the geometric parameters of the frontal profile design of the vehicle, which influence the pedestrian's head acceleration in road accidents, and the assessment of the risk of injury to the pedestrian's head on impact with the windscreen or bonnet.

The results of the research presented in Chapter 5 were disseminated in a scientific article published in an ISI listed journal (Q4), in 2 scientific articles published in ISI indexed proceedings, as well as in 2 scientific articles published in volumes of international scientific events indexed in BDI, and also through the publication of a book, as co-author. Detailed information on the dissemination of research results is presented at the end of Chapter 5.

Chapter 6, Research on reducing fuel consumption and pollutant emissions, summarises the development of the combustion chamber of an opposed-piston, opposed-cylinder internal combustion engine and the specifics of the design adaptation of an opposed-piston, opposed-cylinder internal combustion engine for hydrogen operation in a two-stroke thermodynamic cycle. A summary of the water recovery from the exhaust gases of motor vehicle engines is also presented. The specifics of single-speed engines are also presented.

The results of the research presented in Chapter 6 were disseminated in 2 scientific articles published in ISI listed journals (1 in Q3 and 1 in Q4), in 2 scientific articles published in ISI indexed proceedings, in 2 scientific articles published in the volumes of international scientific events indexed in BDI, as well as in research reports prepared for 2 research grants won through competition (1 international and 1 national), as Project Manager, and 1 research contract with the economic sector, as Project Director. Detailed information on the dissemination of research results is given at the end of Chapter 6.

Part (B-ii) outlines career evolution and development plans.

## **(B) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI**

### **(B-I) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE**

#### **INTRODUCERE**

Teza de abilitare intitulată "Cercetări privind performanțele autovehiculelor, în raport cu cerințele specifice siguranței active și reducerii consumului de combustibil, respectiv emisiilor poluante", prezintă în mod sintetic și documentat, principalele rezultate științifice și profesionale obținute începând cu anul 2008, după conferirea titlului de doctor, în domeniul fundamental Științe Inginerești, domeniul Inginerie Mecanică, până în prezent.

Totodată, în cadrul tezei de abilitare este descrisă evoluția carierei academice, științifice și profesionale, cu prezentarea principalelor direcții de dezvoltare a carierei, în contextul realizărilor științifice semnificative și de actualitate, din domeniul Ingineriei Autovehiculelor.

De asemenea, în cadrul tezei de abilitare este reliefată capacitatea individuală organizare și coordonare a activităților didactice și de cercetare. Principalele direcții abordate în cariera didactică, științifică și profesională sunt: Echipamentul electric și electronic al autovehiculelor, Tehnici de diagnosticare a autovehiculelor, Tehnologii de fabricare, asamblare și reparare a autovehiculelor, Siguranța activă și pasivă a autovehiculelor, Expertiza și dinamica accidentelor rutiere, Autorizarea, organizarea și funcționarea unităților service auto și a stațiilor de inspecție tehnică periodică pentru autovehicule, Siguranța rutieră, Soluții alternative pentru propulsia autovehiculelor, cu impact direct asupra reducerii consumului de carburant, precum și a emisiilor poluante.

Teza de abilitare este structurată în trei părți. Prima parte, intitulată *Realizări științifice și profesionale*, conține următoarele capitole: *Introducere, Activitatea științifică și profesională, Cercetări privind siguranța rutieră, Cercetări privind siguranța activă a autovehiculelor, Cercetări privind determinarea stării de somnolență a conducătorilor auto, Cercetări privind optimizarea constructivă a suprastructurilor de caroserie pentru autovehicule, Cercetări privind reconstituirea accidentelor rutiere, Cercetări privind reducerea consumului de carburant și a emisiilor poluante*, prezentând principalele tematici abordate în cadrul domeniilor de interes, precum și rezultatele obținute. În partea a doua sunt prezentate *Planurile de evoluție și dezvoltare a carierei*, iar în partea a treia sunt prezentate *materialele bibliografice* utilizate pentru elaborarea tezei de abilitare.

Activitatea didactică desfășurată în cadrul Universității din Oradea, în calitate de Șef de lucrări drd. ing., din luna martie, anul 2001, până în luna februarie, anul 2008, Șef de lucrări dr. ing., din luna martie, anul 2008, până în luna septembrie 2020 și Conferențiar dr. ing., din luna octombrie 2020, până în prezent, a constat în activități de predare a cursurilor de specialitate, coordonarea lucrărilor de laborator, respectiv a proiectelor, precum și a practicii productive, a studenților și masteranzilor de la specializările coordonate de Catedra de Mecanică (până în anul 2011), respectiv Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule (după anul 2011), din cadrul Facultății de Inginerie Managerială și Tehnologică a Universității din Oradea (specializarea Autovehicule Rutiere – ciclul I de studii (licență), precum și specializările: Inginerie și Management în Domeniul Autovehiculelor, respectiv Sisteme și Tehnologii Avansate în Ingineria Autovehiculelor – ciclul II de studii (Master)), precum și activități de îndrumare a proiectelor de diplomă, respectiv a lucrărilor de disertație.

În anul 2010, am dobândit calitatea de Expert Tehnic Judiciar, în specializarea Autovehicule, Circulație Rutieră, iar în anul 2015, am dobândit calitatea de Expert Tehnic Judiciar, în specializarea Echipamente și Sisteme de Comandă și Control pentru Autovehicule, fiind autorizat de către Ministerul Justiției din România.



În perioada 2010-2012, am urmat cursurile unui program de Master/Master of Business Administration, în cadrul Academiei de Studii Economice, din București, program derulat în parteneriat cu instituția de învățământ superior Conservatoire National des Arts et Métiers, din Paris, Franța.

În perioada 31.10.2016 – 13.01.2017, am urmat programul de formare profesională pentru Auditori de Siguranță Rutieră, care a fost organizat de către Autoritatea Rutieră Română, în parteneriat cu Universitatea Tehnică de Construcții din București, iar în anul 2017, am dobândit calitatea de Auditor de Siguranță Rutieră, fiind atestat de către Autoritatea Rutieră Română.

Tot în anul 2017, am dobândit calitatea de Evaluator de Competențe Profesionale pentru Specialiștii Constatare Daune din domeniul asigurărilor, fiind certificat de către Institutul de Studii Financiare, din București.

În anul 2018, am dobândit calitatea de Lector, pentru formarea personalului din domeniul asigurărilor, fiind certificat de către Autoritatea de Supraveghere Financiară, din București.

Începând cu anul 2010, până în prezent, am participat la seminariile anuale de utilizare a programului de simulare a accidentelor de trafic rutier, PC Crash.

Activitatea științifică, bazată în principal pe studiul performanțelor autovehiculelor, în raport cu cerințele specifice siguranței active și reducerii consumului de combustibil, respectiv emisiilor poluante, a posibilităților îmbunătățirii siguranței active a autovehiculelor, precum și a siguranței rutiere, concepția și dezvoltarea unor soluții noi de motoare cu ardere internă, reconstituirea accidentelor de trafic rutier, se încadrează în preocupările prioritare privind dezvoltarea continuă a domeniului științific al Ingineriei Autovehiculelor, atât la nivel național, cât și la nivel internațional, regăsindu-se în preocupările specialiștilor din domeniul Ingineriei Autovehiculelor.

Tematicile abordate în cadrul activității publicistice din domeniul Ingineriei Autovehiculelor sunt surprinse în mod selectiv în prezenta teză de abilitare, referindu-se în principal la:

- cercetări privind siguranța rutieră, precum și deficiențe ale siguranței rutiere, ca parte a abordării sistemului "sigur"
- cercetări teoretice și experimentale privind sistemele de siguranță activă ale autoturismelor
- dezvoltarea unui model matematic de optimizare a funcționării sistemului de frânare, prevăzut cu dispozitiv antiblocare a roților
- îmbunătățirea continuă a funcționării sistemului antiblocare a roților (ABS) pentru autoturisme
- cercetări teoretice și experimentale privind performanțele de frânare ale autoturismelor, în concordanță cu îmbunătățirea siguranței active și reducerea accidentelor rutiere cu consecințe grave
- detectarea cu mai multe metode a stării de somnolență a conducătorului auto, în cazul autovehiculelor prevăzute cu funcții de conducere autonomă
- influența parametrilor geometrici ai profilului frontal al autovehiculului, asupra accelerațiilor capului pietonului, în caz de accidente
- evaluarea riscului de accidentare a capului pietonului, la contactul cu parbrizul, respectiv capota autovehiculului
- cercetări privind dezvoltarea camerei de ardere a motorului cu ardere internă, cu pistoane opuse și cilindri opuși
- cercetări privind procesul de schimb de gaze, respectiv dezvoltarea camerei de ardere a motoarelor cu ardere internă cu pistoane opuse
- adaptarea constructivă a unui motor cu ardere internă, cu pistoane opuse și cilindri opuși, în vederea funcționării acestuia cu hidrogen, într-un ciclu termodinamic în doi timpi
- sistem de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor de autovehicule
- simularea numerică a generatoarelor termo-hidraulice, care funcționează într-un regim constant (mono-regim)

- simularea mişcării libere a pistonului generatorului termo-hidraulic, care funcţionează în regim constant (mono-regim)
- calculul pierderilor de presiune în circuitul hidraulic al unui generator termo-hidraulic, care funcţionează într-un regim constant (mono-regim)
- optimizarea constructivă a suprastructurilor de caroserii pentru autovehicule, utilizând materiale avansate
- transferul de căldură prin pereţii suprastructurii caroseriei unui vehicul destinat transportului carcaselor de carne
- particularităţi privind concepţia şi proiectarea unei suprastructuri de caroserie destinată transportului mărfurilor perisabile.

Tematicile prezentate anterior, se pot regăsi în rândul preocupărilor ştiinţifice naţionale şi internaţionale ale specialiştilor din domeniul Ingineriei Autovehiculelor, acestea fiind practic argumentate de existenţa studiilor, respectiv a cercetărilor, precum şi a publicaţiilor din domeniu.

Importanţa preocupărilor în domeniul Ingineriei Autovehiculelor este atestată de implicarea celor mai importante organisme naţionale şi internaţionale, în programe de cercetare şi de implementare a măsurilor de siguranţă rutieră, cu implicare directă a performanţelor autovehiculelor, în vederea reducerii numărului de accidente de circulaţie rutieră, precum şi a diminuării consecinţelor acestora. Nu în ultimul rând, se au în vedere soluţiile noi privind propulsia autovehiculelor, cu impact direct asupra reducerii consumului de combustibil, respectiv a emisiilor poluante.

## ACTIVITATEA ŞTIINŢIFICĂ ŞI PROFESIONALĂ

### Sinteza activităţii de cercetare ştiinţifică

Activitatea de cercetare ştiinţifică desfăşurată începând cu anul 2008, până în prezent, la Departamentul de Inginerie Mecanică şi Autovehicule, din cadrul Facultăţii de Inginerie Managerială şi Tehnologică a Universităţii din Oradea, a avut ca obiective principale elaborarea, respectiv publicarea articolelor ştiinţifice, precum şi a cărţilor de specialitate, în scopul dezvoltării cunoaşterii în domeniul Ingineriei Autovehiculelor, prin extinderea rezultatelor cercetărilor ştiinţifice efectuate.

Menţionez faptul că activitatea de cercetare ştiinţifică desfăşurată până în prezent, a fost axată pe următoarele subdomenii, din cadrul domeniului Ingineriei Autovehiculelor: Echipamentul electric şi electronic al autovehiculelor, Tehnici şi echipamente de diagnosticare a autovehiculelor, Tehnologii de fabricare, asamblare şi reparare a autovehiculelor, Siguranţa activă şi pasivă a autovehiculelor, Expertiza şi dinamica accidentelor rutiere, Autorizarea, organizarea şi funcţionarea unităţilor service auto şi a staţiilor de inspecţie tehnică periodică pentru autovehicule, Siguranţa rutieră, Soluţii alternative pentru propulsia autovehiculelor, cu impact direct asupra reducerii consumului de carburant, precum şi a emisiilor poluante.

**Teza de doctorat:** *Studiul îmbunătăţirii securităţii active a autoturismelor în vederea reducerii accidentelor rutiere cu consecinţe grave.* Domeniul Inginerie Mecanică. Universitatea Transilvania din Braşov, 2008.

### Articole ştiinţifice:

Începând cu anul 2008, până în prezent, am elaborat un număr de 67 articole ştiinţifice, care au fost prezentate la diferite Congrese, respectiv Conferinţe ştiinţifice, fiind publicate în reviste cotate ISI, respectiv în reviste de specialitate recunoscute CNCSIS, din ţară şi străinătate, după cum urmează:

- 4 articole ştiinţifice, care au fost publicate în reviste cotate Web of Science, dintre care 1 articol ştiinţific în Q2, 1 articol ştiinţific în Q3, respectiv 2 articole ştiinţifice în Q4
- 11 articole ştiinţifice, care au fost publicate în proceedings indexate Web of Science

- 35 lucrări științifice, care au fost publicate în reviste naționale și volumele unor manifestări științifice indexate în BDI, recunoscute de comisia CNATDCU
- 17 lucrări științifice, care au fost publicate în reviste naționale și volumele unor manifestări științifice naționale și internaționale, neindexate.

În ceea ce privește impactul activității științifice, atât la nivel intern, cât și la nivel internațional, se pot menționa cele 20 de citări, din anul 2008, până în prezent, ale articolelor științifice publicate, în articolele științifice ale altor autori, care au fost publicate în reviste cotate, respectiv în proceedings indexate Web of Science (16 citări), precum și în reviste științifice indexate BDI (4 citări), recunoscute de comisia CNATDCU.

Am participat în calitate de membru în comitetele editoriale, privind publicarea articolelor științifice ale Sesiunilor Anuale de Lucrări Științifice - IMT Oradea, în cadrul Conferințelor Internaționale IMT Oradea, care au fost organizate de către Facultatea de Inginerie Managerială și Tehnologică a Universității din Oradea, în anii 2019, 2020 și 2021. De asemenea, am participat în calitate de recenzor pentru articolele științifice (indexate BDI), prezentate în cadrul secțiunii Ingineria Autovehiculelor și Transporturilor, a Conferințelor Internaționale IMT Oradea, începând cu anul 2013, până în prezent.

Totodată, am participat în calitate de recenzor pentru articolele științifice (indexate Web of Science), prezentate în cadrul Congreselor Internaționale din domeniul Ingineriei Autovehiculelor: SMAT 2019 Craiova și AMMA 2018 Cluj Napoca.

#### **Granturi/proiecte câștigate prin competiție/de cercetare/consultanță pentru mediul economic**

Din poziția de cadru didactic universitar, am participat în calitate de responsabil de proiect, în cadrul unui grant de cercetare-dezvoltare, câștigat printr-o competiție națională. Totodată, am participat în calitate de director de proiect, în cadrul unui contract de cercetare cu mediul economic, respectiv în cadrul a două contracte de transfer tehnologic, fiecare dintre cele două contracte au fost derulate în parteneriat cu câte un agent economic. De asemenea, am participat în calitate de responsabil de proiect, în cadrul a 7 contracte de consultanță pentru mediul economic.

Nu în ultimul rând, am participat activ în calitate de membru în colectivele de cercetare, în cadrul unui grant câștigat printr-o competiție internațională, respectiv în cadrul a 4 granturi câștigate prin competiții naționale.

În cadrul unui grant câștigat printr-o competiție națională (în care am avut calitatea de membru în colectivul de cercetare), cu privire la dezvoltarea capacităților pentru cercetare integrată pe domenii de specializare inteligentă la Universitatea din Oradea (Domeniu: 6. Susținerea cercetării de excelență din universități. Competiția de proiecte finanțate din Fondul de Dezvoltare Instituțională destinat universităților de stat – FDI 2020. Nr. contract: CNFIS-FDI-2020-0631), am fost responsabil cu activitățile legate de îmbunătățirea laboratorului de reconstrucție a accidentelor de trafic rutier.

#### **Sinteza activității didactice**

În calitate de cadru didactic universitar la Universitatea din Oradea, din anul 2001, până în prezent, mi-am desfășurat activitatea didactică la Catedra de Mecanică (până în anul 2011), respectiv la Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule (începând cu anul 2011), fiind implicat în pregătirea studenților de la următoarele specializări:

- Automobile (Învățământ de scurtă durată – Colegiu)
- Autovehicule Rutiere – AR (Ciclul I de studii superioare – Licență)
- Inginerie și Management în domeniul Autovehiculelor – IMDA (Ciclul II de studii superioare – Master)
- Sisteme și Tehnologii Avansate în Ingineria Autovehiculelor – STAIA (Ciclul II de studii superioare – Master).

Disciplinele predate în activitatea didactică sunt:

- Fabricarea și repararea autovehiculelor – Automobile, 2001 – 2005
- Echipament electric de bord – Automobile, 2001 – 2005
- Încercarea autovehiculelor – Automobile, 2001 – 2005
- Echipament electric și electronic la autovehicule – AR, 2002 – prezent
- Fabricarea și repararea autovehiculelor – AR, 2003 – 2021
- Tehnici și echipamente de diagnosticare a autovehiculelor – AR, 2007 – prezent
- Tehnologii de fabricare, reparare și asamblare a autovehiculelor – AR, 2022 – prezent
- Mecatronica autovehiculelor – AR, 2022
- Strategii și politici de service – IMDA (2009 – 2015), STAIA (2016 – prezent)
- Expertiza și dinamica accidentelor rutiere – STAIA, 2015 – prezent
- Siguranța activă și pasivă a autovehiculelor – STAIA (2016 – prezent)
- Metodica evaluării daunelor în asigurările de autovehicule – STAIA, 2019 – 2020.

Conținutul disciplinelor prezentate anterior, a fost îmbunătățit permanent, în concordanță cu cerințele impuse formării specialiștilor în domeniul Ingineriei Autovehiculelor. Astfel, tematica cursurilor predate a fost adaptată în conformitate cu cerințele privind cunoștințele și abilitățile necesare unor specialiști în domeniul Ingineriei Autovehiculelor. Trebuie evidențiată introducerea în tematica cursurilor, a rezultatelor obținute în activitatea de cercetare științifică desfășurată. Contribuțiile se regăsesc în publicațiile la edituri recunoscute CNCSIS, în calitate de unic autor, prim-autor sau co-autor. Pentru completarea materialului bibliografic recomandat, la fiecare disciplină au fost puse la dispoziția studenților materiale pe suport electronic și/sau tipărite, precum și bazele teoretice ale lucrărilor de laborator, necesare pentru desfășurarea activităților prevăzute.

Începând cu anul 2008, până în prezent, am elaborat și am publicat în cadrul editurilor acreditate CNCSIS (cu ISBN), un număr de 8 lucrări didactice (cărți de specialitate): la o lucrare fiind în calitate de unic autor, la 6 lucrări fiind în calitate de prim-autor, iar la o lucrare fiind în calitate de co-autor, după cum urmează:

1. **Beleş Horia**, Țurea Nicolae, Scurt Florin Bogdan, Tușinean Adrian Nicolaie. *Tehnici și echipamente de diagnosticare a autovehiculelor*. Ediția I. Editura Universității din Oradea, 2024, 291 pg., format electronic pe CD, ISBN 978-606-10-2312-7.
2. **Beleş Horia**, Țurea Nicolae. *Autorizarea, organizarea și funcționarea unităților service auto și a stațiilor de inspecție tehnică periodică pentru autovehicule*. Ediția I. Editura Universității din Oradea, 2024, 160 pg., format electronic pe CD, ISBN 978-606-10-2313-4.
3. **Beleş Horia**, Țurea Nicolae, Scurt Florin Bogdan, Tușinean Adrian Nicolaie. *Tehnici și echipamente de diagnosticare a autovehiculelor. Îndrumar de laborator*. Ediția I. Editura Universității din Oradea, 2024, 130 pg., format electronic pe CD, ISBN 978-606-10-2314-1.
4. **Beleş Horia**. *Studiul îmbunătățirii securității active a autoturismelor în vederea reducerii accidentelor rutiere cu consecințe grave*. Editura Universității Transilvania din Brașov, 2020, 320 pg., format electronic pe CD, ISBN 978-606-19-1242-1.
5. **Beleş Horia**, Bâlc Gavril, Gașpar Ferencz. *Tehnologii de Fabricare, Reparare și Asamblare a Autovehiculelor, Îndrumar de laborator, Ediția I*. Editura Universității din Oradea, 2020, 206 pg., ISBN 978-606-10-2084-3.
6. **Beleş Horia**, Enache Valeriu. *Echipament electric și electronic pentru autovehicule*. Editura Universității din Oradea, 2013, 150 pg., ISBN 978-606-10-0982-4.
7. **Beleş Horia**, Șoica Adrian. *Siguranța activă și pasivă a autovehiculelor*. Editura Universității din Oradea, 2011, 228 pg., ISBN 978-606-10-0651-9.
8. Fodor Dinu Mircea, **Beleş Horia**, Ispas Nicolae, Șoica Adrian. *Expertiza și dinamica accidentelor rutiere*. Editura Universității din Oradea, 2011, 146 pg., ISBN 978-606-10-0652-6.

Am participat, în calitate de co-autor, la elaborarea unui capitol publicat într-o carte a unei edituri internaționale:

1. Blaga Vasile, **Beleş Horia**, Dragomir George, Vlad Ioan, Vlad Mariana, Timar Adrian. *The Theoretical Contribution Modelling Gasoline Injection at Engines with Spark Lighting*, Chapter 05 in DAAAM International Scientific Book 2009, B. Katalinic (Ed.), ISBN 3-901509-69-0, ISSN 1726-9687, Vienna, Austria DOI: 10.2507/daaam.scibook.2008.05, Book ISI, pp 043- 058.  
[https://www.daaam.info/Downloads/Pdfs/science\\_books\\_pdfs/2008/Sc\\_Book\\_2008-005.pdf](https://www.daaam.info/Downloads/Pdfs/science_books_pdfs/2008/Sc_Book_2008-005.pdf). CrossRef:  
[https://search.crossref.org/?from\\_ui=&q=The+Theoretical+Contribution+Modelling+Gasoline+Injection+at+Engines+with+Spark+Lighting](https://search.crossref.org/?from_ui=&q=The+Theoretical+Contribution+Modelling+Gasoline+Injection+at+Engines+with+Spark+Lighting).

Referitor la metodele de predare-învățare, am o preocupare permanentă legată de îmbunătățirea și eficientizarea acestora. În calitate de cadru didactic universitar, principala responsabilitate constă în propagarea metodelor și mediilor de învățare concentrate pe student, punând mai puțin accent pe metodele tradiționale, care au în principal ca și obiectiv, doar transmiterea de informații. Rezultatele învățării sunt prezentate și explicate studenților, din perspectiva relevanței acestora pentru dezvoltarea lor profesională. Pe măsura dotării cu aparatură, s-a recurs la utilizarea mijloacelor de proiecție (videoprojector și tablă digitală interactivă), putând însoți prelegerile cu imagini, care asigură o mai bună înțelegere și însușire a cunoștințelor de către studenți, iar în cadrul discuțiilor interactive cu aceștia, pe marginea subiectelor abordate, se pot găsi soluții la diferite probleme. În cadrul prelegilor, punctez sistematic aplicabilitatea practică a informațiilor prezentate.

În ceea ce privește activitatea de coordonare a studenților în elaborarea proiectelor de diplomă, respectiv a lucrărilor de disertație, urmăresc ca studenții să fructifice în mod eficient cunoștințele dobândite în decursul anilor de studii.

În calitate de cadru didactic universitar la Universitatea din Oradea, din anul 2001, până în prezent, am coordonat un număr de 16 studenți, la elaborarea proiectelor de diplomă, precum și un număr de 13 studenți, la elaborarea lucrărilor de disertație.

Începând cu anul universitar 2020-2021, până în prezent, am fost implicat în calitate de membru în comisia de îndrumare a unui student doctorand, înmatriculat la Școala Doctorală de Științe Inginerești, domeniul Inginerie Industrială, din cadrul Universității din Oradea.

### **Sinteza activității manageriale, la nivel academic și instituțional**

Referitor la activitatea managerială, la nivel academic și instituțional, se pot menționa următoarele competențe organizaționale, respectiv manageriale:

- anual, am fost implicat în activitatea de promovare și pregătire a admiterii la licență și masterat;
- membru în comisia de admitere la programul de master *Sisteme și Tehnologii Avansate în Ingineria Autovehiculelor*, în perioada 2018 – 2022;
- membru în Comisiile de concurs la Facultatea de Inginerie Managerială și Tehnologică, pentru ocuparea a două posturi didactice vacante de asistent universitar (1 post în 2018 și 1 post în 2021)
- responsabil program de studiu *Sisteme și Tehnologii Avansate în Ingineria Autovehiculelor*, ciclul II master, începând cu anul universitar 2021 – 2022;
- membru în corpul auditorilor interni, pe partea de calitate în învățământul superior, în cadrul Departamentului pentru Asigurarea Calității (DAC), al Universității din Oradea, 2023 – prezent.

În ceea ce privește organizarea concursurilor studentești locale, naționale și internaționale, se pot preciza următoarele:

- la edițiile din anii 2018, 2019 și 2022, am fost membru în comisia națională a Concursului internațional studentesc de inginerie a autovehiculelor "Profesor universitar inginer Constantin GHIULAI", în domeniul Ingineria Autovehiculelor, secțiunea Dinamica autovehiculelor, organizat anual de către SIAR (Societatea Inginerilor de Automobile din România - <https://siar.ro/siar-junior/>) și am coordonat împreună cu titularul cursului de Dinamica autovehiculelor, echipele

Universității din Oradea, care au participat la edițiile menționate anterior ale concursului, obținând următoarele rezultate:

- ediția a VI-a, 2019, desfășurată în cadrul Congresului Internațional de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor Rutiere SMAT 2019, organizat de către Societatea Inginerilor de Automobile din România la Universitatea din Craiova, în perioada 23 – 25 octombrie 2019: (<https://siar.ro/wp-content/uploads/2019/10/Rezultate-concurs-Ghiulai-2019-Dinamica-1.pdf>).
- Mențiune, la proba pe echipe.
- ediția a VIII-a, 2022, desfășurată în cadrul Congresului Internațional de Inginerie a Autovehiculelor și Transporturilor Rutiere EAEC – MVT 2022, organizat de către Societatea Inginerilor de Automobile din România, la Universitatea Politehnica din Timișoara, în perioada 26 – 28 octombrie 2022: (<https://siar.ro/wp-content/uploads/2023/01/Rezultate-concurs-Ghiulai-2022-Dinamica.pdf>).
- Mențiune, la proba pe echipe.
- la ediția din anul 2023 a competiției Kart Low Cost (<https://siar.ro/siar-junior/>), organizată de Universitatea din Pitești, în colaborare cu Academia Titi Aur, am coordonat împreună cu un coleg, echipa Universității din Oradea, care a participat la secțiunea Kart Termic, obținând locul 3.

### **Afilieri științifice**

Dintre afilierile științifice, se pot menționa:

- membru SIAR (Societatea Inginerilor de Automobile din România), 2006 – prezent. Coordonare Secția SIAR Oradea, 2020 – prezent
- membru SAE International (Society of Automotive Engineers – SUA), 2007 – prezent
- membru SIA (Société des Ingénieurs de l'Automobile – Franța), 2007 – prezent
- membru EVU (European Association for Accident Research and Analysis, Austria), 2012 – prezent
- membru în Corpul doctoral extern al Academiei Maghiare de Științe (Magyar Tudományos Akadémia – MTA, Ungaria), 2013 – prezent.

# 1 CERCETĂRI PRIVIND SIGURANȚA RUTIERĂ

În cadrul acestui capitol, se abordează teme de cercetare din domeniul siguranței rutiere. Pentru început, se prezintă considerațiile privind conceptul de siguranță rutieră, precum și o scurtă sinteză a prevederilor legislative, privind gestionarea siguranței circulației pe infrastructura rutieră. Apoi, se prezintă o sinteză a deficiențelor siguranței rutiere, ca parte a abordării sistemului “sigur”. În partea finală a capitolului, se prezintă direcțiile Strategiei Naționale privind Siguranța Rutieră, pentru perioada 2022 – 2030.

## 1.1 CONSIDERAȚII PRIVIND SIGURANȚA RUTIERĂ

Siguranța circulației rutiere se referă la metodele și măsurile utilizate pentru a preveni rănirea gravă sau decesul utilizatorilor drumurilor. Utilizatorii tipici ai drumurilor, includ conducătorii vehiculelor, pasagerii vehiculelor, pietonii, bicicliștii și pasagerii transportului public rutier (în principal autobuze și tramvaie). Totodată, siguranța rutieră este un fenomen complex, care depinde de mulți factori și interacțiuni diferite.

## 1.2 SINTEZA PREVEDERILOR LEGISLATIVE, PRIVIND GESTIONAREA SIGURANȚEI CIRCULAȚIEI PE INFRASTRUCTURA RUTIERĂ

Gestionarea siguranței circulației pe infrastructura rutieră este reglementată prin Legea nr. 265, din 7 noiembrie 2008, cu modificările și completările ulterioare, publicată în Monitorul Oficial al României, Partea I, nr. 777, din 20 noiembrie 2008.

Scopul Legii nr. 265, din 7 noiembrie 2008, constă în asigurarea și creșterea gradului de siguranță a circulației pe drumurile publice, prevenirea pierderii de vieți și a vătămării integrității corporale a persoanelor, precum și evitarea producerii pagubelor materiale, ca urmare a accidentelor de circulație.

În cadrul Legii nr. 265, din 7 noiembrie 2008, sunt definite următoarele acțiuni privind gestionarea siguranței circulației pe infrastructura rutieră:

- *evaluarea de impact asupra siguranței rutiere*, reprezintă o analiză comparativă strategică a impactului asupra gradului de siguranță a rețelei rutiere, în cazul unui proiect al unei noi căi rutiere sau în cazul unui proiect privind modificări substanțiale constructive ale rețelei existente
- *auditul de siguranță rutieră*, reprezintă verificarea detaliată, tehnică și sistematică, independentă, din punctul de vedere al siguranței, a caracteristicilor de proiectare proprii unui proiect de infrastructură rutieră în toate etapele, de la planificare, până la momentul imediat după darea în exploatare a drumului public, în trafic
- *inspecția de siguranță rutieră periodică*, reprezintă verificarea periodică a rețelei rutiere aflate în exploatare, care are ca scop identificarea eventualelor deficiențe, din punctul de vedere al siguranței rutiere și care pot fi remediate prin lucrări de întreținere
- *inspecția de siguranță rutieră specifică*, reprezintă analiza bazată pe inspectarea la fața locului, a unui drum sau tronson de drum existent, pentru a identifica condițiile periculoase, deficiențele și problemele care cresc riscurile de producere a accidentelor grave.

## 1.3 DEFICIENȚELE DE SIGURANȚĂ RUTIERĂ, CA PARTE A ABORDĂRII SISTEMULUI “SIGUR”

Cele mai importante deficiențe de siguranță rutieră identificate, sunt prezentate pe scurt, împreună cu problemele tipice, ilustrări ale designului nesigur și estimări ale accidentelor care pot apărea în practică.

### 1.3.1 Deficiențe privind funcția drumului

Problemele tipice care pot apărea: funcția rutieră mixtă (utilizarea drumului ca rută rapidă pentru traficul motorizat rapid pe distanțe lungi (traficul de tranzit), precum și ca rută pentru traficul local lent), cauzează una dintre problemele majore de siguranță rutieră. Aceasta este una dintre problemele comune în care rata de expansiune a comunităților izolate, de-a lungul unui drum, poate reduce rapid eficiența unei rute importante la nivel național sau regional, ca urmare a traficului local care afectează funcția drumului.

În Figura 1.1, se prezintă un exemplu de tronson de drum "nesigur", în cazul unui drum prevăzut cu 4 benzi de circulație (câte două benzi de circulație pe fiecare sens mers), fără mediană.



*Fig. 1.1 Exemplu de tronson de drum "nesigur", în ceea ce privește funcția drumului.*

În astfel de cazuri, funcția drumului, în ierarhia drumurilor, devine confuză. Simpla planificare (proiectare) confuză a administrațiilor locale, poate cauza probleme foarte mari în siguranța rutieră. O dată ce s-a permis dezvoltarea intensă a localităților, este foarte dificil să se obțină îmbunătățiri fără o reconstrucție majoră a unui nou aliniament al drumului [4], [5], [18].

Tipurile de accidente care se pot produce: accidente cu pietoni care traversează strada prin locuri nepermise; accidente cu pietoni care se deplasează pe carosabil; accidente cu cel puțin două vehicule, care au aceeași direcție de deplasare și care pot intra în coliziuni de tip față-spate; accidente cu cel puțin două vehicule, care se deplasează din sensuri opuse și care pot intra în coliziuni frontale; accidente cu cel puțin două vehicule, care se deplasează pe același drum, din sensuri opuse, iar unul dintre vehicule efectuează o manevră de viraj la stânga, în fața celui alt vehicul etc.

### 1.3.2 Deficiențe privind secțiunea transversală a drumului

Problemele tipice care pot apărea: o secțiune transversală va consta în mod normal din carosabil, acostamente sau borduri, elemente de drenaj și profile de terasament. Poate include și facilități pentru pietoni, bicicliști sau alte grupuri speciale de utilizatori ai drumului. Există unele practici care sugerează că lărgirea benzii sau a lățimii carosabilului sau lărgirea acostamentelor până la anumite limite este benefică pentru reducerea anumitor tipuri de accidente. Cu toate acestea, dincolo de un anumit punct, poate avea efecte negative asupra siguranței rutiere (utilizatorii drumului vor începe să folosească lățimea extinsă, ca bandă obișnuită). Secțiunile transversale periculoase ale drumurilor expres și autostrăzilor sunt frecvent utilizate de participanții la trafic. De exemplu: drum cu patru benzi fără parapete de protecție sau drum cu două benzi cu acostament lat. Un drum cu un acostament lat poate fi uneori folosit greșit de către conducătorii auto, ca un drum foarte îngust cu patru benzi, cu rezultate dezastruoase și accidente foarte grave.

În Figura 1.2, se prezintă un exemplu de tronson de drum nesigur, din perspectiva secțiunii transversale a drumului [1], [2], [3].





*Fig. 1.2 Exemplu de tronson de drum cu 2 benzi de circulație, cu lățimea mare a acostamentelor.*

Secțiunile transversale, în special în cazul drumurilor care traversează zonele construite, nu sunt adesea uniforme. Dezvoltările locale pot afecta partea carosabilă, din cauza lipsei unui control eficient al planificării.

Pantele laterale abrupte, introduse în scopul drenajului, nu permit conducătorului auto să se replieze, în cazul în care părăsește carosabilul și, prin urmare, cresc probabilitatea producerii unui accident. Canalele de scurgere deschise pot crește, de asemenea, probabilitatea ca eroarea conducătorului auto să conducă la producerea unui accident.

### **1.3.3 Deficiențe privind profilul longitudinal al drumului**

Problemele tipice care pot apărea: curbele orizontale neașteptat de strânse, pot conduce la producerea de accidente, deoarece conducătorii auto încearcă să le abordeze cu o viteză prea mare. O situație similară poate apărea tot în cazul curbelor orizontale, în alte situații periculoase, cum ar fi panta abruptă sau după o secțiune dreaptă lungă în care conducătorul auto este "încurajat" sau indus în eroare (de geometria abordării), să creadă că poate conduce cu o viteză mai mare decât cea pentru care ar fi sigur în zona respectivă. Distanțele de vizibilitate, asociate cu razele de curbă mai mari, pot să "încurajeze" conducătorul auto să efectueze manevre de depășire în condiții nesigure [6], [7], [8].

Sincronizarea slabă a aliniamentelor orizontale și verticale, poate avea ca rezultat efecte vizuale care contribuie la producerea de accidente, fiind dăunătoare aspectului drumului. Combinațiile nesigure de curbura orizontală și verticală, pot fi interpretate în mod eronat de către un conducător auto și pot rezulta atunci când curbe orizontale și verticale, de lungimi diferite, apar în aceeași zonă. Aceste situații sunt deosebit de periculoase și sunt, din păcate, destul de frecvente.

În Figura 1.3, se prezintă un exemplu de tronson de drum "nesigur", în ceea ce privește profilul longitudinal al drumului.



*Fig. 1.3 Exemplu de tronson de drum "nesigur", în ceea ce privește profilul longitudinal al drumului.*

Tipurile de accidente care se pot produce: accidente în curbă cu un singur vehicul, pe fiecare parte a drumului; accidente cu cel puțin două vehicule care se deplasează din sensuri opuse și care pot intra în coliziuni frontale; accidente cu cel puțin două vehicule care au aceeași direcție și care pot intra în coliziuni de tip față-spate.

### 1.3.4 Deficiențe la nivelul intersecțiilor

Problemele tipice care pot apărea: ghidarea este un instrument util în managementul traficului. Ar trebui aplicată la toate intersecțiile de pe drumurile de mare viteză. Acest lucru poate necesita extinderea locală. Costul suplimentar mic al acestui aspect, în etapa de proiectare, va fi compensat de beneficiile viitoare de siguranță, în aproape toate cazurile. Este necesară luarea în considerare a nevoilor de acces ale vehiculelor de urgență și ale altor vehicule, în special în cazul unui accident.

Ghidarea conducătorului auto la deplasarea în zona punctelor de conflict, oferă zone sigure în care poate să se oprească, în timp ce efectuează o manevră, putându-se reduce conflictele între diferitele fluxuri de trafic.

Ghidarea prin marcaje rutiere, borduri înălțate, insule de trafic și stâlpișori de ghidare, poate fi folosită pentru a ghida vehiculele de-a lungul unui traseu specific, la apropierea și/sau ieșirea dintr-o intersecție și pentru a le poziționa în locul cel mai sigur, pentru a-și efectua manevra. Beneficiile acestui aspect sunt acelea că mișcările sunt simplificate, apărând mai puțină confuzie, iar numărul de puncte de conflict este minimizat [9], [10].

Insulele de trafic au avantajul suplimentar de a oferi un refugiu pentru pietonii care traversează drumul. De asemenea, oferă o locație convenabilă pentru așa numitul mobilier stradal, cum ar fi: indicatoare rutiere, iluminat stradal și capace de drenaj.

În Figura 1.4, se prezintă un exemplu de tronson de drum "nesigur", din perspectiva intersecțiilor.



Fig. 1.4 Exemplu de intersecție tip "Y" "nesigură".

Tipuri de accidente care se pot produce: accidente cu cel puțin două vehicule, care se deplasează pe același drum, din sensuri opuse, iar unul dintre vehicule efectuează o manevră de viraj la stânga, în fața celui alt vehicul; accidente cu cel puțin două vehicule, la traversarea intersecției; accidente cu cel puțin două vehicule, care se deplasează din sensuri opuse, care pot intra în coliziuni frontale.

### 1.3.5 Deficiențe privind serviciile publice și private

Problemele tipice care pot apărea: dotările de pe marginea drumurilor (spații de odihnă și benzinării) sunt necesare pentru a deservi traficul pe distanțe lungi dintre regiuni și orașe. Conducătorii auto trebuie să se odihnească cel puțin o dată la 2 sau 3 ore, pentru a-și menține concentrarea atunci când conduc. Este utilă combinarea zonelor de odihnă cu benzinării, la distanțe de 30 – 50 km. Intrările și ieșirile, către și dinspre zonele de servicii și odihnă pot provoca o întrerupere a traficului pe drumul principal, dacă nu sunt bine separate, iar o atenție deosebită trebuie acordată proiectării și întreținerii benzilor de decelerare și accelerare. Este important să fie prevăzute suficiente zone de odihnă la intervale de aproximativ 10 km, dar nu prea multe, pentru a evita întreruperea constantă a fluxului principal de trafic.

Sunt câteva exemple, în care drumurile sunt "invadate" de servicii comerciale inacceptabile sau zone de odihnă necorespunzătoare. Acest lucru este periculos pentru toți utilizatorii drumului, din cauza diferenței uriașe de viteză și a intersecției diferitelor categorii de utilizatori ai drumului. Totodată, acest lucru poate duce la oprirea bruscă a vehiculelor, respectiv intrarea bruscă a vehiculelor în trafic, precum și prezența pietonilor neprotejați pe drumurile de mare viteză.

Planurile generale, utilizarea terenurilor, dezvoltarea urbană și restricțiile de acces la rețeaua de drumuri publice sunt elemente cheie care pot fi utilizate pentru prevenirea acestor tipuri de accidente rutiere [14], [15].

În Figura 1.5, se prezintă un exemplu de spațiu de servicii publice și private "nesigur".



*Fig. 1.5 Exemplu de zona de odihnă, care nu este separată de traficul principal și pentru care nu este amenajat accesul în drumul principal.*

### **1.3.6 Deficiențe privind utilizatorii vulnerabili ai drumurilor**

Problemele tipice care pot apărea: pietonii nu trebuie să se deplaseze deloc de-a lungul drumurilor interurbane. Acostamentele nu sunt destinate utilizatorilor vulnerabili ai drumului, ci doar pentru utilizare în caz de urgență, de către vehicule. Cu excepția sensurilor giratorii, trecerile pentru pietoni ar trebui să fie separate la nivel de drumurile principale, dacă există un număr mare de utilizatori vulnerabili ai drumului. Trecerea pentru pietoni la nivel, pe drumurile cu mai multe benzi de circulație, ar trebui interzisă, cu excepția cazului în care sunt prevăzute indicatoare de circulație. Pentru a permite pietonilor să traverseze drumul în siguranță, trecerile pentru pietoni ar trebui să fie prevăzute ca pasaje subterane sau cu poduri cu rampe.

Pentru a asigura o capacitate suplimentară de trafic la intersecții, uneori se realizează lărgirea locală, dar acest lucru poate crește distanțele de traversare, creând un risc crescut pentru pietoni.

Cererile mari de trecere pentru pietoni, pot apărea uneori în afara intersecțiilor, în care vitezele de deplasare a vehiculelor sunt foarte mari. Amplasarea de pasaje subterane sau poduri cu rampe, poate fi prea costisitoare și poate să nu fie bine utilizată. Proiectanții și autoritatea rutieră trebuie să asigure treceri pe care pietonii vor fi dispuși să le folosească [16].

În Figura 1.6, se prezintă un exemplu de trecere pentru pietoni "nesigură".



*Fig. 1.6 Exemplu de trecere pentru pietoni "nesigură".*

### **1.3.7 Deficiențe privind semnalizarea rutieră, marcaje rutiere și iluminat**

Problemele tipice care pot apărea: indicatoarele și marcajele rutiere de avertizare sunt utilizate pentru a informa în prealabil asupra unui potențial pericol sau despre orice caracteristică neașteptată a geometriei drumului. Indicatoarele rutiere sunt folosite în situații specifice, când are loc o schimbare a traseului drumului, cum ar fi o curbă, un drum de mare viteză sau la apropierea de o intersecție. Amplasarea indicatoarelor rutiere este foarte importantă, deoarece acestea ar trebui să ofere avertismente sau informații adecvate la o distanță suficientă, dar nu ar trebui să

ascundă caracteristicile importante ale drumului. De mare importanță pentru vizibilitatea indicatoarelor rutiere este ca acestea să fie amplasate în poziții în care vegetația să nu obtureze vizibilitatea asupra acestora. Indicatoarele rutiere trebuie să fie vizibile în orice moment, astfel încât materialele reflectorizante ar trebui utilizate pentru vizibilitatea pe timp de noapte, iar indicatoarele rutiere urbane ar putea necesita iluminare. Sunt cazuri în care indicatoarele rutiere pot să lipsească (chiar și în locuri periculoase), pot să nu fie poziționate corespunzător, pot fi fără reflectivitate, pot fi nestandardizate sau chiar neconforme cu convențiile internaționale.

În Figura 1.7, se prezintă un exemplu de tronson de drum "nesigur", din perspectiva vizibilității asupra indicatoarelor rutiere.



*Fig. 1.7 Exemplu de tronson de drum "nesigur", în care este obturată vizibilitatea semaforului.*

O problemă recurentă a indicatoarelor rutiere este legată de asigurarea vizibilității asupra acestora, care poate fi obturată fie de obstacole permanente, cum ar fi așa numitul mobilierul stradal sau vegetația, fie de vehiculele parcate pe prima bandă de circulație, în cazul drumurilor prevăzute cu câte două benzi de circulație pe fiecare sens de mers. Amplasarea mai multor indicatoare rutiere, le poate diminua obiectivul, supraîncărcând conducătorul auto cu prea multe informații, ceea ce duce la confuzie sau la o situație în care conducătorul auto poate ignora anumite indicatoare rutiere. Indicatoarele rutiere pot să nu fie vizibile pe timp de noapte, din cauza iluminării slabe, a lipsei de întreținere de rutină, a fiabilității/continuității sursei de alimentare sau a poziționării inadecvate (prea sus, îndepărtate de drum sau îndepărtate de conducătorul auto). Dacă indicatoarele rutiere reflectorizante nu sunt curățate în mod regulat, este posibil ca acestea să nu-și păstreze proprietățile de design.

Tipurile de accidente care se pot produce: accidente cu pietoni care traversează strada în afara unei intersecții; accidente cu pietoni care traversează strada la o intersecție; accidente cu cel puțin două vehicule, la traversarea intersecției; accidente cu cel puțin două vehicule care au aceeași direcție și care pot intra în coliziuni de tip față-spate; accidente cu cel puțin două vehicule, care se deplasează pe același drum, din sensuri opuse, iar unul dintre vehicule efectuează o manevră de viraj la stânga, în fața celui alt vehicul etc.

### **1.3.8 Dispozitive pasive de siguranța circulației. Obstacole pe marginea drumului (copaci, stâlpi de iluminat, panouri publicitare etc.)**

Problemele tipice care pot apărea: prezența obstacolelor pe marginea drumului, a așa numitului mobilier stradal (de exemplu, indicatoare rutiere și stâlpi de iluminat), panouri publicitare și copaci, au două implicații asupra siguranței rutiere. Primul este pericolul potențial de coliziune, iar al doilea este obstrucționarea vizibilității. Vizibilitatea este extrem de importantă nu numai pentru conducătorul auto, ci și pentru ceilalți utilizatori ai drumului.

Trebuie să se acorde o atenție sporită asupra poziționării elementelor de pe marginea drumului, care fie pot împiedica vizibilitatea, fie pot conduce la producerea de accidente sau pot crește gravitatea accidentului. În cazul în care obstacolele de pe marginea drumului nu pot fi înlăturate și ar putea contribui la situații periculoase, ar trebui să se ia în considerare: înlocuirea lor cu echipamente proiectate să se prăbușească la impact, realinierea drumului sau amplasarea de

dispozitive pasive de siguranța circulației. O dată ce un proiect de drum este finalizat, trebuie avut grijă să nu se introducă ulterior obstacole de către alte instituții, cum ar fi companiile de telefonie sau cele de distribuție a energiei electrice.

Vegetația trebuie toaletată în mod regulat și inspecțiile planificate trebuie efectuate pentru a preveni ca obstacolele să fie prea aproape de marginea drumului. În unele cazuri, copacii sunt plantați în apropierea drumurilor pentru a oferi umbră pietonilor, animalelor și vehiculelor, iar în alte cazuri, pentru a împiedica vântul să aducă zăpadă pe drum [19].

În Figura 1.8, se prezintă un exemplu de tronson de drum "nesigur", din perspectiva obstacolelor de pe marginea drumului.



*Fig. 1.8 Exemplu de tronson de drum "nesigur", pe care nu este amplasat atenuator la începutul dispozitivului pasiv de siguranța circulației.*

Tipurile de accidente care se pot produce: accidente cu un singur vehicul, cu obstacole aflate pe drum; accidente cu un singur vehicul cu obstacole aflate pe marginea drumului; accident cu un singur vehicul, cu părăsirea drumului, pe una dintre părțile acestuia; accidente cu cel puțin două vehicule care au aceeași direcție, care pot intra în coliziuni de tip față-spate; accidente cu pietoni care se deplasează de-a lungul drumului etc.

### **1.3.9 Semnalizarea și marcarea temporară a zonelor de drum în lucru**

Problemele tipice care pot apărea: o zonă de lucru este o zonă de drum sau o zonă a marginii drumului în care se execută lucrări de construcție, întreținere sau alte lucrări și care poate afecta siguranța circulației și poate limita libera circulație a utilizatorilor drumului, prin și în vecinătatea zonei de lucru. Zonele de lucru sunt zone de pe drum, cu un risc mai mare de accidente, atât pentru utilizatorii drumului (ocupanții vehiculelor și categoriile de utilizatori vulnerabili), cât și pentru lucrători. Trebuie realizat și urmat un plan de management al traficului de bună calitate, astfel încât toți participanții la trafic să fie protejați împotriva riscului unui accident rutier. Un astfel de plan de management al traficului, trebuie să conțină toate elementele, începând de la proiectare, amplasare și întreținere, până la îndepărtarea tuturor elementelor care reglementează traficul rutier.

Pentru a minimiza riscurile și pentru a crește siguranța circulației, amenajarea zonei de lucru (marcarea și semnalizarea acesteia) necesită o atenție specială, din următoarele motive:

- zona de lucru este o porțiune de drum în care, de cele mai multe ori, caracteristicile geometrice ale drumului și condițiile de trafic sunt modificate în condiții mai puțin sigure. Tipurile de lucrări executate sunt adesea construcții de drumuri, reabilitare și întreținere, dar există și alte tipuri de lucrări pe drum, care necesită același tratament, de exemplu, lucrări care prevăd amplasarea de cabluri, conducte etc., situate în zona drumului
- lucrătorii din zonele de lucru, își petrec cea mai mare parte a orelor de lucru pe drum, fiind expuși direct la trafic. În accidentele rutiere care au loc în zonele de lucru, acești lucrători sunt adesea victime și de asemenea, pot fi expuși la fel de mult la risc, ca și utilizatorii drumului.

Fluxul de tranzit în creștere, necesitatea ca principalele coridoare de trafic să fie construite conform standardelor internaționale și europene, implică un sistem consistent pentru semnalizarea lucrărilor în zona de lucru.

În Figura 1.9 este prezentat un exemplu de tronson de drum "nesigur", din perspectiva lucrărilor executate.



Fig. 1.9 Exemplu de tronson de drum "nesigur", din perspectiva lucrărilor de drum executate.

Tipurile de accidente care se pot produce: accidente cu un singur vehicul, cu materiale de lucru aflate pe partea carosabilă; coliziuni cu vehicule parcate pe partea dreaptă (stânga) a drumului; accidente cu cel puțin două vehicule, care se deplasează din sensuri opuse, care pot intra în coliziuni frontale; accidente cu cel puțin două vehicule care au aceeași direcție, care pot intra în coliziuni de tip față-spate; accidente cu pietoni care se deplasează de-a lungul drumului etc.

### 1.3.10 Concluzii

Armonizarea standardelor rutiere și eliminarea riscurilor potențiale pentru utilizatorii drumurilor, au o importanță foarte mare, în ceea ce privește ameliorarea siguranței rutiere.

Informațiile cu privire la deficiențele tipice de siguranță rutieră, pot fi utilizate în procesele de proiectare, respectiv construcție și întreținere a drumurilor, în vederea prevenirii acestora. De asemenea, acestea pot contribui la îmbunătățirea standardelor de proiectare a drumurilor.

## 1.4 CONSIDERAȚII REFERITOARE LA STRATEGIA NAȚIONALĂ PRIVIND SIGURANȚA RUTIERĂ PENTRU PERIOADA 2022 – 2030

### 1.4.1 Considerații generale

Strategia Națională privind Siguranța Rutieră pentru perioada 2022-2030, stabilește cadrul și planificarea implementării obiectivelor și planurilor de acțiune în domeniul siguranței rutiere, în acord cu normele și liniile directoare ale noilor politici ale Uniunii Europene. Scopul strategiei este de a defini coordonatele și planul de acțiuni, vizând ameliorarea siguranței rutiere pentru toate categoriile de participanți la trafic [17].

Având în vedere că numărul persoanelor decedate în accidente rutiere continuă să crească, la nivelul întregii lumi, Uniunea Europeană a reconfirmat obiectivul ambițios pe termen lung, de a se apropia de zero decese până în 2050 – „Vision Zero”.

Prin aprobarea Declarației de la Valleta, la obiectivul pe termen lung al Uniunii Europene, de apropiere de un nivel zero al deceselor cauzate de accidente rutiere până în 2050, s-a adăugat faptul că același obiectiv ar trebui atins pentru vătămările grave. De asemenea, comunicarea a propus noi ținte intermediare de reducere a numărului de decese cauzate de accidente rutiere cu 50 % în perioada 2020-2030, precum și de reducere a numărului de vătămări grave cu 50 %, în aceeași perioadă.

Pentru atingerea acestor obiective, Comisia Europeană a stabilit o nouă abordare privind siguranța rutieră pentru deceniul 2021-2030, a ceea ce înseamnă „sistemul sigur”.

Potrivit abordării „sistemului sigur”, decesele și vătămările grave cauzate de accidentele rutiere, nu reprezintă un preț inevitabil al mobilității. Accidente se vor produce mereu, dar decesele și vătămările grave pot fi prevenite în mare măsură. Abordarea „sistemului sigur” vizează un sistem rutier mai puțin punitiv. Aceasta acceptă că oamenii fac greșeli și susține o combinație de măsuri pe

mai multe niveluri, pentru a preveni decesul persoanelor din cauza greșelilor lor, luând în considerare caracteristicile vulnerabilității umane. Această abordare implică o acțiune multisectorială și multidisciplinară, și o gestionare în funcție de obiective, ținte încadrate în timp și monitorizarea performanței, conform *Cadrului de politică al UE privind siguranța rutieră 2021-2030 – Următorii pași în direcția „Viziunii zero”, 2019*.

Scopul „sistemului sigur” pe termen lung este eliminarea deceselor și a rănilor grave pe drumurile unei țări. „Sistemul sigur” este adoptat de un număr din ce în ce mai mare de țări și stă la baza Deceniului de acțiune al ONU pentru siguranța rutieră. Implementarea acestuia necesită o implicare guvernamentală puternică și consecventă, cu activarea unor factori dintr-o gamă variată de domenii. Prin punerea în aplicare a abordării „sistemului sigur”, măsurile prezentate în noul cadru privind siguranța rutieră vor avea impact real și vor aduce îmbunătățiri semnificative și necesare ale performanței în materie de siguranță pe drumuri și, mai presus de orice, vor salva vieți.

Obiectivul general al Strategiei Naționale pentru Siguranță Rutieră este reducerea cu 50%, până în anul 2030, față de anul 2019, a numărului persoanelor decedate și cu 50% a numărului persoanelor rănite grav în urma producerii accidentelor rutiere.

Principalele direcții de acțiune vizează:

- un management performant al siguranței rutiere
- condiții sigure pentru utilizarea drumurilor
- condiții sporite de siguranță pentru vehicule
- condiții sporite de siguranță pentru infrastructură
- prevenire, monitorizare și intervenții optime în cazul situațiilor de urgență

Siguranța rutieră este o responsabilitate comună, care necesită acțiuni concrete și coordonate, iar îmbunătățirea parametrilor specifici domeniului se poate obține doar cu implicarea fiecăruia, atât din postura de utilizator al drumului, cât și din cea de autoritate de reglementare și aplicare a legislației. Pentru o implementare eficientă a Strategiei este nevoie de sprijinul și implicarea tuturor actorilor cu atribuții în siguranța rutieră.

În perioada 2010-2020, la nivelul Uniunii Europene, numărul deceselor cauzate de accidente rutiere a scăzut cu 36% (Figura 1.10), de la 29.600 decese, la 18.800 decese, o scădere care nu atinge însă obiectivul stabilit pentru această decadă și anume reducerea cu 50% a numărului de decese în accidente rutiere.

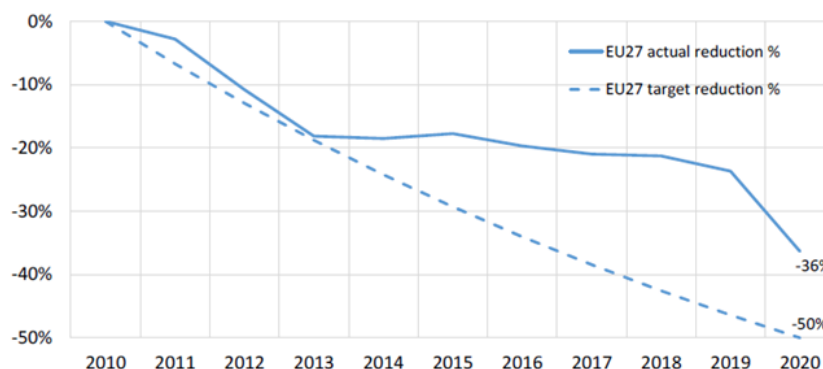


Fig. 1.10 Numărul persoanelor decedate în accidente rutiere în perioada 2010-2020 (Sursa: *Eu Road Safety – Result Conference 2021*).

România a înregistrat o scădere constantă a numărului de decese rutiere în ultimii ani. Această tendință descrescătoare a numărului de decese este în linie cu cea înregistrată la nivel european, bazată pe un set standard de variabile: o scădere mai accentuată în rândul grupurilor de vârstă mică și mijlocie, mai puține decese pe drumurile rurale, o scădere a accidentelor pe timp de noapte.

Conform cifrelor provizorii, 18 state membre au înregistrat o scădere record a numărului deceselor în accidente rutiere în anul 2020. La nivelul Uniunii Europene, numărul persoanelor decedate a scăzut în medie cu 17%, față de anul 2019. Amplitudinea reducerilor înregistrate nu a fost uniformă la nivelul tuturor statelor, cele mai mari scăderi fiind observate în Belgia, Bulgaria, Danemarca, Spania, Franța, Croația, Italia, Ungaria, Malta și Slovenia. La polul opus, în cinci state membre, s-a înregistrat o creștere a numărului de decese în accidente rutiere grave.

În intervalul 2010-2020 România a înregistrat o reducere cu 21,6% a numărului persoanelor decedate în accidente rutiere (Figura 1.11), puțin sub media europeană (care a fost de 23,7%).

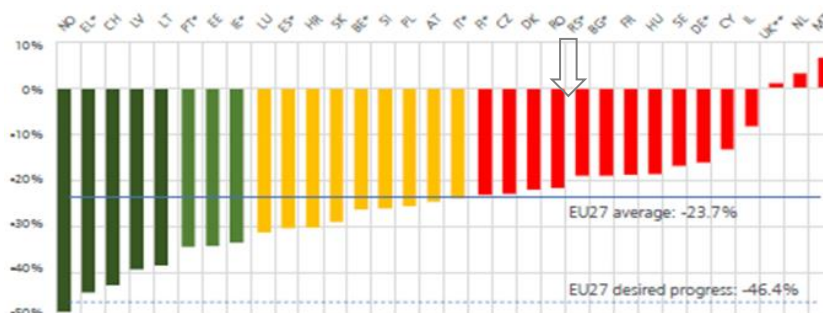


Fig. 1.11 Evoluția relativă (procentuală) a deceselor rutiere între 2010 și 2020 (Sursa: RANKING EU PROGRESS ON ROAD SAFETY. 15th Road safety performance index report).

Între 2010 și 2019, în România, numărul de decese cauzate de accidentele rutiere a scăzut cu 22% (Figura 1.12), o scădere similară cu media Uniunii Europene (23%), care însă situează România în treimea cea mai puțin performantă dintre țările UE.

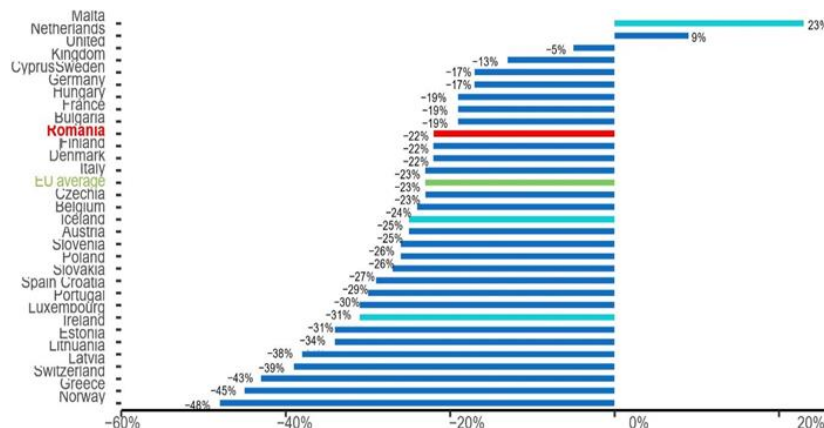


Fig. 1.12 Modificarea numărului de decese rutiere în UE27, țările AELS și Regatul Unit (2010-2019), (Sursa: EAC, CARE & EUROSTAT).

#### 1.4.2 Planul de acțiuni

Pentru crearea unui cadru de politici publice privind siguranța rutieră congruente cu orientările la nivel european, România a preluat viziunea bazată pe un „sistem sigur”. „Sistemul sigur” are în centrul său omul, cu toate vulnerabilitățile sale, și se bazează pe faptul că accidentele sunt inerente, însă este important ca efectele acestora să fie menținute în limite predictibile și raportate la onorarea dezideratului reducerii continue ale acestora.

Principalele elemente care formează „sistemul sigur”, adaptate dinamicii rutiere din România, sunt:

- Managementul siguranței rutiere
- Utilizarea drumurilor în condiții de siguranță
- Siguranța vehiculelor
- Siguranța infrastructurii
- Intervenții în situații de urgență



Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate în cadrul rapoartelor de audit de siguranță rutieră, respectiv de evaluare de impact asupra siguranței rutiere, elaborate pentru un număr de 7 contracte de consultanță pentru mediul economic, care au fost coordonate în calitate de Responsabil de proiect:

1. *“Proiectare și Execuție Modernizare DN 71 Bâldana - Târgoviște - Sinaia, km 0+000 - km 44+130 - Lărgire la 4 Benzi de Circulație și km 51+041 - km 109+905 - Drum la două benzi, Sector 1: Bâldana - Târgoviște, km 0+000 - km 44+130, Lărgire la 4 Benzi de Circulație”, în lungime de 44,130 km, Stadiul 2 – Proiect tehnic și detalii de execuție. Prestarea de servicii privind efectuarea Auditului de Siguranță Rutieră. Nr. contract: 1439 / 01.03.2024. Beneficiar: Autoritatea Rutieră Română (ARR)*
2. *“Autostrada Brașov-Târgu Mureș-Cluj-Oradea, Secțiunea 3B: Mihăești-Suplacu de Barcău, Subsecțiunea 3B5: Nușfalău-Suplacu de Barcău (km 66+500 – km 80+054)”, în lungime de 13,349 km. stadiul 3 – Anterior recepției, la terminarea lucrărilor la drumul public. Prestarea de servicii privind efectuarea Auditului de Siguranță Rutieră. Nr. contract: 15241 / 04.07.2023 + Act adițional / 09.08.2023. Beneficiar: Autoritatea Rutieră Română (ARR)*
3. *“Drum expres Găești – Ploiești”, în lungime de 81,570 km. Prestarea de servicii privind efectuarea Evaluării de Impact asupra Siguranței Rutiere. Nr. contract: 1965 / 03.03.2023. Beneficiar: Autoritatea Rutieră Română (ARR)*
4. *“Proiectare și Execuție Modernizare DN 28B, Târgu Frumos-Botoșani, km 0+000-km 76+758”, în lungime de 76,758 km, stadiul 2 – Proiect tehnic și detalii de execuție. Nr. contract: 30820 / 05.11.2021. Beneficiar: Autoritatea Rutieră Română (ARR)*
5. *“Reabilitare DN56, contract 5R15, Craiova-Galicea Mare, km 0+000-km-47+ 000”, în lungime de 46,416 km, stadiul 4 - Imediat după darea în exploatare a drumului public, în trafic. Prestarea de servicii privind efectuarea Auditului de Siguranță Rutieră. Nr. contract: 7747 / 15.03.2021. Beneficiar: Autoritatea Rutieră Română (ARR)*
6. *“Reabilitare DN76 Deva-Oradea, Contract 5R13, Ștei-Beiuș, km 102+660-km 133+660”, în lungime de 27,9 km, stadiul 3 – Anterior recepției, la terminarea lucrărilor la drumul public. Prestarea de servicii privind efectuarea Auditului de Siguranță Rutieră. Nr. contract: 308 / 07.01.2019. Beneficiar: Autoritatea Rutieră Română (ARR)*
7. *“Reabilitare DN 76 Șoimuș-Brad, km 0+000 - km 30+436”, în lungime de 29,1 km stadiul 3 – Anterior recepției, la terminarea lucrărilor la drumul public, în lungime de 27,9 km. Prestarea de servicii privind efectuarea Auditului de Siguranță Rutieră. Nr. contract: 37608 / 29.11.2017. Beneficiar: Autoritatea Rutieră Română (ARR)*

Standardele minimale și obligatorii, pentru acordarea atestatului de abilitare în domeniul de doctorat Ingineria Autovehiculelor, nu oferă posibilitatea includerii unor astfel de contracte în Fișa de verificare a îndeplinirii standardelor minimale CNATDCU, decât dacă sunt încheiate între Beneficiarul contractului și o instituție de învățământ superior, motiv pentru care contractele prezentate anterior, nu au fost incluse în Fișa de verificare a îndeplinirii standardelor minimale CNATDCU. Metodologia de atribuire a unor astfel de proiecte, prevede încheierea contractelor direct între Beneficiar și Responsabilul de proiect.

De asemenea, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate într-un articol științific prezentat în cadrul unei conferințe internaționale, fiind publicat în proceedings indexat în Web of Science:

1. Jovanov Dejan, Vollpracht Hans Joachim, **Beleş Horia**, Popa Virgil, Țolea Bogdan Adrian. *Most common road safety engineering deficiencies in South Eastern Europe as a part of safe system approach*. International Congress of Automotive and Transport Engineering - Mobility Engineering and Environment (CAR 2017). IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Volume: 252, Article Number: UNSP 012021, DOI: 10.1088/1757-899X/252/1/012021, Pages: 12-21, Published: 2017. Publisher: IOP Publishing LTD, England, ISSN: 1757-8981 Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000419817200021>.

## 2 CERCETĂRI PRIVIND SIGURANȚA ACTIVĂ A AUTOVEHICULELOR

În cadrul acestui capitol, se abordează teme de cercetare din domeniul siguranței active a autovehiculelor. Pentru început, se prezintă considerațiile privind siguranța activă a autovehiculelor. Apoi, se prezintă un model matematic, care a fost dezvoltat pentru simularea funcționării ABS (Anti-lock Braking System). În continuare, se prezintă metodele pentru evaluarea experimentală a procesului de frânare, precum și încercările experimentale efectuate pentru determinarea performanțelor sistemului de frânare. În finalul capitolului, se prezintă analiza comparativă a rezultatelor obținute, precum și concluziile.

### 2.1 CONSIDERAȚII PRIVIND SIGURANȚA ACTIVĂ A AUTOVEHICULELOR

În completarea grupului motopropulsor (motor, cutie de viteze), care asigură propulsia autovehiculului, sistemele de conducere care limitează înaintarea și încetinirea autovehiculului, au un rol foarte important. Acestea fac posibilă deplasarea în condiții de siguranță a autovehiculului, în traficul rutier. Sistemele care asigură protecția pasagerilor, în caz de accident, sunt extrem de importante.

Factorii care influențează siguranța conducerii unui autovehicul, în contextul circulației rutiere actuale, sunt:

- starea generală a autovehiculului (nivelul de echipare, starea pneurilor, fenomenele de uzură etc)
- condițiile meteorologice, starea drumurilor și condițiile de circulație (de exemplu: vânt lateral, suprafața carosabilului sau densitatea traficului)
- experiența conducătorului auto, aptitudinile sale și starea sa psihică.

Frânele reprezintă un component esențial al oricărui autovehicul, ele fiind indispensabile pentru deplasarea în condiții de siguranță a autovehiculului, în traficul rutier. De-a lungul timpului, sistemul de frânare a cunoscut o perfecționare continuă, iar în momentul de față, vitezele mari de deplasare sunt posibile datorită sistemelor care asigură frânarea eficace și oprirea sigură a autovehiculului, chiar și în situații critice.

Ca și în toate domeniile tehnicii autovehiculului, electronica și-a pus o amprentă semnificativă asupra evoluției sistemelor de siguranță. Exigențele impuse sistemelor de siguranță neputând fi satisfăcute decât cu asistență electronică. Din punct de vedere conceptual (Figura. 2.1), siguranța rutieră cuprinde două mari categorii:

- siguranța activă;
- siguranța pasivă.

Siguranța activă a autovehiculului, reprezintă acțiunea constructorului, care urmărește îmbunătățirea calității autovehiculului, referitoare la evitarea producerii accidentelor de circulație rutieră. Această siguranță se obține prin realizarea sistemului de direcție, de frânare, de suspensie, de rulare, de iluminare și semnalizare cu o fiabilitate maximă.

Siguranța pasivă a autovehiculului, reprezintă acțiunea constructorului, care urmărește diminuarea urmărilor accidentelor rutiere, chiar în timpul producerii acestora. În cadrul acestor acțiuni, se are în vedere evitarea accidentării grave sau mortale a ocupanților locurilor din autovehicul, prin echiparea interiorului caroseriei cu piese și materiale ușor deformabile la șoc, testarea fixării centurilor de siguranță, a tetierelor, dinamicitatea, fiabilitatea și comportarea diferitelor subansambluri în regimuri de exploatare severe etc.

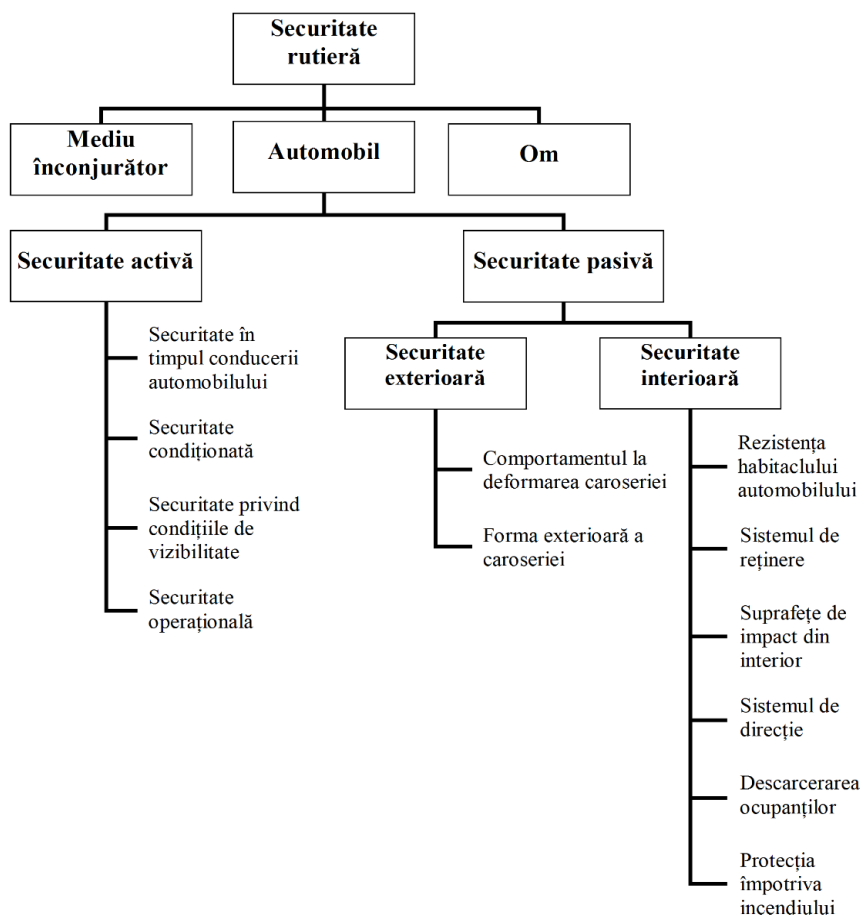


Fig. 2.1 Siguranța rutieră. Concepte și factori de influență.

### 2.1.1 Sisteme de siguranță activă

Sistemele de siguranță activă, contribuie la evitarea accidentelor rutiere și participă preventiv la îmbunătățirea siguranței. Câteva exemple de sisteme de siguranță activă:

- sisteme antiblocare a roților ABS (Anti-lock Braking System)
- sisteme antipatinare la tracțiune ASR (Anti-Slip Regulator)
- sisteme de control dinamic al stabilității ESP (Electronic Stability Program)

Aceste sisteme de siguranță, mențin stabilitatea direcțională a autovehiculului în situații critice, asigurând manevrabilitatea acestuia.

În continuare, se va prezenta o scurtă descriere a conceptelor prezentate în cadrul Figurii 2.1.

*Siguranța în timpul conducerii autovehiculului* este rezultatul unui design armonios al șasiului și suspensiei, cu referire la ghidarea roților, suspensie, direcție și frânare, acestea reflectându-se într-un comportament dinamic optim al autovehiculului.

*Siguranța condiționată*, rezultă din menținerea tensiunii fiziologice la care sunt supuși ocupanții autovehiculului datorită vibrațiilor, zgomotului și condițiilor climatice, la un nivel cât mai scăzut.

*Siguranța privind percepția*. Măsurile pentru mărirea siguranței privind percepția sunt concentrate pe:

- sistemul de iluminare;
- sistemele de avertizare acustică;
- vizibilitatea directă și indirectă (vizibilitatea conducătorului auto).

*Siguranța operațională*. Pentru a solicita la minim conducătorul auto și pentru a crește siguranța în timpul conducerii autovehiculului, toate elementele de comandă trebuie să poată fi atinse și acționate optim, de pe poziția scaunului conducătorului auto.

### 2.1.2 Sisteme de siguranță pasivă

Sistemele de siguranță pasivă servesc la protejarea de răniri grave a ocupanților locurilor unui autovehicul, în caz de accident rutier. Acestea reduc riscul de rănire și diminuează consecințele unui accident rutier.

Exemplele de sisteme de siguranță pasivă: centurile de siguranță prevăzute de legislație, airbag-urile care se găsesc în diferite zone ale habitaculului, sub diverse forme (airbag-uri frontale și/sau laterale).

*Siguranța exterioară.* Înglobează toate măsurile cu privire la autovehicul, care sunt destinate pentru a minimiza gravitatea leziunilor asupra participanților la trafic (pietoni, bicicliști și motocicliști), în cazul unui accident rutier. Factorii care determină siguranța exterioară sunt:

- comportamentul caroseriei la deformare
- forma exterioară a caroseriei.

*Siguranța interioară.* Înglobează toate măsurile tehnice cu privire la autovehicule, care sunt luate pentru a minimiza accelerațiile și forțele care acționează asupra ocupanților autovehiculului în cazul unui accident rutier, oferind un spațiu suficient pentru a supraviețui și asigurând funcționarea componentelor autovehiculului care sunt indispensabile pentru scoaterea ocupanților din habitacul, în cazul în care a avut loc un accident rutier. Factorii determinanți pentru siguranța ocupanților sunt:

- comportamentul caroseriei la deformare
- rezistența habitaculului autovehiculului și mărimea spațiului de supraviețuire în timpul impactului și după impact
- sisteme de reținere
- zonele de de impact din interiorul habitaculului
- sistemul de direcție
- descarcerarea ocupanților autovehiculului
- protecția împotriva incendiului

### 2.1.3 Sisteme de siguranță anticipative „PRE – SAFE”

Sistemele de reținere utilizate la ora actuală sunt în primul rând proiectate pentru „*cel mai rău caz*”, de aceea nu pot oferi ocupanților locurilor autovehiculului protecție optimă în toate situațiile. Dacă ocupanții locurilor autovehiculului se află într-o poziție nefavorabilă, sistemele de reținere pot chiar să devină periculoase.

Soluția pentru continuarea îmbunătățirii pe viitor a siguranței ocupanților, este de a adopta o distincție strictă între siguranța activă și siguranța pasivă, cu condiția ca acestea să fie considerate ca sisteme suprapuse și nu ca sisteme independente. Sistemele de pre-siguranță „*PRE – SAFE*” exploatează toate sinergiile existente între dispozitivele de siguranță, procedând la punerea într-o rețea comună sau chiar contopirea tuturor senzorilor de siguranță. Rolul senzorilor de „*pre-coliziune*” nu este numai de a preveni un impact iminent, ci și de activare a sistemelor de protecție a ocupanților, imediat ce sunt detectate situații critice de conducere ale autovehiculului.

Sistemele „*PRE – SAFE*” folosesc elemente de siguranță activă, pregătind autovehiculul în situații critice de conducere, ocupanții și sistemele de reținere pentru un eventual accident și deci, pentru a îmbunătăți siguranța pasivă.

## 2.2 MODEL MATEMATIC PENTRU SIMULAREA FUNCȚIONĂRII ABS (ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM)

### 2.2.1 Model dinamic pentru simularea funcționării ABS (Anti-lock Braking System)

Pentru verificarea algoritmului de lucru al sistemului ABS cu care este echipat un autoturism și pentru punerea în evidență a diferitelor influențe asupra procesului de frânare, cu și fără ABS, s-a

recurs la un model dinamic plan, pentru o singură roată a autovehiculului. Modelul adoptat are două elemente inerțiale: o roată și o masa în mișcare de translație (vehiculul).

Nu au fost considerate explicit influențele mecanismelor de ghidare, de suspensie și de direcție, adică au fost neglijate mișcările de zvâcnire și de săltare ale roții, respectiv de săltare și de tangaj ale masei în translație. Simplificările menționate anterior au fost realizate în mod voit, pentru o mai bună punere în evidență a parametrilor sistemului de frânare, prevăzut cu dispozitiv antiblocare a roților, care influențează procesul de frânare. În aceste condiții, modelul dinamic dispune doar de două grade de libertate: rotația roții în jurul fuzetei și translația masei care se sprijină pe această roată (inclusiv masa roții), pe direcția de mers (longitudinală).

## 2.2.2 Model Simulink pentru simularea funcționării ABS (Anti-lock Braking System)

Simulink este un modul de lucru al programului de calcul matematic general Matlab (Mathworks Inc.). El se pretează pentru simularea funcționării sistemelor tehnice, deoarece dispune de câteva calități extrem de importante:

- permite descrierea sistemului modelat prin intermediul unor scheme bloc conectate între ele, cu ajutorul unor semnale de intrare sau de ieșire. Astfel, rezultă ușurința în înțelegere, creare și utilizare
- schemele bloc pot fi grupate ierarhic, ceea ce permite descrierea unor subansambluri și ansambluri de mare complexitate
- scrierea ecuațiilor algebrice și diferențiale cu valori inițiale, care constituie modelul matematic al sistemului, se face automat
- pentru rezolvarea modelului matematic, se dispune de mai multe metode performante de integrare numerică aproximativă
- rezultatele simulării, obținute în funcție de timp, pot fi reprezentate grafic în diferite moduri
- rezultatele obținute la o anumită simulare, pot fi păstrate în spațiul de lucru al Matlab, pentru efectuarea unor comparații sau prelucrări ulterioare

În Figura 2.2 se prezintă schema bloc a modelului Simulink, realizată pentru simularea funcționării ABS. Blocurile care o compun sunt definite astfel încât să permită identificarea și înțelegerea modului de funcționare al sistemului de frânare, prevăzut cu dispozitiv antiblocare a roților.

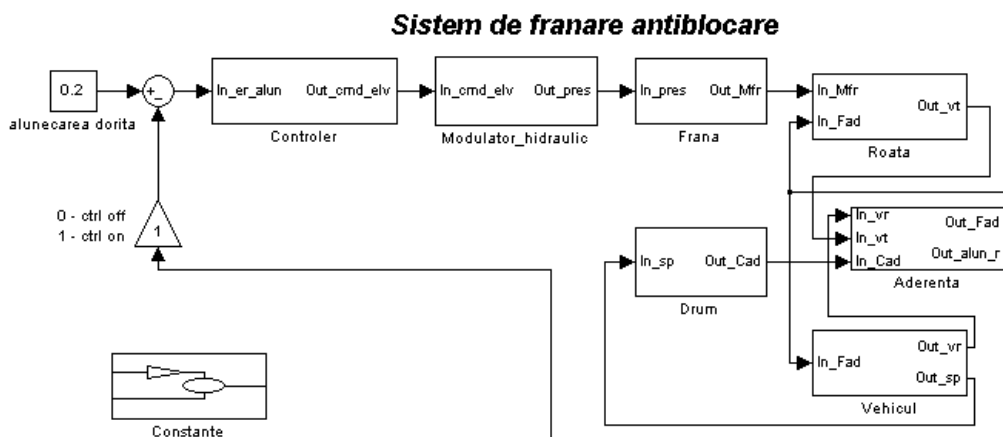


Fig. 2.2 Schema bloc (funcțională) de ansamblu a modelului Simulink, pentru simularea ABS.

Blocurile *Roată* și *Vehicul*, corespund celor două grade de libertate ale modelului dinamic: rotația roții și translația vehiculului. Cele două mișcări sunt conectate prin intermediul aderenței dintre roată și drum (blocul *Aderență*), care va depinde de proprietățile drumului definite în blocul *Drum*.

Comparatorul (blocul rotund din partea stângă a Figurii 2.2), calculează diferența dintre mărimea "obiectiv" a alunecării (blocul *Alunecarea dorită*) și alunecarea reală (calculată în blocul *Aderență*). În funcție de această diferență, blocul *Controler*, care simulează funcționarea algoritmului de reglare

implementat în calculatorul ABS, va stabili ce fel de comandă trebuie să execute ansamblul hidraulic al ABS (modelat de blocul *Modulator hidraulic*). Presiunea generată de acesta este în final aplicată frânei (modelată de blocul *Frână*).

Blocul *Ctrl off / Ctrl on* a fost introdus pe traseul conexiunii inverse, pentru a putea simula cu același model, atât un sistem de frânare prevăzut cu dispozitiv antiblocare a roților (ABS), cât și unul clasic (fără ABS).

Blocul *Constante* (Figura 2.3) permite definirea principalelor date de simulare: masa  $m$  ce revine roții studiate, greutatea  $G$  corespunzătoare roții, momentul de inerție al roții  $J$ , raza dinamică a roții  $r_d$  și viteza inițială  $v_0$  de la care pornește simularea. Utilizarea acestui bloc permite o mai ușoară urmărire a tuturor datelor de interes, precum și asigurarea vizibilității acestora în întregul model, fără a fi necesară utilizarea liniilor de conexiune.

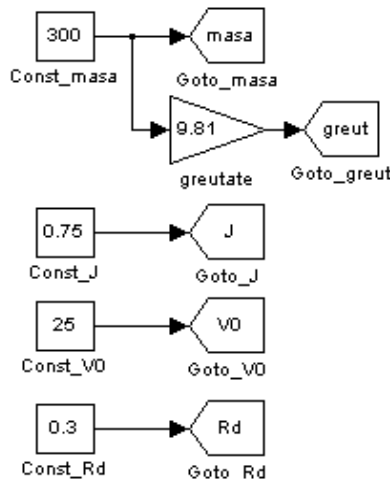


Fig. 2.3 Blocul Constante de definire a principalelor date de simulare.

Blocul *Drum* (Figura 2.4) permite stabilirea modului în care valoarea coeficientului de aderență se modifică în funcție de spațiul parcurs de autovehicul. În Figura 2.4 este prezentată definirea acestei dependențe cu ajutorul unui tabel, trecerea de la o valoare la alta efectuându-se cu ajutorul interpolării lineare.

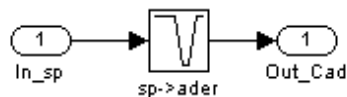


Fig. 2.4 Blocul Drum de definire a valorii coeficientului de aderență, în funcție de spațiul parcurs de autovehicul.

Pe baza vitezei reale și vitezei teoretice ale vehiculului, care ajung la primele două intrări ale blocului *Aderență* (Figura 2.5), se calculează alunecarea reală de frânare. Această valoare, care constituie cea de a doua ieșire a blocului, este introdusă ca valoare de intrare în blocul de interpolare lineară *alun->csi*, care permite determinarea fracțiunii utilizate din valoarea maximă a aderenței disponibile a drumului. Prin înmulțirea cu coeficientul de aderență  $Cad$  (a treia intrare a blocului *Aderență*), se obține valoarea coeficientului efectiv  $\mu$  de interacțiune roată-drum. În final, prin înmulțirea cu greutatea preluată de roată, se obține forța de aderență utilizată efectiv  $F_{ad}$  (prima ieșire a blocului *Aderență*).

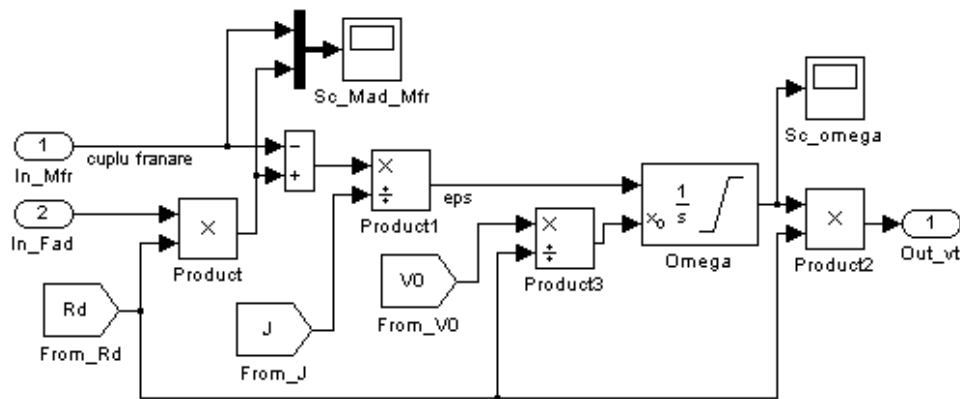


Fig. 2.5 Blocul Aderență pentru generarea alunecării reale și a forței de aderență.

Valoarea forței de aderență utilizată, va fi folosită ca valoare de intrare pentru blocurile *Roată* (Figura 2.6) și *Vehicul* (Figura 2.7), care calculează dinamica roții și, respectiv, vehiculului (masei în translație).

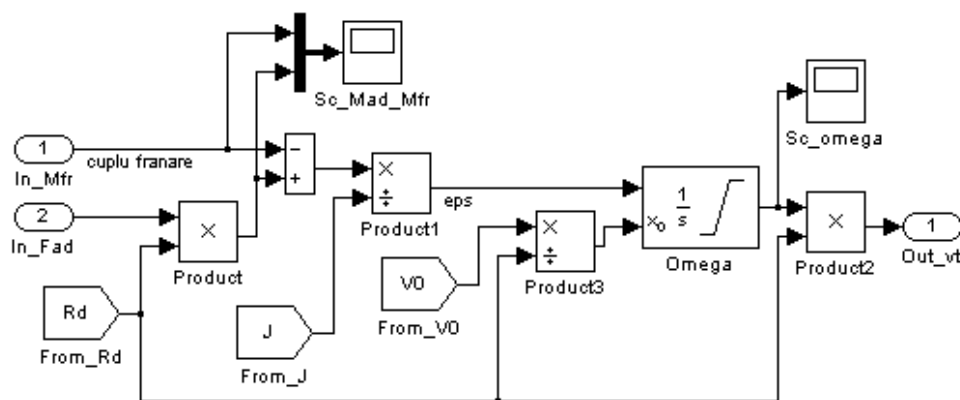


Fig. 2.6 Blocul Roată pentru simularea dinamicii roții.

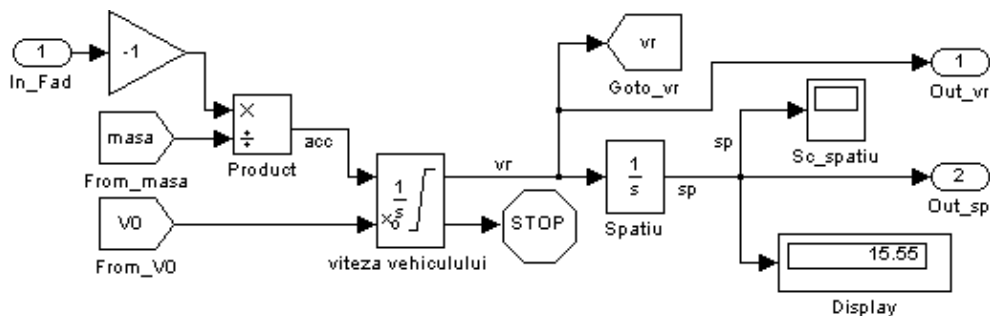


Fig. 2.7 Blocul Vehicul pentru simularea dinamicii vehiculului (masa în translație).

În blocul *Roată*, forța de aderență  $F_{ad}$  de la intrarea 2, se înmulțește cu raza dinamică, pentru a se calcula momentul de aderență. Apoi, din acesta se scade momentul de frânare, obținându-se suma momentelor exterioare care acționează asupra roții. Aceasta se împarte la momentul de inerție  $J$ , pentru a se obține accelerația unghiulară  $\varepsilon$  a roții, care este apoi integrată (cu valoare inițială  $\omega_0 = v_0/r_d$ , care corespunde lipsei alunecării), pentru a se obține viteza unghiulară  $\omega$ . Prin împărțirea ei la raza dinamică, se calculează viteza teoretică (de rostogolire)  $v_t$ , care este scoasă ca mărime de ieșire a blocului.

În blocul *Vehicul*, forței de aderență  $F_{ad}$  de la intrare, i se schimbă sensul (la frânare forța de interacțiune dintre roată și calea de rulare se opune mișcării vehiculului). Deoarece se neglijează rezistența la rulare, împărțirea forței de aderență la masa vehiculului (repartizată pe roata analizată), asigură determinarea accelerației de frânare  $a_{cc}$  (cu valoare negativă). Printr-o primă integrare a accelerației (cu valoare inițială  $v_0$ ), se obține viteza reală  $v_r$  a autovehiculului. Atingerea

unei valori foarte reduse a vitezei, conduce la oprirea simulării (blocul *STOP*). O a doua integrare, de data aceasta a vitezei reale, conduce la aflarea spațiului parcurs de vehicul, necesar definirii calității drumului.

Mărimea alunecării roții pe sol este calculată în mod normal de calculatorul ABS, cu ajutorul unui algoritm specializat, pe baza vitezelor reale ale tuturor roților, furnizate de senzori. Algoritmul permite estimarea vitezei reale a vehiculului și apoi determină alunecarea cu ajutorul relației (2.1):

$$s = 1 - v_t / v_r \quad (2.1)$$

În acest model, alunecarea calculată de blocul *Aderență*, este transmisă ca mărime de reacție către *Comparator*. Prin înmulțirea alunecării cu valoarea 0 (în blocul de amplificare), nu se va ține cont de nicio tendință de blocare a roților și modelul va corespunde unui sistem de frânare clasic, fără ABS. Dacă în blocul de amplificare se înscrie valoarea 1, valoarea alunecării va ajunge neafectată la comparator, iar modelul va corespunde sistemului de frânare prevăzut cu dispozitiv antiblocare a roților (ABS). Prin înlocuirea blocului de amplificare, cu un alt bloc mai complex, s-ar putea ține cont de întârzierea sau perturbațiile (erorile) cu care valoarea alunecării ajunge la comparator.

Prin scăderea din valoarea dorită a alunecării, a valorii reale, *Comparatorul* determină cu ce eroare funcționează sistemul de frânare, față de alunecarea optimă pentru situația considerată. Această eroare reprezintă mărimea de intrare pentru blocul *Controler*. În modelul Simulink s-au folosit două tipuri de controlere, prezentate în Figura 2.8.

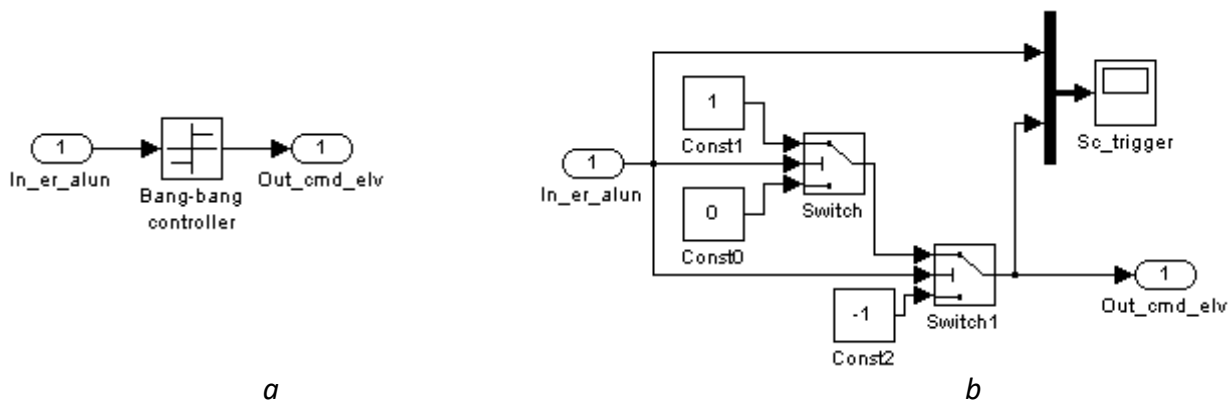


Fig. 2.8 Blocurile Controler folosite pentru simularea sistemului care comandă supapele electromagnetice ale modulatorului hidraulic: a – controler cu două stări; b – controler cu trei stări.

Controlerul cu două stări (denumit și „bang-bang” sau „pornit-oprit” și prezentat în Figura 2.8.a) este modelat cu funcția matematică *signum* și va scoate la ieșire fie valoarea -1, fie valoarea +1 (teoretic, ar fi posibilă și valoarea 0, dar în practică aceasta nu se va obține decât cu o probabilitate infimă, atunci când alunecarea dorită ar fi egală cu cea reală). Un astfel de controler necesită o singură supapă cu două stări (închis-deschis) în modulatorul hidraulic, ceea ce ar aduce simplitate constructivă și un preț mai scăzut. Modul de lucru al ABS-ului este următorul:

- dacă alunecarea reală este mai mare decât alunecarea dorită (roata este suprafrânată și tinde să blocheze), controlerul comandă trecerea supapei în poziția în care presiunea din cilindrul de acționare al frânei s-ar reduce prin purjarea lichidului de frână înspre rezervor. În acest caz, frâna se slăbește, roata se va accelera, iar alunecarea va scădea
- dacă alunecarea reală este mai mică decât alunecarea dorită (roata este subfrânată), controlerul comandă trecerea supapei în poziția în care lichidului de frână împins de o pompă este introdus în cilindrul de acționare al frânei și presiunea de frânare ar crește. În acest caz, frâna se strânge, roata se va decelera, iar alunecarea va scădea

Controlerul cu două stări, lucrează cu două praguri pentru alunecare, plasate unul sub și altul, peste valoarea optimă a alunecării. Lui i se vor asocia fie două supape cu două stări (închis-deschis), fie o



supapă cu trei stări (închis-izolat-deschis). Atunci când alunecarea se află între cele două praguri, supapele rămân în poziția „izolat” (fără să fie nevoie de o diminuare sau de o creștere a presiunii, se va păstra presiunea generată de conducătorul auto, prin apăsarea pedalei de frână). În celelalte două situații (fie când alunecarea depășește pragul superior, fie când este sub pragul inferior), controlerul cu trei stări se va comporta ca cel cu două stări. În aceste condiții, controlerul va genera trei valori la ieșire: -1, atunci când presiunea din cilindru de acționare trebuie să scadă, 0, atunci când presiunea rămâne nemodificată, sau 1, atunci când presiunea trebuie să crească.

Semnalul de comandă generat de controler este aplicat *Modulatorului hidraulic* (Figura 2.9).

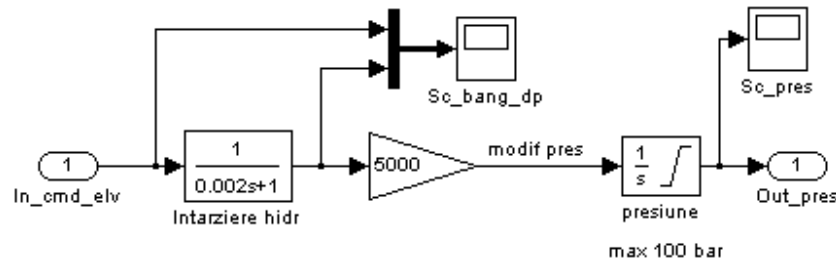


Fig. 2.9 Blocul Modulator hidraulic care simulează comportamentul sistemului hidraulic asociat.

*Modulatorul hidraulic*, conține blocul *Întârziere hidraulică* (pentru a ține cont de întârzierea existentă între momentul când se dă comanda de acționare a frânei și momentul în care presiunea de acționare atinge valoarea sa efectivă), modelat ca o funcție de transfer (în cadrul schemei, întârzierea este de  $0,002 \text{ s} = 2 \text{ ms}$ ).

Următorul bloc, un *Amplificator*, dă creșterea de presiune care se poate înregistra atunci când supapa este total deschisă (în cadrul schemei,  $5.000 \text{ bar/s}$ ). Valoarea care se obține, reprezintă modificarea presiunii în unitatea de timp (derivata presiunii de acționare, în raport cu timpul).

Următorul bloc, de integrare, permite calculul presiunii care va fi aplicată pistonășului frânei cu disc sau cu tambur. Acest bloc asigură și limitarea inferioară (valoarea constantă  $0$ , care indică lipsa presiunii) și superioară (care a fost modificată în timpul simulării, pentru a lua în considerare forța cu care conducătorul auto acționează asupra pedalei de frână). Tot cu ajutorul acestui bloc, s-a putut controla rata maximă de creștere a presiunii, pentru a ține cont de viteza cu care conducătorul auto apasă asupra pedalei de frână.

Ultimul bloc al modelului Simulink, blocul *Frână* (Figura 2.10), simulează modul în care, în frână, presiunea de acționare este transformată în moment de frânare. Modalitatea aleasă este una extrem de simplă, prin utilizarea unui amplificator mecanic. Valoarea înscrisă ( $110 \text{ Nm/bar}$ ), a fost aleasă astfel încât să corespundă cât mai bine modului de funcționare al repartitorului forței de frânare, adică să asigure blocarea roții pe asfalt uscat, doar la valori foarte mari ale presiunii de acționare.

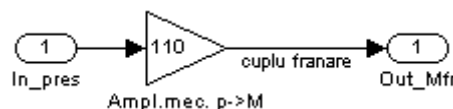


Fig. 2.10 Blocul Frână care simulează comportamentul frânei.

Deși simplu, modelul a fost realizat într-o viziune sistemică, urmărindu-se evidențierea legăturilor funcționale dintre diferitele componente ale sistemului ABS. Modelul poate fi perfecționat prin înlocuirea unui bloc funcțional simplu cu unul mai complex (așa cum s-a înlocuit controlerul cu două stări, cu cel cu trei stări), păstrându-se aceeași schemă de ansamblu, cu menținerea tuturor intrărilor și ieșirilor. De asemenea, poate fi extins cu ușurință de la un sistem cu o singură roată, la un sistem cu patru sau mai multe roți.

### 2.2.3 Valorificarea modelului matematic pentru ABS

Modelul matematic realizat a fost rulat de 20 de ori, fiind modificate datele de intrare astfel încât să fie posibile comparații și evaluări ale influențelor acestora. Astfel, la rularea modelului matematic, au fost modificați următorii parametri:

- sistemul ABS activ sau inactiv (sistem de frânare clasic)
- controler cu două sau trei stări
- presiune maximă de frânare de 45, 55, 75 și 90 bar (rezultată din apăsarea conducătorului auto pe pedala de frână)
- întârziere hidraulică 0,005 și 0,001 s
- amplificarea hidraulică 5.000 și 2.000 bar/s
- masa pe roată 300 și 200 kg (inclusiv roata)
- momentul de inerție echivalent al roții 0,75 și 15 kg·m<sup>2</sup>;
- viteza inițială de frânare 25 și 40 m/s (90 și 144 km/h)
- drum neted cu aderență constantă (asfalt uscat  $\mu=1$ , asfalt ud  $\mu=0,55$ , zăpadă  $\mu=0,2$ , polei  $\mu=0,1$ ); drum neted cu aderență variabilă (asfalt uscat  $\mu=1$ , urmat de o porțiune de 5 m cu zăpadă  $\mu=0,2$  și revenire la asfalt uscat); drum denivelat cu aderență constantă (săritură de pe/urcare pe o bordură de 30 mm pe asfalt uscat  $\mu=1$ ).

Simulările efectuate, cu evidențierea parametrilor de intrare folosiți, sunt prezentate în Tabelul 2.1:

Tabelul 2.1 Parametrii de intrare folosiți în cadrul simulărilor efectuate

Nr.	Nume simulare	ABS	Ctrl	Presiune [bar]	Întârziere [s]	Gain [bar/s]	Masa [kg]	Mom.inerție [kg.m <sup>2</sup> ]	v <sub>0</sub> [m/s]	Drum
1	1ABS2_p90_t005on	1	2 st	90	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
2	1ABS2_p90_t005on_	1	2 st	90	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
3	1ABS3_p90_t005on	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
4	1ABS3_p90_t005on_	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
5	1ABS3_p90_t005on_15kgm2	1		90	0.005	5000	300	1.5	25	2 m zapada
6	1ABS3_p90_t005on_200kg	1		90	0.005	5000	200	0.75	25	2 m zapada
7	1ABS3_p90_t005on_drum	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	5 m zapada
8	1ABS3_p90_t005on_jos	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
9	1ABS3_p90_t005on_polei	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	polei 0.1
10	1ABS3_p90_t005on_sus	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
11	1ABS3_p90_t005on_ud	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	asf. ud 0.55
12	1ABS3_p90_t005on_uscat	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	asf. usc. 1
13	1ABS3_p90_t005on_v40	1		90	0.005	5000	300	0.75	40	2 m zapada
14	1ABS3_p90_t005on_zapada	1		90	0.005	5000	300	0.75	25	zapada 0.2
15	2ABS3_p75_t005off	0		75	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
16	2ABS3_p75_t005on	1		75	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
17	3ABS3_p45_t005off_drum	0		45	0.005	5000	300	0.75	25	5 m zapada
18	3ABS3_p55_t005off	0		55	0.005	5000	300	0.75	25	2 m zapada
19	4ABS3_p90_t010on	1		90	0.01	5000	300	0.75	25	2 m zapada
20	5ABS3_p90_t005on_gain2	1		90	0.005	2000	300	0.75	25	2 m zapada

Rezultatele simulărilor realizate, se regăsesc reprezentate grafic în funcție de timp în 9 zone distincte, așa cum se prezintă în Figura 2.11.

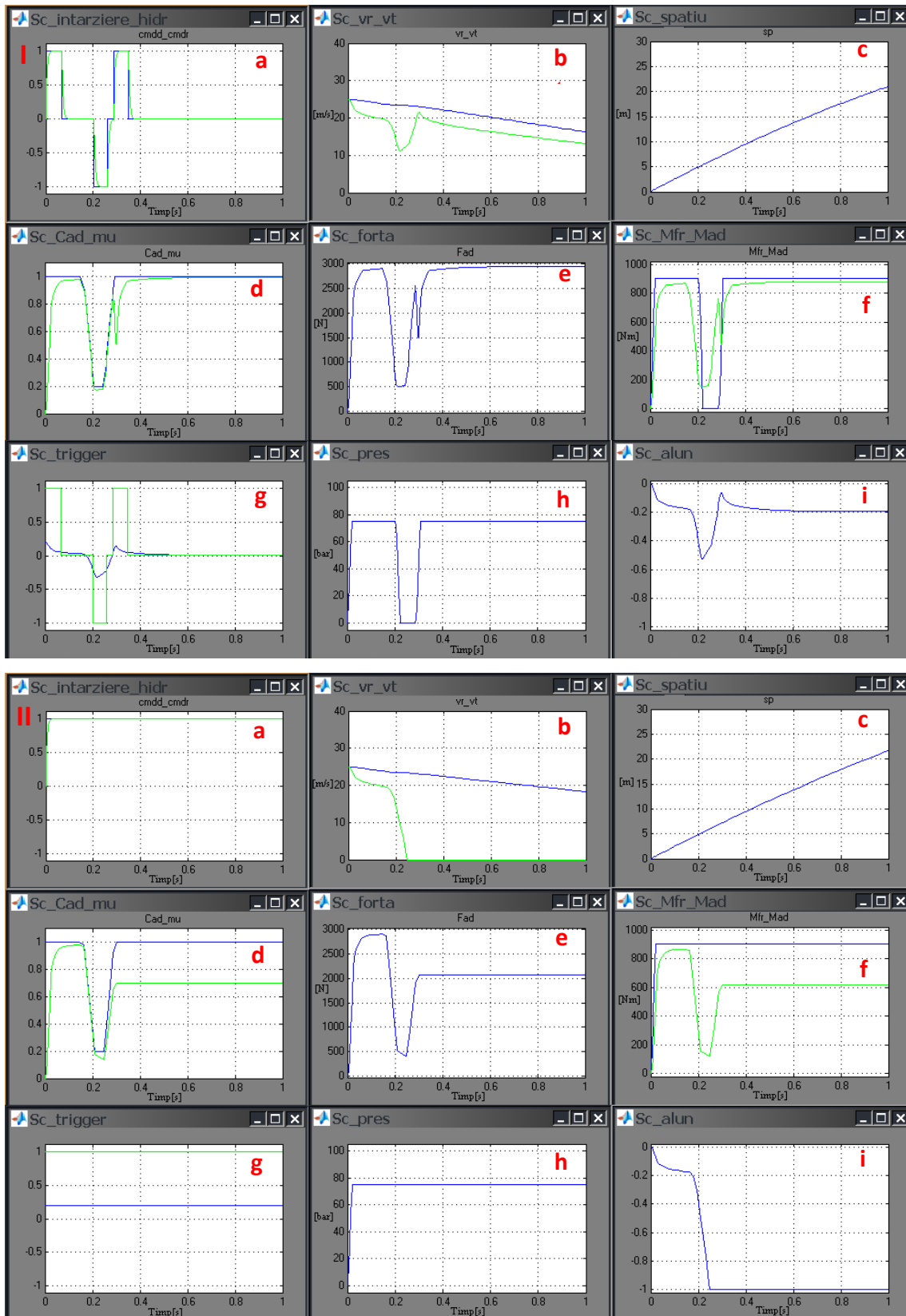


Fig. 2.11 Exemplu de reprezentare a rezultatelor simulărilor: I – cu ABS; II – fără ABS. a – întârzierea hidraulică (unde se observă diferența dintre comanda electrovalvei și deschiderea acesteia); b – viteza reală și viteza teoretică; c – spațiul parcurs de vehicul; d – coeficientul de aderență al drumului și coeficientul aderenței utilizate (indică valoarea disponibilă și cât s-a utilizat); e – forța de aderență efectivă (aderența utilizată, care reprezintă contribuția roții la efortul de frânare a vehiculului); f – momentul de frânare (care tinde să blocheze roata) și momentul de aderență (care tinde să accelereze roata); g – diferența dintre alunecarea dorită și cea realizată și comanda electrovalvei; h – presiunea în circuitul hidraulic; i – alunecarea efectivă a roții.

Rezultatele prezentate în Figura 2.11 (I și II), corespund situațiilor cu ABS activ (Figura 2.11 I) și ABS inactiv (sistem de frânare clasic - Figura 2.11 II). Ceilalți parametri ai simulării sunt:

- Controler cu trei stări (acesta comandă scăderea, menținerea sau creșterea presiunii)
- Presiunea în circuitul hidraulic egală cu 75 bar
- Întârzierea sistemului egală cu 0,005 s
- Amplificarea hidraulică 5.000 bar/s
- Masa pe roată egală cu 300 kg
- Momentul de inerție al roții egal cu 0,75 kg·m<sup>2</sup>
- Viteza de la care se realizează frânarea egală cu 25 m/s (90 km/h)
- Suprafața drumului care s-a utilizat pentru realizarea simulării, începe cu o porțiune de asfalt uscat, pe o distanță de 5 m, după care se trece pe o suprafață cu zăpadă, cu un coeficient de aderență egal cu 0,2, pe o distanță de 2 m, după care se revine pe asfalt uscat.

Din analiza celor două simulări, prima în care sistemul ABS este activ și cea de a doua în care sistemul ABS este inactiv, se observă o îmbunătățire semnificativă a eficacității frânării. Spre deosebire de primul caz, în care sistemul ABS este activ și previne blocarea roții în momentul în care autovehiculul trece de pe asfalt pe zăpadă, atunci când sistemul ABS este oprit, roțile se blochează, pierzându-se controlul autovehiculului și totodată mărindu-se distanța de frânare.

#### 2.2.4 Performanțe teoretice de frânare, pe drumuri cu aderență diferită

Pentru comparație, s-au folosit rezultatele obținute din simularea frânării pe suprafețe de rulare cu coeficienți de aderență egali cu 1, 0,55, 0,2 și 0,1, corespunzător unor drumuri cu asfalt uscat, asfalt umed, zăpadă și polei.

Din analiza rezultatelor obținute pentru coeficientul de aderență utilizată (Figura 2.12), se poate observa o reducere cu aproximativ 45% a acestuia, în cazul asfaltului umed, față de suprafața cu asfalt uscat, cu 80%, în cazul unei suprafețe acoperite cu zăpadă și cu 90%, în cazul suprafeței acoperite cu polei.

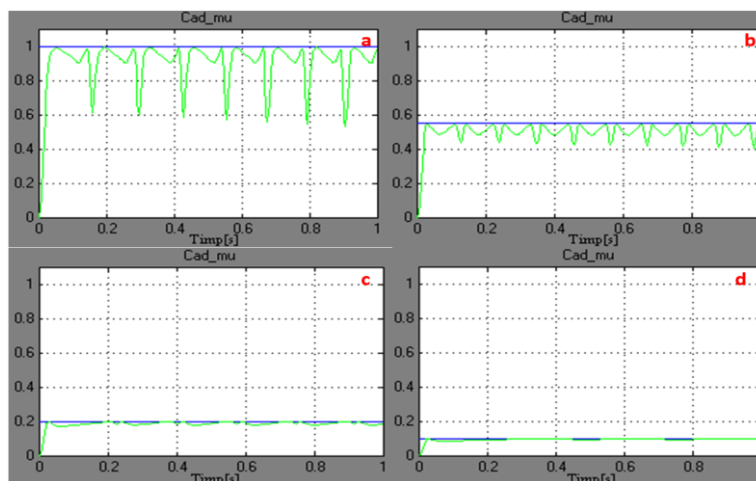


Fig. 2.12 Coeficientul de aderență al drumului (albastru) și coeficientul de aderență utilizat (verde):  
a – asfalt uscat; b – asfalt ud; c – zăpadă; d – polei.

În Figura 2.13 sunt reprezentate evoluțiile presiunilor aplicate pistonului frânei în timpul simulării, pe cele 4 suprafețe de rulare. Dacă pe asfalt uscat, presiunea comandată evită blocarea roții, pe suprafața cu asfalt umed, pentru a realiza acest lucru și pentru a realiza parametrii de frânare cât mai buni, se comandă o variație cât mai rapidă a acesteia. Pe suprafețele cu zăpadă și polei, tendința de blocare a roții se mărește, crescând astfel și timpul în care presiunea este scăzută, pentru evitarea acestui lucru. Practic, în această perioadă de timp, roata tinde să blocheze, iar când roata se accelerează, se comandă creșterea presiunii pentru a frâna roata. Deoarece roata se blochează înainte ca presiunea să ajungă la valoarea maximă, se comandă din nou scăderea presiunii, iar ciclul se reia.

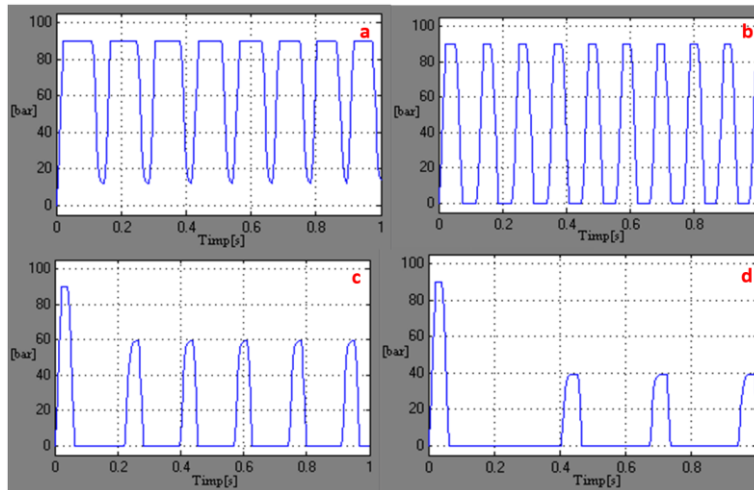


Fig. 2.13 Evoluția presiunii în circuitul hidraulic: a – asfalt uscat; b – asfalt ud; c – zăpadă; d – polei.

În graficele următoare, în care sunt prezentate evoluția alunecării (Figura 2.14), vitezei (Figura 2.15) și spațiului parcurs (Figura 2.16), se observă scăderea eficacității frânării, în funcție de tipul de drum ales pentru realizarea simulării, dar totodată se constată că ABS-ul reușește să utilizeze mai bine aderența disponibilă pe polei sau gheață față de asfaltul uscat.

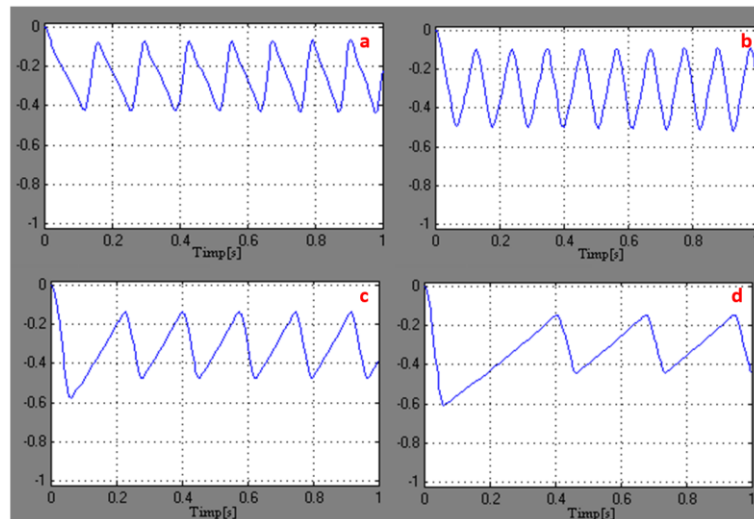


Fig. 2.14 Evoluția alunecării: a – asfalt uscat; b – asfalt ud; c – zăpadă; d – polei.

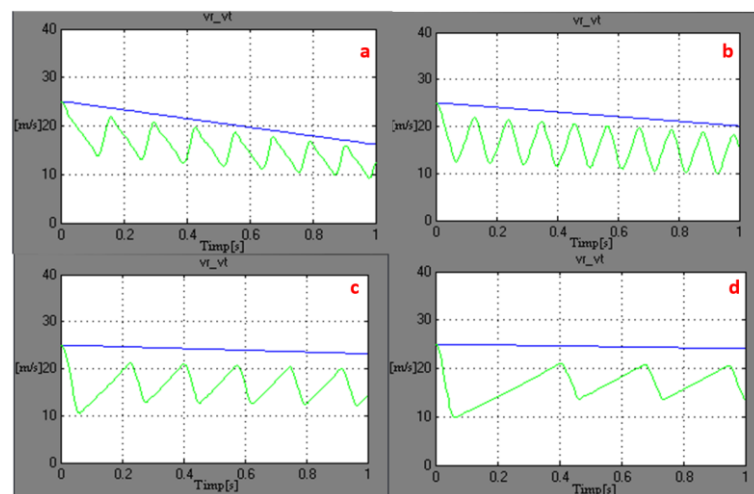


Fig. 2.15 Evoluția vitezei reale a autovehiculului (linia albastră) și vitezei teoretice a roții (linia verde): a – asfalt uscat; b – asfalt ud; c – zăpadă; d – polei.

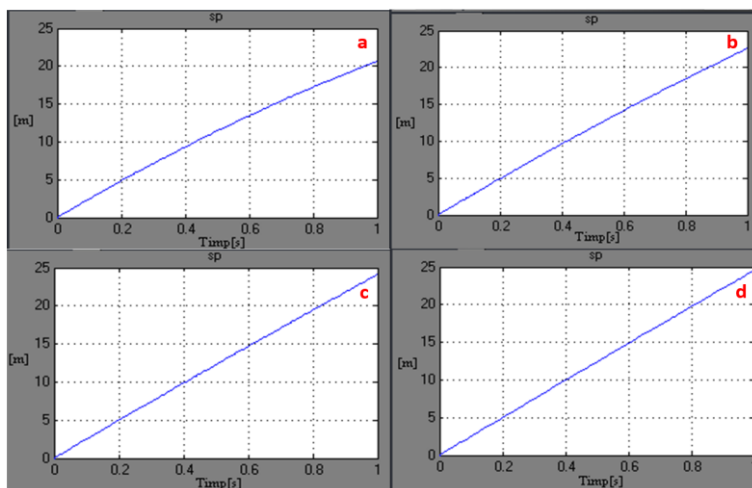


Fig. 2.16 Evoluția spațiului parcurs: a – asfalt uscat; b – asfalt ud; c – zăpadă; d – polei.

Ca și în cazul coeficientului de aderență utilizat, în graficul de evoluție a forței de aderență (Figura 2.17), se poate observa înjumătățirea acesteia, făcând comparația între simulările pe asfalt uscat și umed, respectiv cele pe zăpadă și polei.

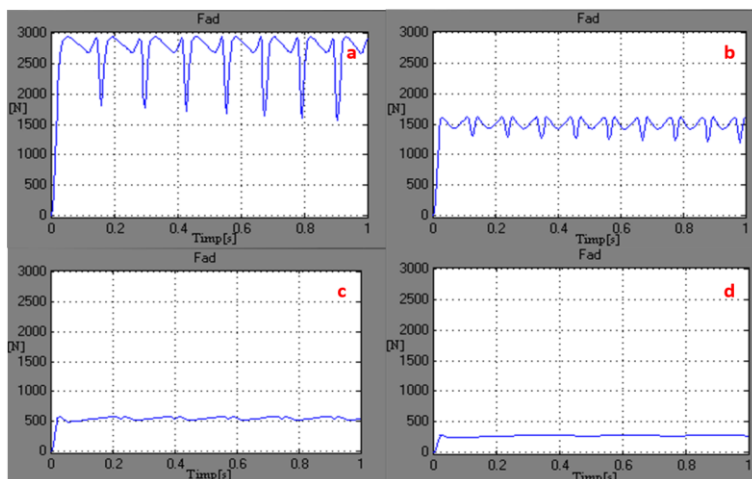


Fig. 2.17 Evoluția forței de aderență: a – asfalt uscat; b – asfalt ud; c – zăpadă; d – polei.

În graficele din Figura 2.18, se prezintă comanda electrovalvei (valoarea 1, corespunde deschiderii acesteia, valoarea 0, menținerii presiunii, iar valoarea -1, corespunde scăderii presiunii).

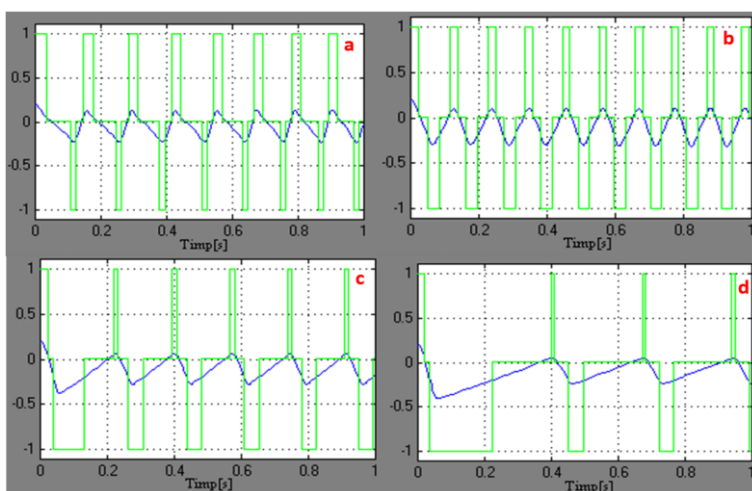


Fig. 2.18 Comanda electrovalvei (verde) și diferența dintre alunecarea dorită și cea realizată (albastru): a – asfalt uscat; b – asfalt ud; c – zăpadă; d – polei.

### 2.2.5 Analiza comparativă a rezultatelor simulărilor pentru ABS

În cadrul acestui paragraf, se va prezenta o analiză comparativă a rezultatelor pentru două dintre simulările realizate.

#### A. Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m) acoperită cu zăpadă

Pentru realizarea simulării, s-au utilizat următorii parametri:

- Controler cu trei stări (acesta comandă creșterea sau scăderea presiunii, dar și menține presiunea la un nivel constant)
- Presiunea în circuitul hidraulic egală cu 90/45 bar
- Întârzierea sistemului egală cu 0,005 s
- Masa autovehiculului egală cu 1.200 kg
- Momentul de inerție al roții egal cu 0,75 kg·m<sup>2</sup>
- Viteza de la care se realizează frânarea egală cu 25 m/s
- Suprafața drumului care s-a utilizat pentru realizarea simulării, începe cu o porțiune de asfalt uscat, cu un coeficient de aderență egal cu 1, pe o distanță de 5 m, după care se trece pe o suprafață acoperită cu zăpadă, cu un coeficient de aderență egal cu 0,2, pe o distanță de 5 m, după care se revine pe asfalt uscat
- ABS inactiv
- Amplificarea hidraulică 5.000 bar/s.

În graficele din Figurile 2.19 – 2.26, se prezintă rezultatele obținute în urma simulărilor realizate, în condițiile descrise anterior.

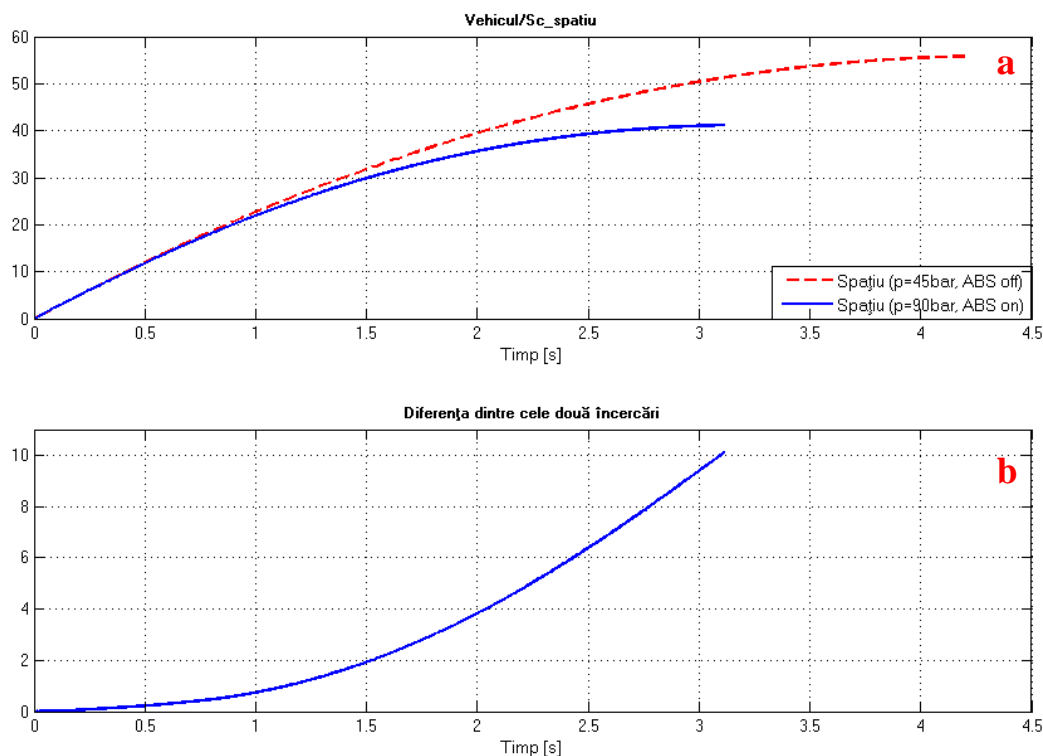


Fig. 2.19 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m), acoperită cu zăpadă: a – spațiu de frânare; b – diferența dintre cele două simulări.

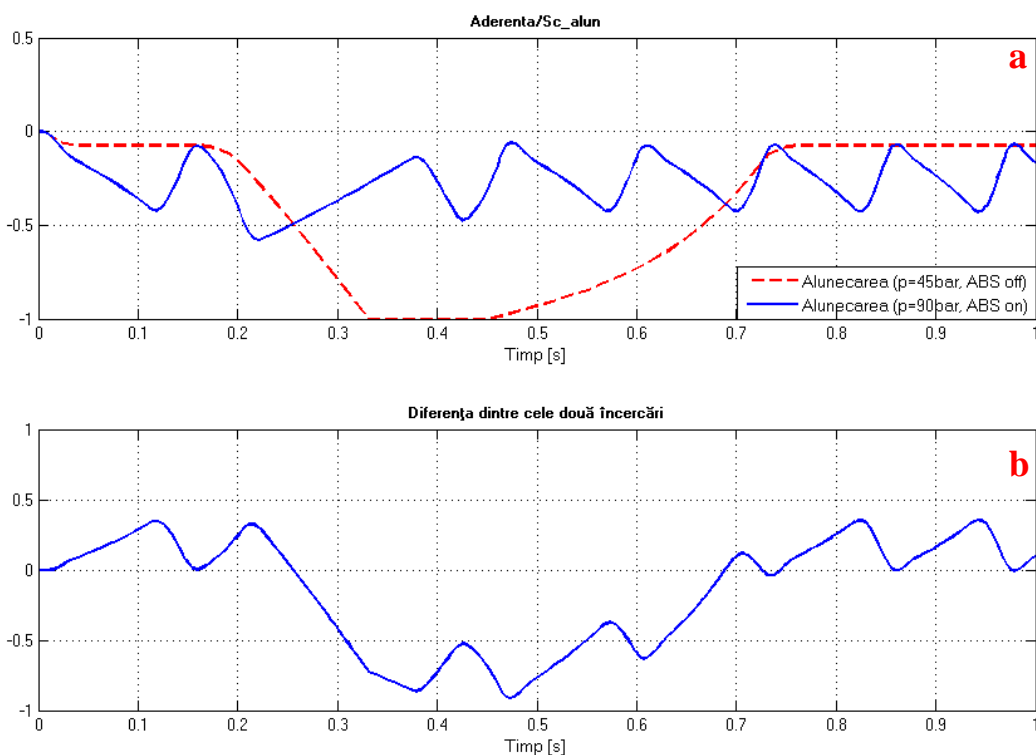


Fig. 2.20 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m), acoperită cu zăpadă: a – alunecarea; b – diferența dintre cele două simulări.

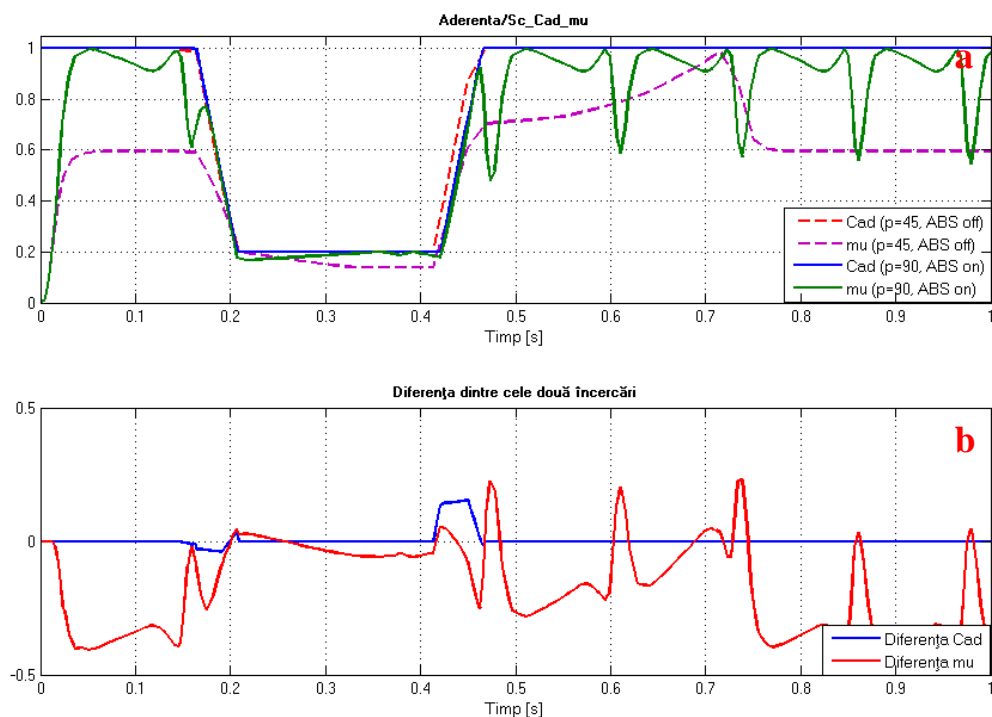


Fig. 2.21 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m) acoperită cu zăpadă: a – coeficientul de aderență al drumului și coeficientul aderenței utilizate; b – diferența dintre cele două simulări.



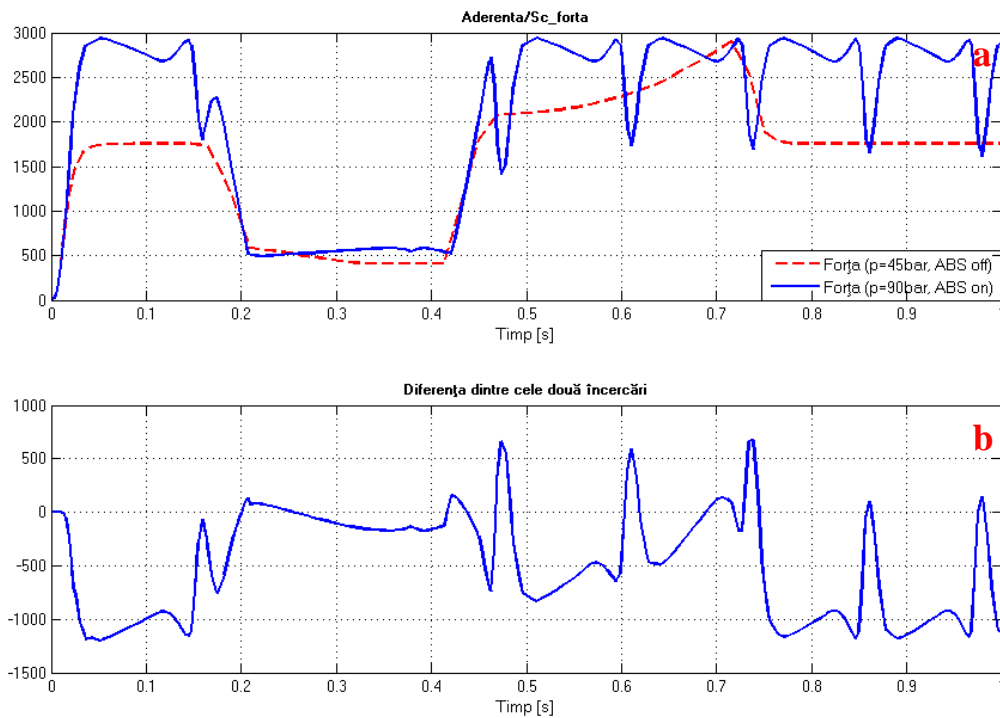


Fig. 2.22 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m), acoperită cu zăpadă: a – forța de aderență efectivă; b – diferența dintre cele două simulări.

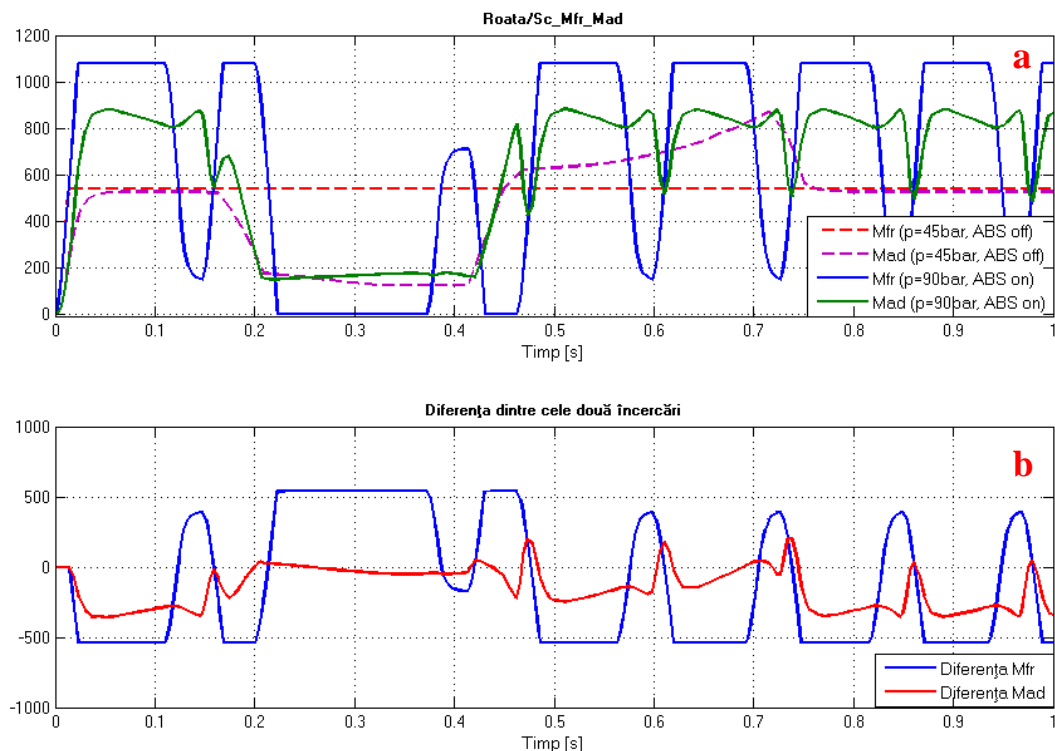


Fig. 2.23 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m), acoperită cu zăpadă: a – momentul de frânare (care tinde să blocheze roata) și momentul de aderență (care tinde să accelereze roata); b – diferența dintre cele două simulări.

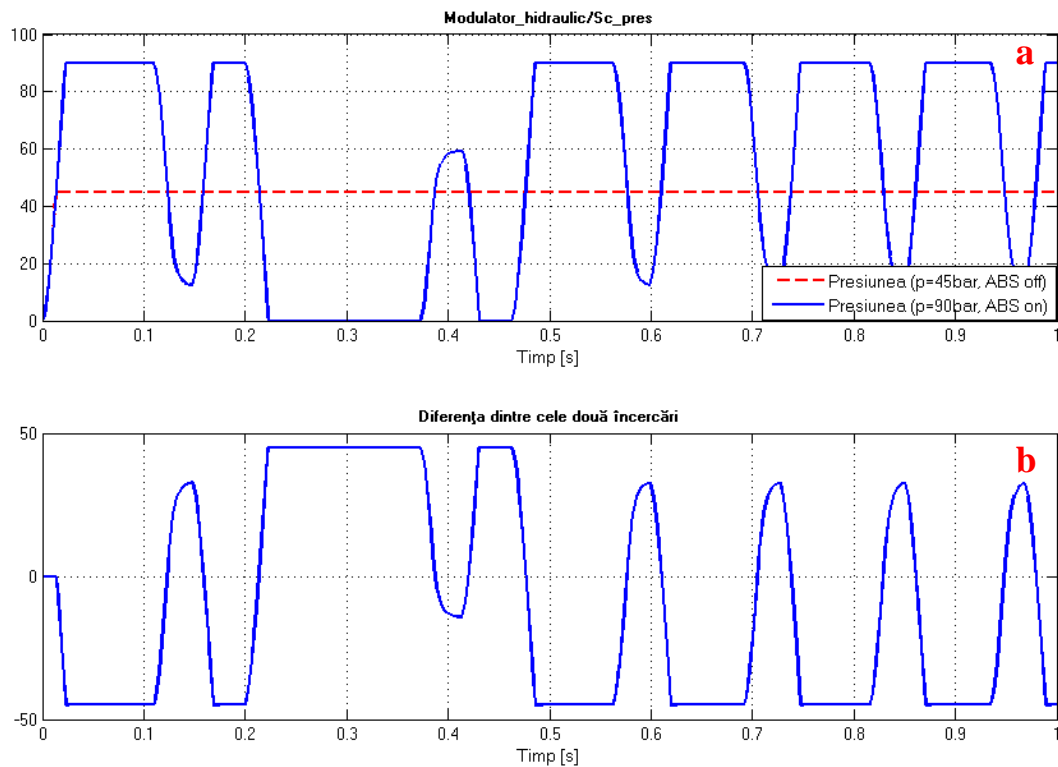


Fig. 2.24 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m), acoperită cu zăpadă: a – presiunea în circuitul hidraulic; b – diferența dintre cele două simulări.

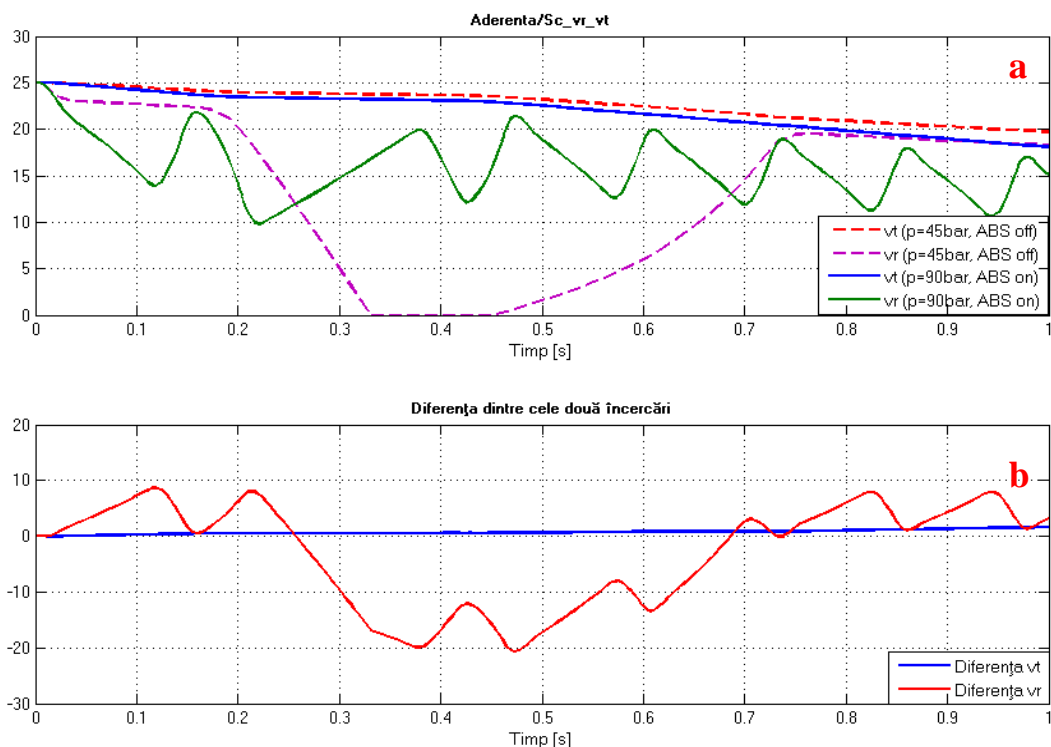


Fig. 2.25 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m), acoperită cu zăpadă: a – viteza reală și a viteza teoretică; b – diferența dintre cele două simulări.

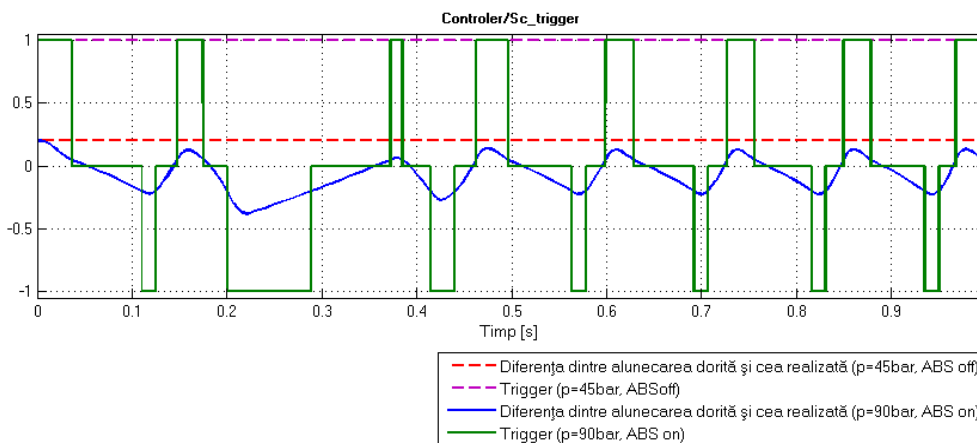


Fig. 2.26 Simulare frânare cu presiunea în circuitul hidraulic de 90/45 bar și ABS activ/inactiv, cu suprafața drumului (5 m), acoperită cu zăpadă: diferența dintre alunecarea dorită și cea realizată și comanda electrovalvei.

Pentru această simulare s-a realizat comparația în cazul în care presiunea este redusă la 45 de bar, cu ABS-ul inactiv, respectiv presiunea egală cu 90 de bar și ABS-ul activ. Deși presiunea a fost redusă, pentru a micșora tendința de blocare a roții, se observă că aceasta blochează (ABS inactiv), dar pentru o perioadă de timp mai scurtă, decât dacă presiunea ar fi mai mare, însă parametrii de frânare sunt cu mult diminuați față de cazul în care ABS-ul este activ.

### B. Simulare frânare de la viteza de 40/25 m/s

Pentru realizarea simulării, s-au utilizat următorii parametri:

- Controler cu trei stări (acesta comandă creșterea sau scăderea presiunii, dar și menține presiunea la un nivel constant)
- Presiunea în circuitul hidraulic egală cu 90 bar
- Întârzierea sistemului egală cu 0,005 s
- Masa autovehiculului egală cu 1.200 kg
- Momentul de inerție al roții egal cu 0,75 kg·m<sup>2</sup>
- Viteza de la care se realizează frânarea egală cu 40/25 m/s
- Suprafața drumului care s-a utilizat pentru realizarea simulării, începe cu o porțiune de asfalt uscat, cu un coeficient de aderență egal cu 1, pe o distanță de 5 m, după care se trece pe o suprafață cu zăpadă, cu un coeficient de aderență egal cu 0,2, pe o distanță de 2 m, după care se revine pe asfalt uscat
- ABS activ
- Amplificarea hidraulică 5.000 bar/s

În graficele din Figurile 2.27 – 2.31, se prezintă rezultatele obținute în urma simulărilor realizate, în condițiile descrise anterior.

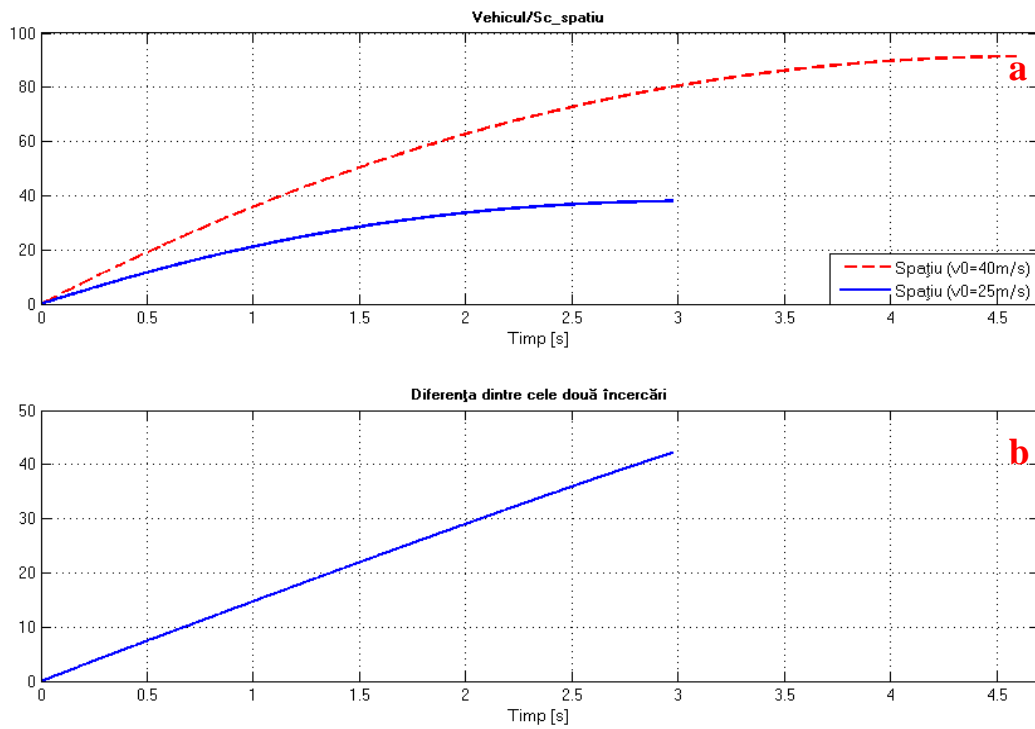


Fig. 2.27 Simulare frânare de la viteza de 40/25 m/s: a – spațiu de frânare; b – diferența dintre cele două simulări.

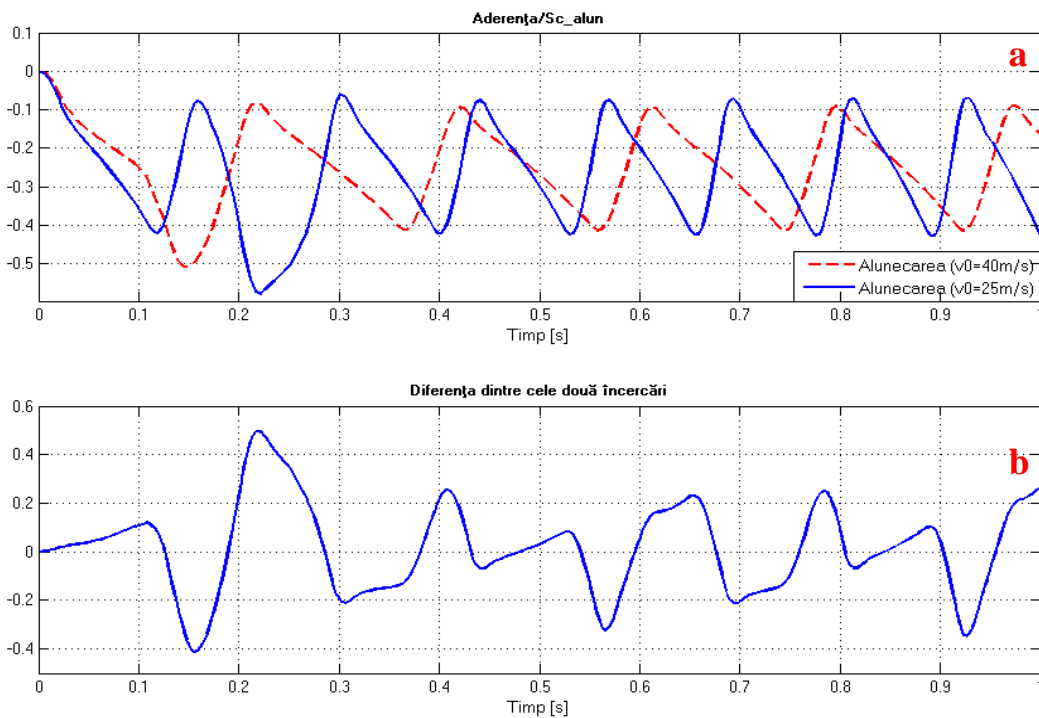


Fig. 2.28 Simulare frânare de la viteza de 40/25 m/s: a – alunecarea; b – diferența dintre cele două simulări.

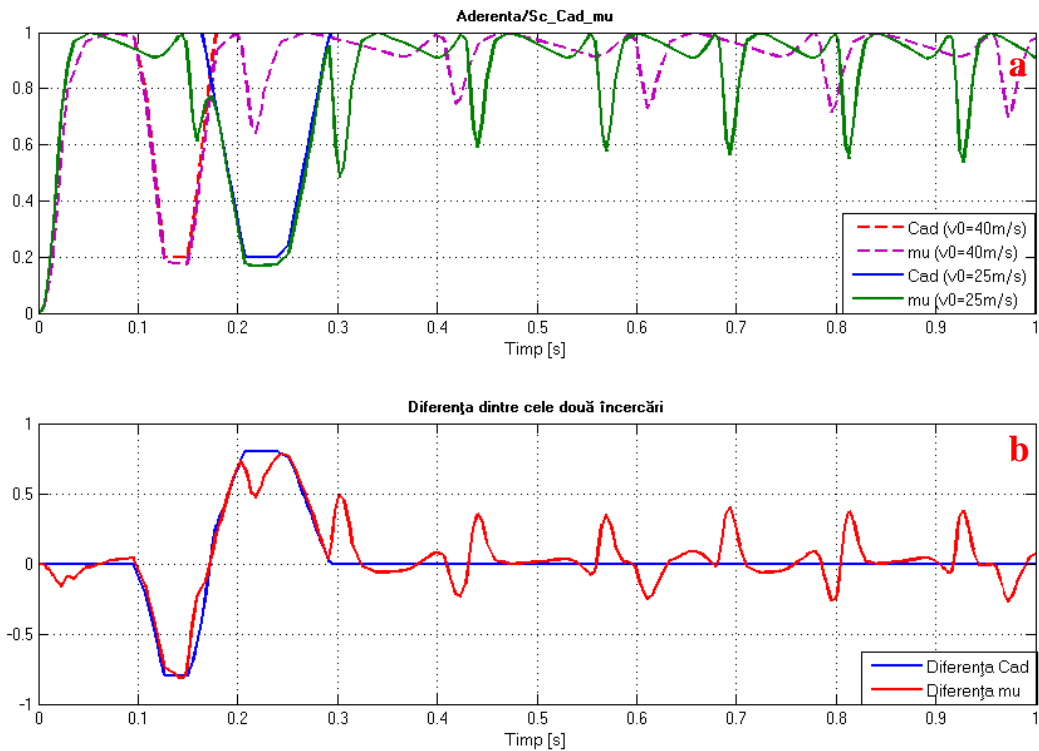


Fig. 2.29 Simulare frânare de la viteza de 40/25 m/s: a – coeficientul de aderență al drumului și coeficientul aderenței utilizate; b – diferența dintre cele două simulări.

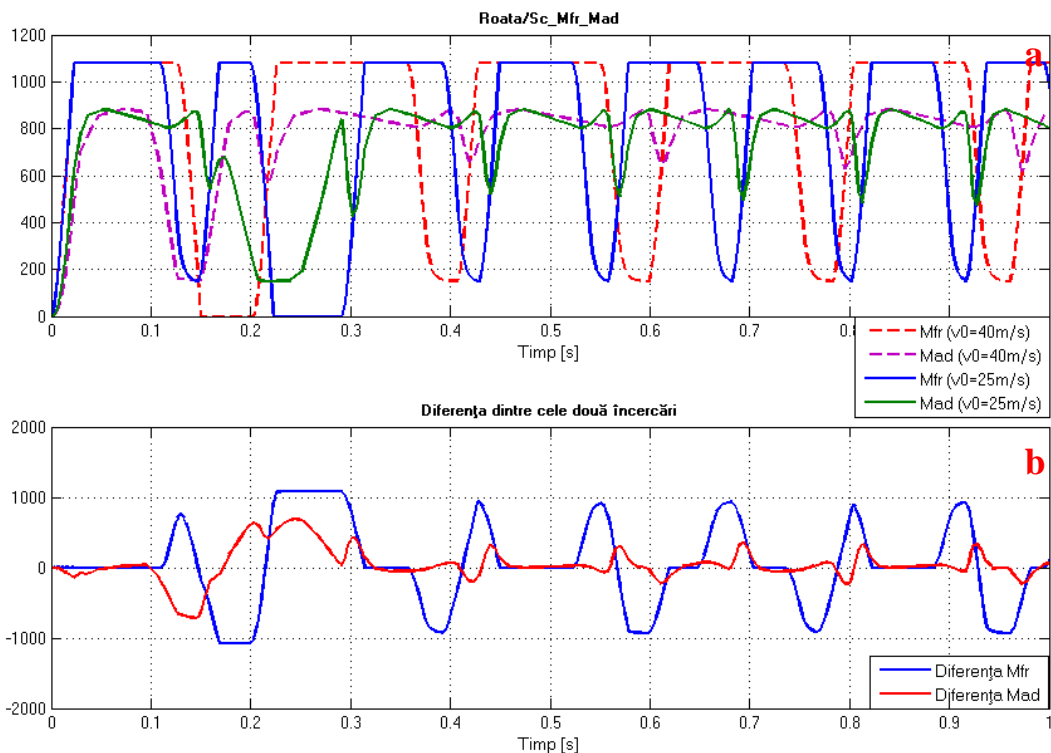


Fig. 2.30 Simulare frânare de la viteza de 40/25 m/s: a – momentul de frânare (care tinde să blocheze roata) și momentul de aderență (care tinde să accelereze roata); b – diferența dintre cele două simulări.

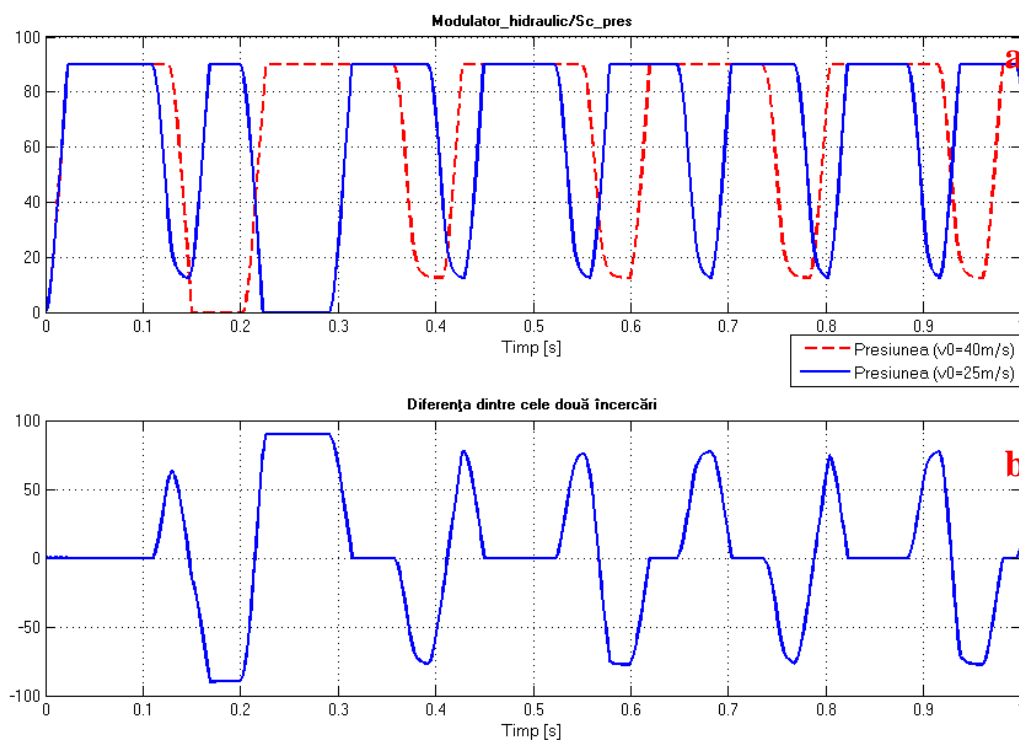


Fig. 2.31 Simulare frânare de la viteza de 40/25 m/s: a – presiunea în circuitul hidraulic; b – diferența dintre cele două simulări.

Simulările au demonstrat faptul că un controler cu două stări, poate menține alunecarea mai aproape de valoarea optimă, decât controlerul cu trei stări, dar acest rezultat se obține pe seama unui număr mult mai mare de acționări, care ar duce la deteriorarea mai rapidă a electrovalvelor.

### 2.3 METODE PENTRU EVALUAREA EXPERIMENTALĂ A PROCESULUI DE FRÂNARE ÎN CAZUL AUTOTURISMELOR

Cercetările experimentale cu privire la procesul de frânare, s-au realizat în cadrul unui poligon amenajat pentru încercări, utilizându-se un autoturism de clasă medie, având caroseria tip berlină, în 3 volume, cu 5 locuri și 4 uși.

Caracteristicile dimensionale și masice ale autoturismului utilizat pentru cercetările experimentale, sunt prezentate în Tabelul 2.2:

Tabelul 2.2 Caracteristicile dimensionale și masice ale autoturismului utilizat pentru cercetări

Nr.	Denumire caracteristică	Valoare	Unitate de măsură
1	Lungime	4.495	[mm]
2	Lățime	1.700	[mm]
3	Înălțime	1.430	[mm]
4	Ampatament	2.570	[mm]
5	Ecartament față	1.464	[mm]
6	Ecartament spate	1.454	[mm]
7	Garda la sol	151	[mm]
8	Masa proprie	1.244	[kg]
9	Sarcina utilă	476	[kg]
10	Masa totală autorizată	1.720	[kg]
11	Masa remorcabilă – remorcă fără sistem de frânare propriu	630	[kg]
12	Masa remorcabilă – remorcă cu sistem de frânare propriu	1.200	[kg]

În Figura 2.32, se prezintă forma constructivă și caracteristicile dimensionale ale autoturismului utilizat pentru cercetările experimentale.

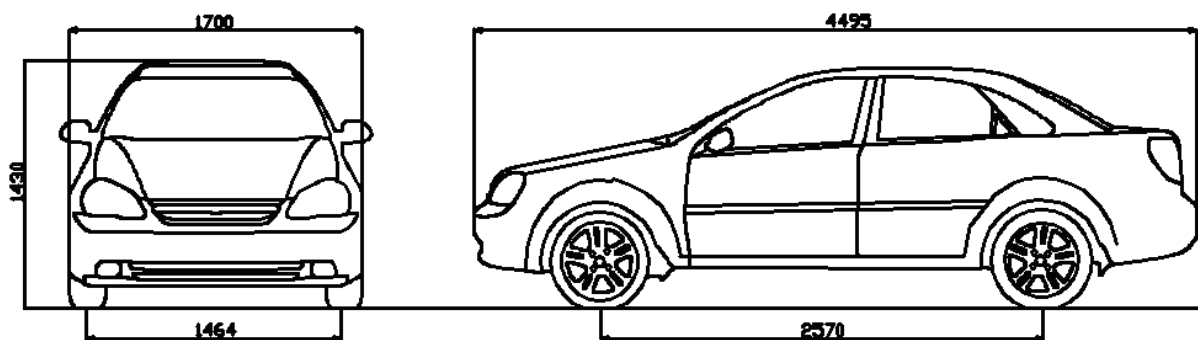


Fig. 2.32 Forma constructivă și caracteristicile dimensionale ale autoturismului utilizat pentru cercetările experimentale.

### 2.3.1 Programul de încercări experimentale

În scopul determinării parametrilor de apreciere a comportamentului autoturismului, pe parcursul frânării acestuia, a fost necesar să se aibă în vedere încercările standardizate, cu aplicabilitate în cazul unor frânări în condiții de aderență diferite:

- frânare rectilinie
- frânare în viraj

Pornind de la modelul matematic și rezultatele teoretice obținute și ținând seama de prescripțiile Regulamentului nr. 13H, s-au stabilit pentru cercetări următoarele tipuri de încercări:

- frânare rectilinie pe suprafață cu aderență ridicată
- frânare rectilinie pe suprafață cu aderență diferită st./dr.
- frânare rectilinie pe suprafață cu aderență ridicată la trecerea peste un obstacol
- frânare în viraj pe suprafață cu aderență ridicată

Având în vedere complexitatea cercetărilor, încercările au fost realizate în 2 etape, obținându-se astfel 2 seturi de probe de frânare (conform Tabelului 2.3):

- SI – determinarea performanțelor de frânare globale
- SII – determinări cu măsurare de presiuni

Tabelul 2.3 Descriere probe frânare

Nr. set probe	Nr. probă	Descriere probe frânare
SI	P1	Frânare rectilinie cu aderență diferită (trecere de pe beton uscat pe zăpadă)
	P2	Frânare rectilinie cu aderență st./dr. ridicată
	P3	Frânare rectilinie cu aderență st./dr. ridicată la trecerea peste obstacol jos
	P4	Frânare rectilinie cu aderență st./dr. ridicată la trecerea peste obstacol jos
	P5	Frânare în viraj cu aderență st./dr. ridicată
SII	P1	Frânare rectilinie (cu ABS) pe asfalt uscat, motor debreiat
	P2	Frânare rectilinie (cu ABS) pe suprafață cu aderență diferită st./dr.
	P3	Frânare rectilinie (cu ABS) pe suprafață cu aderență diferită st./dr.
	P4	Frânare rectilinie (cu ABS) pe piatră cubică uscată
	P5	Frânare rectilinie (cu ABS) la trecerea de pe piatră cubică uscată pe asfalt uscat
	P6	Frânare în viraj dreapta (cu ABS) pe asfalt uscat
	P7	Frânare rectilinie (cu ABS) pe asfalt uscat
	P8	Frânare rectilinie (fără ABS) pe suprafață cu aderență diferită st./dr.
	P9	Frânare în viraj dreapta (fără ABS) pe asfalt uscat
	P10	Frânare rectilinie (fără ABS) la trecerea de pe piatră cubică uscată pe asfalt uscat
	P11	Frânare rectilinie (fără ABS) pe asfalt uscat

Luând în considerare dificultatea pregătirii autoturismului pentru realizarea probelor (din punct de vedere al echipării cu aparatura de achiziție de date și al adaptărilor necesare pentru montarea traductoarelor), în vederea efectuării cercetărilor experimentale, gradul de complexitate al probelor a fost mărit de la o etapă la alta.

Pentru realizarea cercetărilor experimentale, s-au stabilit mărimile necesare a fi măsurate și înregistrate, și anume:

- viteza de rotație a celor 4 roți
- viteza de deplasare a autoturismului
- spațiul parcurs
- timpul
- unghiul și momentul la volan
- forța la pedala de frână
- cuplurile de frânare ale celor 4 roți
- accelerațiile liniare (longitudinală, transversală și verticală)

### 2.3.2 Aparatura utilizată pentru încercările experimentale

În cadrul cercetărilor experimentale, s-a utilizat un sistem complex de măsurare și achiziții de date, alcătuit din următoarele elemente componente:

- sistemul de achiziții de date
- laptop PC
- sistemul de memorare optic
- traductoare:
  - traductorul pentru măsurarea vitezei de deplasare, a spațiului și a timpului
  - traductoare pentru măsurarea presiunilor din circuitele de frânare
  - traductorul pentru măsurarea unghiului și a cuplului la volan
  - traductorul pentru măsurarea forței la pedala de frână
  - traductoare pentru măsurarea cuplurilor de frânare
  - traductorul pentru măsurarea accelerațiilor liniare

În Figurile 2.33 – 2.36, se prezintă câteva fotografii cu elementele componente ale sistemului complex de măsurare și achiziții de date.



Fig. 2.33 Amplasarea în habitacul autoturismului, a principalelor elemente componente ale sistemului complex de măsurare și achiziții de date.



Fig. 2.34 Aparat de diagnosticare.





Fig. 2.35 Traductor DATRON V Senzor, utilizat pentru măsurarea vitezei autoturismului.



Fig. 2.36 Traductoare pentru măsurarea presiunilor din circuitele de frânare.

## 2.4 REZULTATELE CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE PRIVIND PERFORMANȚELE SISTEMULUI DE FRÂNARE

În cadrul acestui subcapitol, se vor prezenta rezultatele cercetărilor experimentale, privind performanțele sistemului de frânare.

### 2.4.1 Rezultatele cercetărilor experimentale, obținute în cadrul Setului I de probe

În cadrul acestui paragraf, se vor prezenta rezultatele cercetărilor experimentale, obținute la două dintre probele efectuate în cadrul Setului I de probe.

Pentru măsurarea și înregistrarea mărimilor, s-a utilizat aparatul de diagnosticare, care a fost amplasat pe bancheta din spate a autoturismului (Figura 2.37).

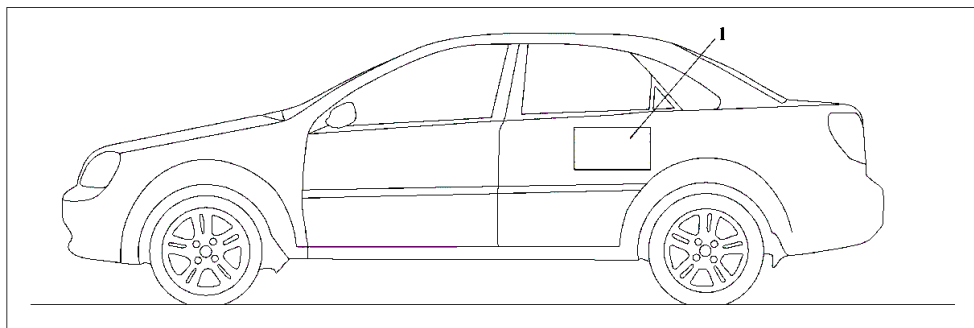


Fig. 2.37 Schema de amplasare a aparaturii pentru măsurarea și înregistrarea mărimilor: 1 – aparat de diagnosticare.

Cu ajutorul aparatului de diagnosticare, au fost măsurate și înregistrate următoarele mărimi:

- viteza de rotație a roții din stânga față (v.r.st.f)
- viteza de rotație a roții din dreapta față (v.r.dr.f)

- viteza de rotație a roții din stânga spate (v.r.st.s)
- viteza de rotație a roții din dreapta spate (v.r.dr.s)
- viteza autoturismului (viteza)

În plus, s-au înregistrat și informații despre starea electrovalvelor de comandă (poziția închisă/deschisă).

### Proba P1: Frânare rectilinie cu aderență diferită (trecere de pe beton uscat, pe zăpadă)

Condițiile în care s-a realizat frânarea, au fost următoarele:

- frânare cu deplasare rectilinie;
- coeficient de aderență partea stângă: 0,8 (beton uscat), 0,2 (zăpadă);
- coeficient de aderență partea dreaptă: 0,8 (beton uscat), 0,2 (zăpadă);
- viteza de la care s-a realizat frânarea: 51 km/h.

Evoluția grafică a mărimilor măsurate este prezentată în Figurile 2.38 – 2.39.

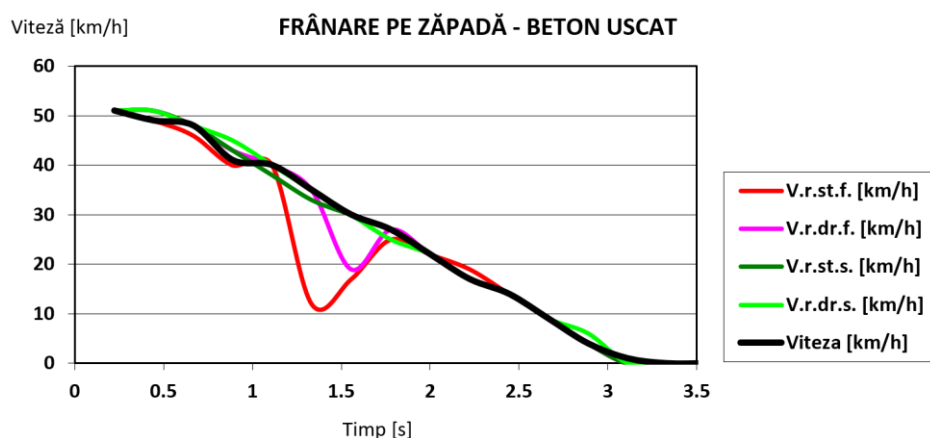


Fig. 2.38 Evoluție grafică a vitezei în funcție de timp, în cadrul probei frânare P1, la trecerea de pe zăpadă, pe beton uscat.

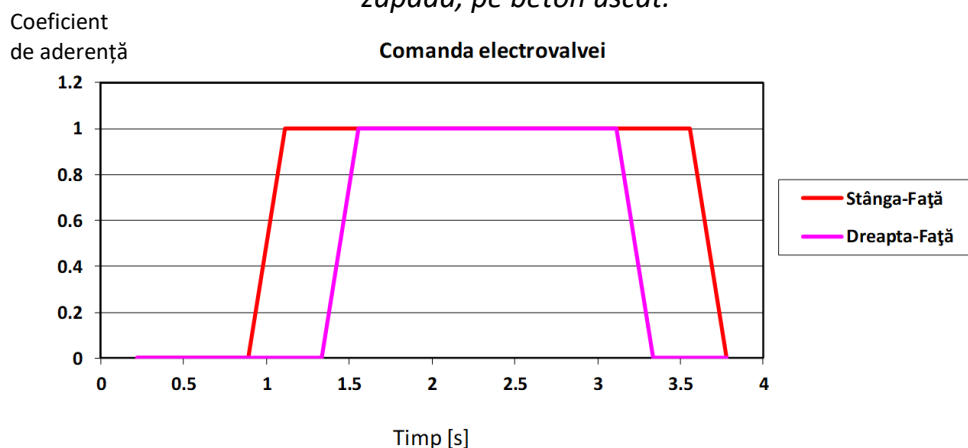


Fig. 2.39 Evoluție grafică privind comanda electrovalvei, în cadrul probei frânare P1, la trecerea de pe zăpadă, pe beton uscat.

În cadrul graficului din Figura 2.38, se poate observa tendința de blocare a roții, în momentul în care se frânează pe zăpadă, precum și accelerarea roților, în momentul în care are loc trecerea pe beton uscat. Frânarea s-a realizat pe o suprafață rectilinie, de la viteza de 51 km/h.

### Proba P2: Frânare în deplasare rectilinie cu aderență stânga/dreapta ridicată

Condițiile în care s-a realizat frânarea, au fost următoarele:

- frânare în deplasare rectilinie
- coeficient de aderență stânga: 0,8 (beton uscat)

- coeficient de aderență dreapta: 0,8 (beton uscat)
- viteza de la care se frânează: 78 km/h

Evoluția grafică a mărimilor măsurate este prezentată în Figurile 2.40 – 2.41.

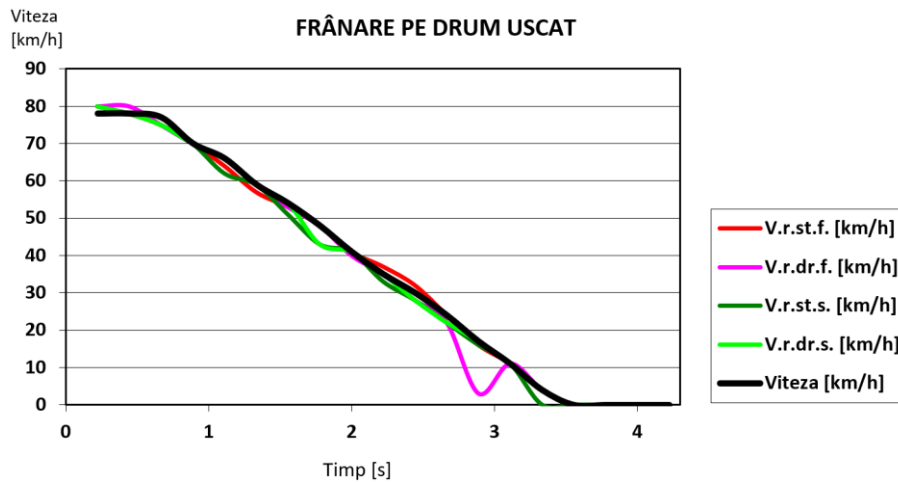


Fig. 2.40 Evoluție grafică a vitezei în funcție de timp, în cadrul probei frânare P2, frânare pe drum uscat.

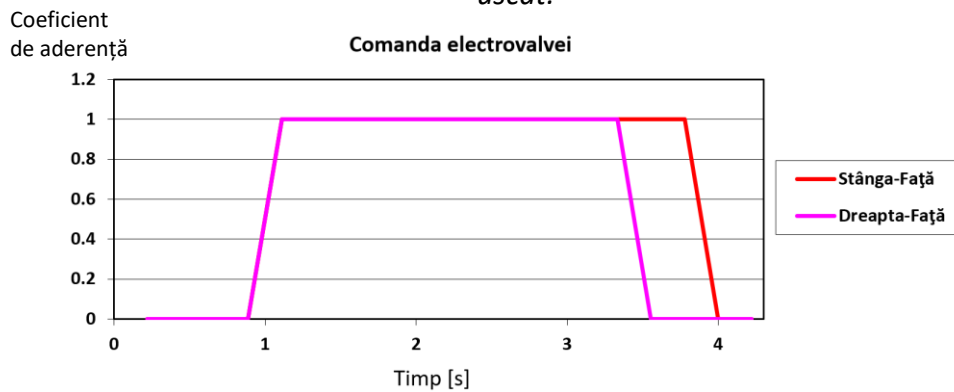


Fig. 2.41 Evoluție grafică privind comanda electrovalvei, în cadrul probei frânare P2, frânare pe drum uscat.

## 2.4.2 Rezultatele cercetărilor experimentale, obținute în cadrul Setului II de probe

În cadrul acestui paragraf, se vor prezenta rezultatele cercetărilor experimentale, obținute la una dintre probele efectuate în cadrul Setului II de probe.

Pentru măsurarea și înregistrarea mărimilor, s-a utilizat un sistem de măsurare și achiziție de date, alcătuit din elementele componente care pot fi vizualizate în Figura 2.42.

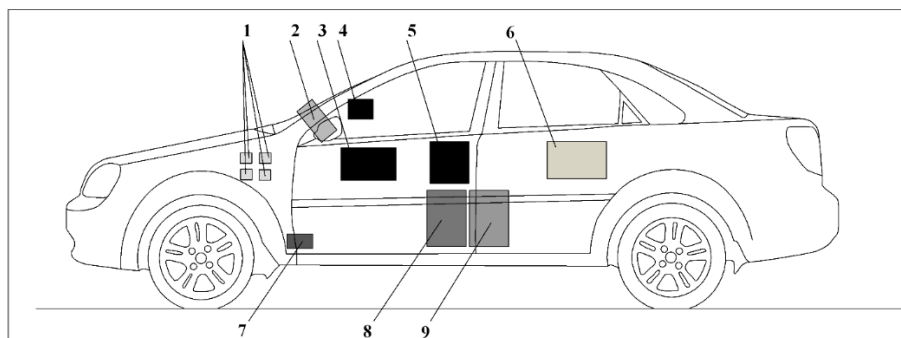


Fig. 2.42 Schema de amplasare a aparaturii pentru măsurarea și înregistrarea mărimilor: 1 – traductori de presiune; 2 – traductor pentru măsurarea unghului și momentului la volan; traductor DATRON; 3 – senzor de viteză; 4 – display; 5 – data logger; 6 – laptop; 7 – traductor pentru forța la pedala de frână; 8 – amplificator semnal; 9 – aparat achiziție date.

Schema de interconectare a elementelor componente ale sistemului de măsurare și achiziție de date, utilizat în cadrul cercetării experimentale este prezentată în Figura 2.43.

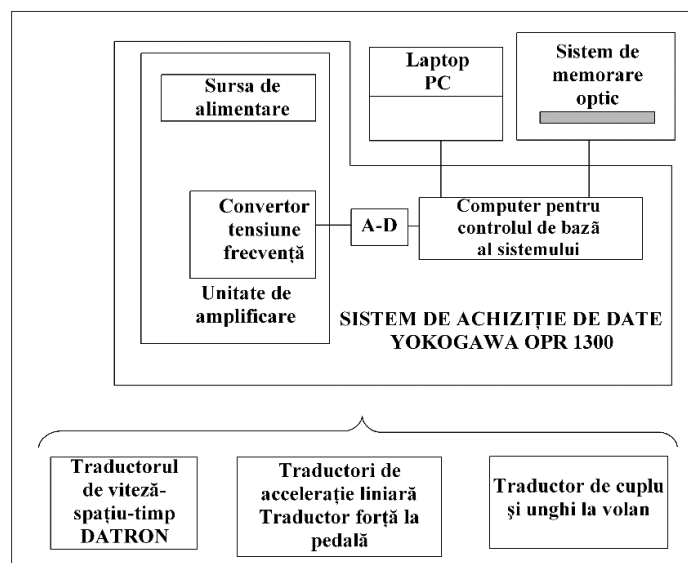


Fig. 2.43 Schema de interconectare a elementelor componente ale sistemului de măsurare și achiziție de date, utilizat în cadrul cercetării experimentale.

Cu ajutorul aparaturii prezentate în schema precedentă, s-au măsurat următoarele mărimi:

- cu ajutorul sistemului DATRON:
  - viteza de deplasare
  - spațiul parcurs
  - accelerația
  - timpul
- cu ajutorul sistemului Yokogawa:
  - Canal 1. presiune circuit 1 (la ieșirea din cilindrul principal de frână)
  - Canal 2. presiune circuit 2 (la ieșirea din cilindrul principal de frână)
  - Canal 3. presiune cilindru 1 (etrier stânga față)
  - Canal 4. presiune cilindru 2 (etrier dreapta față)
  - Canal 5. unghi volan
  - Canal 6. moment volan
  - Canal 7. forța la pedala de frână

#### **Proba P7: Frânare (cu ABS) în deplasare rectilinie, pe asfalt uscat**

Condițiile în care s-a realizat frânarea, au fost următoarele:

- frânare în deplasare rectilinie, cu frânele calde
- coeficient de aderență stânga: 1,0 (asfalt uscat)
- coeficient de aderență dreapta: 1,0 (asfalt uscat)
- viteza de la care se frânează: 82,2 km/h

Evoluția grafică a mărimilor măsurate este prezentată în Figurile 2.44 și 2.45).

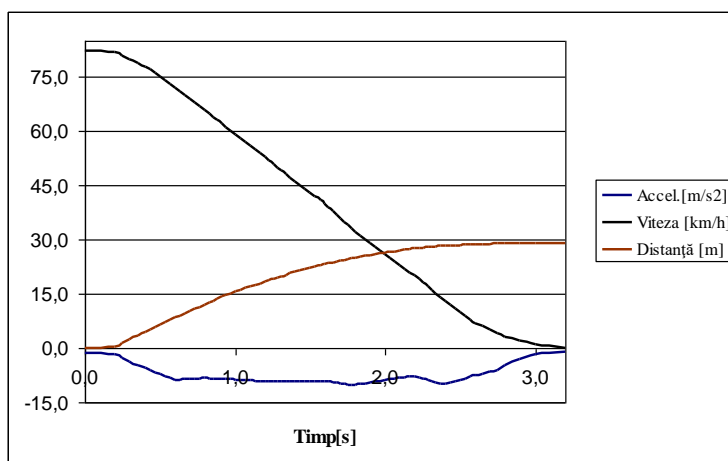


Fig. 2.44 Evoluție grafică a mărimilor măsurate cu ajutorul sistemului DATRON, în cazul frânării (cu ABS) în deplasare rectilinie, pe asfalt uscat: accelerația, viteza și distanța.

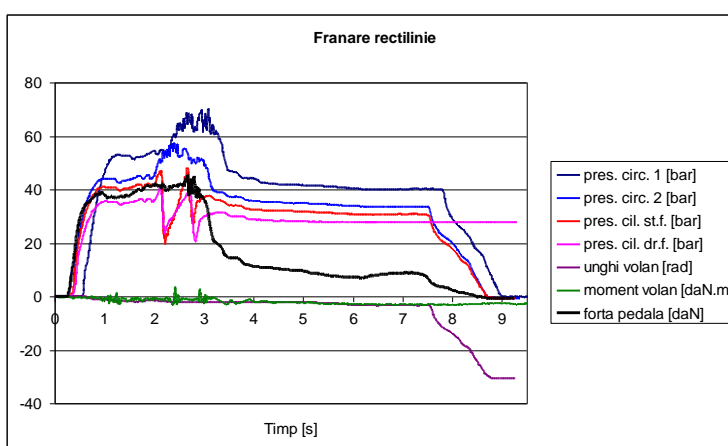


Fig. 2.45 Evoluție grafică a mărimilor măsurate cu ajutorul sistemului de achiziție de date, în cazul frânării (cu ABS) în deplasare rectilinie, pe asfalt uscat: presiunea în circuitul de frână, presiunea în cilindru de frână, unghiul la volan, momentul la volan și forța la pedala de frână.

## 2.5 ANALIZA COMPARATIVĂ A REZULTATELOR TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE

Pentru studiul regimurilor de deplasare a autovehiculelor, în literatura de specialitate există o mulțime de modele dinamice pe baza cărora s-au dezvoltat modele matematice, caracterizate de un grad foarte mare de diversitate și complexitate. Studiul fenomenelor legate de frânarea autovehiculelor echipate cu sisteme antiblocare a roților, a presupus conceperea unor modele, dinamic și matematic, simplificate, care presupun un volum de lucru mai redus și o rezolvare mai puțin laborioasă, dar care să realizeze o precizie bună, confirmată de datele obținute pe cale experimentală.

În urma comparării rezultatelor experimentale, cu rezultatele simulărilor teoretice, se poate constata faptul că pe fondul unei evoluții asemănătoare a presiunilor de comandă la frână, cu ajutorul modelului matematic propus, au fost obținute rezultate asemănătoare cu cele determinate experimental. Această constatare dovedește faptul că modelul de simulare conceput și prezentat, surprinde suficient de precis fenomenele legate de dinamica frânării autovehiculelor, în aceste condiții putându-se valida modelul matematic. Astfel, model matematic simplificat al autovehiculului permite simularea în bune condiții a regimului de frână, iar cu ajutorul acestuia pot fi reproduse cât mai exact fenomenele care au loc în timpul frânării autovehiculului.

Pentru analiza comparativă, se vor lua în calcul parametrii simulării frânării pe drum cu asfalt uscat:

- Controler cu trei stări (acesta comandă creșterea sau scăderea presiunii dar și menține presiunea la un nivel constant)

- Presiunea în circuitul hidraulic egală cu 90 bar
- Întârzierea sistemului egală cu 0,005 s
- Greutatea autovehiculului egală cu 1.200 kg
- Momentul de inerție al roții egal cu 0,75 kg·m<sup>2</sup>
- Viteza de la care se realizează frânarea egală cu 25 m/s
- Suprafața drumului care s-a folosit pentru realizarea simulării este cu un coeficient de aderență egal cu 1, corespunzător unui drum cu asfalt uscat
- ABS pornit

Condițiile experimentale în care s-a realizat frânarea pe drum cu asfalt uscat, au fost următoarele:

- frânare în deplasare rectilinie (cu ABS), cu frânele calde, pe drum cu asfalt uscat
- coeficient de aderență stânga: 1,0 (asfalt uscat)
- coeficient de aderență dreapta: 1,0 (asfalt uscat)
- viteza de la care s-a realizat frânează: 82,2 km/h

În Figurile 2.46 – 2.47, se prezintă graficele privind evoluția vitezei teoretice simulate, respectiv a vitezei reale simulate, precum și a vitezei măsurate pe cale experimentală, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

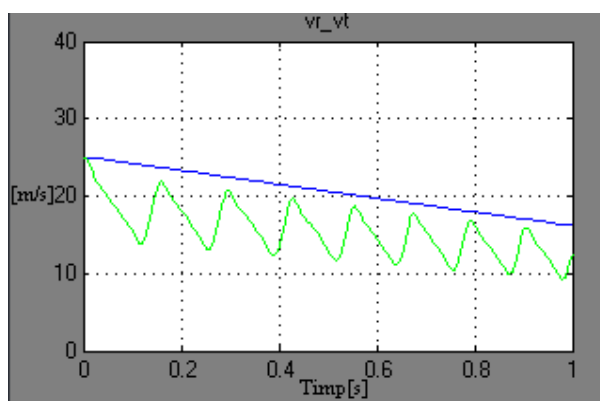


Fig. 2.46 Evoluția vitezei teoretice (linia albastră) și a vitezei reale (linia verde) simulate, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

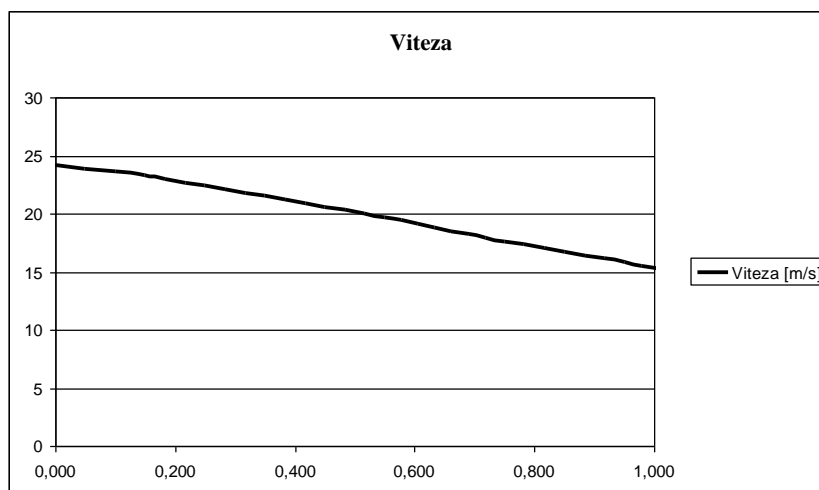


Fig. 2.47 Evoluția vitezei măsurate pe cale experimentală, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

În Figurile 2.48 și 2.49, se prezintă graficele privind evoluția spațiului parcurs simulat, precum și a spațiului parcurs măsurat pe cale experimentală, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

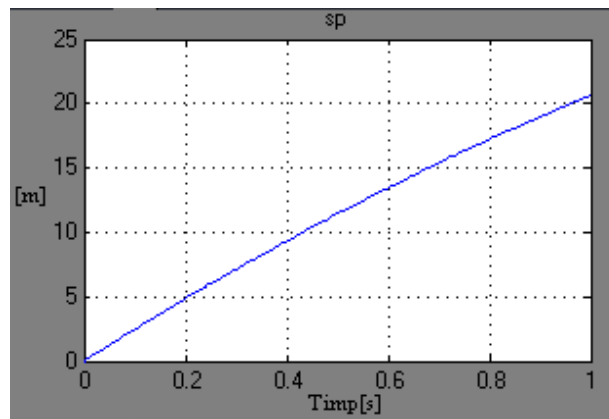


Fig. 2.48 Evoluția spațiului parcurs simulat, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

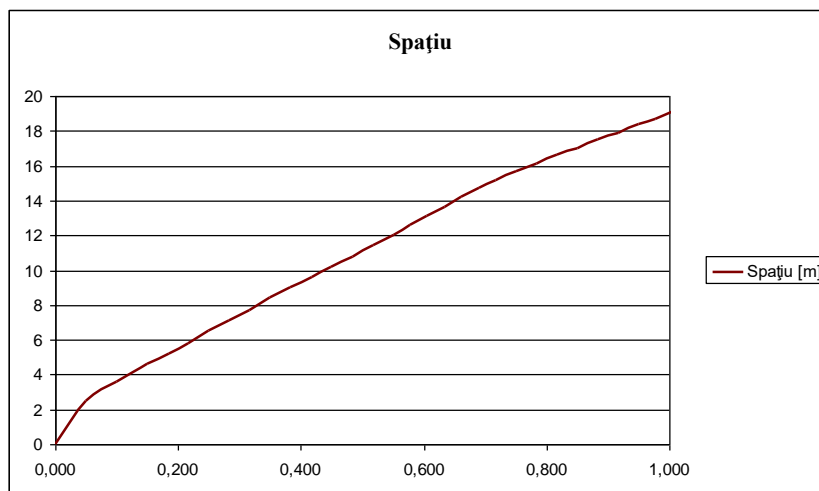


Fig. 2.49 Evoluția spațiului parcurs măsurat pe cale experimentală, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

În Figurile 2.50 – 2.51, se prezintă graficele privind evoluția presiunii simulate în cilindrul de frână de roată, precum și a presiunii în cilindrul de frână de roată, măsurată pe cale experimentală, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

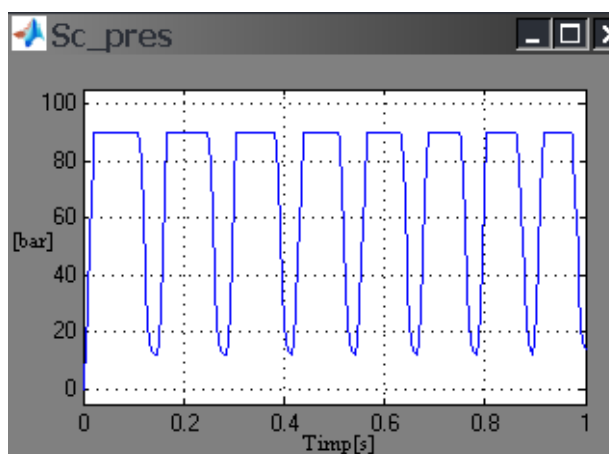


Fig. 2.50 Evoluția presiunii simulate, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

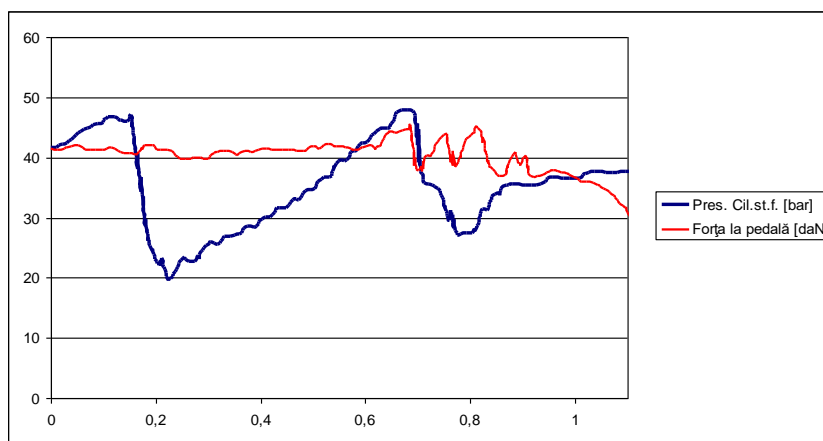


Fig. 2.51 Evoluția presiunii (linia albastră) și forței la pedala de frână (linia roșie), măsurate pe cale experimentală, în cazul frânării pe un drum cu asfalt uscat.

## 2.6 CONCLUZII

Unul din factorii de bază care asigură un nivel ridicat al siguranței active, îl constituie sistemele care mențin stabilitatea mișcării autovehiculului. Marea majoritate a acestora asigură evitarea patinării roților antrenate, respectiv a blocării (alunecării) roților frânate.

Pornind de la abordarea, inițial teoretică, a rulării roții cu pneu, s-a ajuns deja la soluții tehnice capabile să mențină roata în zona de stabilitate a caracteristicii de rulare, atât la deplasarea în regim de demarare, cât și în regim de frânare.

Dintre factorii care contribuie în mod hotărâtor la asigurarea siguranței în trafic, frânarea este procesul căruia constructorii de autovehicule i-au acordat o atenție deosebită.

Deși există numeroase cercetări teoretice și experimentale la nivel mondial, multitudinea factorilor care au influență asupra frânării, conduce la concluzia că problemele legate de acest proces, rămân în continuare deschise pentru studiu.

Succesele soluțiilor tehnice aplicate în domeniul frânării, au fost urmate de obligativitatea utilizării sistemelor de antiblocare la frânare (ABS), la început pentru autovehiculele grele, iar ulterior, pentru autovehicule medii și mici.

Deși sistemele de antiblocare sunt deja în producție de serie, fiind binecunoscute din punctul de vedere al componenței, algoritmi pe baza cărora unitatea electronică centrală realizează reglarea rulării roții, au particularități specifice fiecărui producător în parte, prin fiecare soluție urmărindu-se îndeplinirea tuturor criteriilor de performanță pe care normativele actuale în vigoare le impun.

Principial, pentru reglarea rulării roții la frânare, producătorii de sisteme de frânare urmăresc menținerea decelerației, respectiv accelerației roții controlate, între două valori prag, concomitent cu urmărirea atingerii decelerației prag, într-un interval prestabilit. Este evident că funcționarea algoritmului de reglare pe baza valorilor prag ale accelerației, respectiv decelerației roții, cu păstrarea unui interval de timp prestabilit pentru atingerea accelerației, a presupus determinarea acestora prin laborioase cercetări experimentale, realizate pe autovehicule reprezentative și pe roți reprezentative. Pentru un astfel de algoritm de reglare, dezideratul menținerii roții în zona de stabilitate a caracteristicii de rulare este o consecință a cercetărilor experimentale.

Pentru verificarea algoritmului de lucru al sistemului ABS/ASR și pentru punerea în evidență a diferitelor influențe asupra procesului de frânare/demarare, cu și fără ABS, respectiv ASR, s-a recurs la un model dinamic plan, pentru o singură roată a automobilului. Acest model simplificat al autovehiculului are două elemente inerțiale: o roată și o masă în mișcare de translație



(autovehiculul). Tot în vederea simplificării nu au fost considerate explicit influențele mecanismelor de ghidare, de suspensie și de direcție, adică au fost neglijate mișcările de zvâcnire și de săltare ale roții, respectiv de săltare și de tangaj ale masei în translație.

Simulările efectuate pe baza modelelor dinamic și matematic concepute, conduc la următoarele concluzii:

- momentele de inerție mai mari ale roților, reduc numărul intervențiilor ABS și întârzie blocarea roților, dând un interval de timp mai îndelungat pentru intervenția sistemului antiblocare, dar vor solicita mai mult frânele și vor reduce performanțele de accelerare/decelerare ale autovehiculului
- controlerele mai rapide, vor avea performanțe mai bune, dar solicită foarte mult componentele fizice ale sistemului, conducând astfel la fiabilitate redusă
- componentele mecatronice, cu timp de răspuns mai mic, vor asigura o funcționare mai performantă a sistemului
- creșterile mai rapide de presiune, care pot fi asigurate printr-o presiune mai mare furnizată de pompa de alimentare și de acumulatorul de presiune, pot îmbunătăți performanțele ABS, dar vor solicita o putere de antrenare mai mare, deci un consum energetic mai ridicat
- reducerea vitezei de deplasare a autovehiculului, înrăutățește în general precizia sistemului ABS de menținere a alunecării dorite (la viteză redusă roata are o tendință de blocare mai accentuată); de aceea, algoritmi viitori ar trebui să reducă pragurile superior și inferior, de declanșare a acțiunilor ABS
- analiza influenței presiunii determinate de apăsarea pedalei de frână de către conducătorul auto, a arătat că, în funcție de valoarea coeficientului de aderență, există o valoare optimă a intensității apăsării, la valori mai mici sau mai mari, performanțele de decelerare diminuându-se; aceasta demonstrează importanța regulatorului forței de frânare sau mai nou a sistemelor electronice de repartizare a forțelor de frânare (EBD), precum și a experienței conducătorului auto; avantajul major al ABS este că menține stabilitatea autovehiculului, chiar și în cazul în care conducătorul auto apasă mult prea tare pedala de frână.

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate într-un articol științific prezentat în cadrul unei conferințe internaționale, fiind publicat în proceedings indexat în Web of Science:

1. **Beleş Horia**, Preda Ion, Dragomir George, Blaga Vasile, Ardelean Felician. *Theoretical Research Regarding the Active Safety Systems*. Annals DAAAM for 2008&Proceedings of the 19th International DAAAM Symposium, Pages: 87-88, Published: 2008. Publisher: DAAAM Int Vienna, Austria, ISBN:978-3-901509-68-1, ISSN: 1726-9679. Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000262860100043>.

De asemenea, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate în 6 articole științifice, prezentate în cadrul unor manifestări științifice internaționale, fiind publicate în volumele acestor manifestări și indexate în BDI:

1. **Beleş Horia**, Rus Alexandru, Dragomir George, Mitran Tudor, Trușcă Daniel, Țolea Bogdan. *Researches regarding the continuous improvement of the abs (anti-lock braking system) operation for the passenger cars*. Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium, Volume 2015-January, 2015, Pages: 196-205. 26th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, DAAAM 2015, University of Zadar, Croatia, 21 October 2015 through 24 October 2015, Code 123540. Publisher: Danube Adria Association for Automation and Manufacturing, DAAAM, ISSN: 17269679, ISBN: 978-390273407-5. DOI: 10.2507/26th.daaam.proceedings.027. Scopus: [https://www-scopus-com.am.e-nformation.ro/record/display\\_uri?eid=2-s2.0-84987653182&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=Beles+H\\*&sid=a61d21aa86a0e3fce277f6cec44ef9d0&sot=b&sdt=b&sl=21&s=AUTHOR-NAME%28Beles+H\\*%29&relpos=6&citeCnt=3&searchTerm=](https://www-scopus-com.am.e-nformation.ro/record/display_uri?eid=2-s2.0-84987653182&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=Beles+H*&sid=a61d21aa86a0e3fce277f6cec44ef9d0&sot=b&sdt=b&sl=21&s=AUTHOR-NAME%28Beles+H*%29&relpos=6&citeCnt=3&searchTerm=)

2. **Beleş Horia**, Chioreanu Nicolae, Mitran Tudor. *Researches Regarding the Development of a Mathematical Model to Optimize the Operation of the Anti-Lock Braking System*. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, ISSUE #2, Pages: 11-16, August 2014. Publisher: University of Oradea Publishing House, ISSN 2285-3278, ISSN-L 2285-3278, ISBN 978-606-10-1537-5. <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.680.594&rep=rep1&type=pdf>. CrossRef: <https://search.crossref.org/?q=beles+h&page=5>.
3. **Beleş Horia**, Rus Alexandru, Ardelean Felician, Popa Virgil. *Theoretical and experimental research regarding the braking performances of the passenger cars, in concordance with the improvement of active safety and the reduction of accidents with severe consequences*. Proceedings of the XIth International Congress on Automotive and Transport Engineering CONAT 2010, Braşov. Advanced Engineering Methods. Volume V, ISSN 2069-0401, Pages: 331 – 338. Published by Transilvania University Press, Braşov, 2010. FISITA: [link](#).
4. **Beleş Horia**, Mitran Tudor, Dragomir George, Ardelean Felician. *Experimental researches regarding the active safety systems for passenger car*. Annals of annual session of scientific papers IMT Oradea – 2010. Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume IX (XIX), pp. 13 – 21. Publisher: University of Oradea Publishing House, ISSN 2285-3278, ISSN-L 2285-3278, ISBN 978-606-10-1537-5. <http://imtuoradea.ro/auo.fmte/article.php?v1=2010-3>.
5. **Beleş Horia**, Dragomir George, Mitran Tudor, Fântână Nicolae, Ardelean Felician. *Theoretical research regarding the active safety systems for passenger car*. Annals of annual session of scientific papers IMT Oradea – 2009. Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VIII (XVIII), pp. 373 – 380. Publisher: University of Oradea Publishing House, ISSN 2285-3278, ISSN-L 2285-3278, ISBN 978-606-10-1537-5. <http://imtuoradea.ro/auo.fmte/article.php?v1=2009>.
6. **Beleş Horia**, Nagy Tiberiu, Preda Ion. *Research regarding vehicles braking and the influence on active safety*. Annals of International Congress SMAT 2008. Automotive, Safety and Environment. Second edition. Vol. 1: Vehicule rutiere – Tractoare şi maşini agricole, ISBN 978-606-510-253-8, 978-606-510-245-3, Pages: 253 – 260. Editura UNIVERSITARIA Craiova, 2008. FISITA: [link](#)

Totodată, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate în 2 cărţi publicate, în calitate de unic autor, respectiv autor principal:

1. **Beleş Horia**. Studiul îmbunătăţirii securităţii active a autoturismelor în vederea reducerii accidentelor rutiere cu consecinţe grave. Editura Universităţii Transilvania din Braşov, 2020, 320 pg., format electronic pe CD, ISBN 978-606-19-1242-1.
2. **Beleş Horia**, Şoica Adrian. Siguranţa activă şi pasivă a autovehiculelor. Editura Universităţii din Oradea, 2011, 228 pg., ISBN 978-606-10-0651-9.

### 3 CERCETĂRI PRIVIND DETECTAREA STĂRII DE SOMNOLENȚĂ A CONDUCĂTORILOR DE AUTOVEHICULE

În cadrul acestui capitol, se prezintă diverse abordări privind dezvoltarea unui algoritm de decizie fuzzy, conceput pentru monitorizarea și emiterea de avertismente privind starea de somnolență a conducătorilor de autovehicule.

#### 3.1 CONSIDERAȚII TEORETICE

Conducerea într-o stare de somnolență este o problemă majoră la nivel mondial. Conform unui studiu efectuat de către Centrul pentru Controlul și Prevenirea Bolilor (Centers for Disease Control and Prevention - CDC), din Statele Unite [1], se estimează că 1 din 25 de conducători auto, cu vârsta peste 18 ani, raportează că a adormit, în timp ce conducea un autovehicul, în ultimele 30 de zile. NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) estimează că în anul 2017, somnolența la volan, apărută în conducerea autovehiculelor, a fost cauza pentru 91.000 de accidente rutiere. Din cauza numărului mare de accidente rutiere, au rezultat 50.000 de persoane vătămate și aproape 800 de persoane decedate [2, 3]. Conform statisticilor Uniunii Europene (Mobilitate și Comisia pentru Siguranța Rutieră a Transporturilor), cauzele a 10, până la 25% dintre toate accidentele rutiere din Europa, se datorează stării de somnolență a conducătorului auto [4]. S-a observat că situația frecventă în care oboseala afectează atenția conducătorului auto este atunci când circulă pe autostradă sau pe drumurile dintre orașe, din cauza monotoniei activităților de conducere.

În ceea ce privește automatizarea funcțiilor de conducere a unui autovehicul, conform standardului J3016 [5] al SAE International (Society of Automotive Engineers Society – Societatea Inginerilor de Autovehicule, asociație profesională din SUA), există 6 niveluri de autonomie, de la Nivelul 0 (fără nicio automatizare), până la nivelul 5 (vehicul complet autonom/automatizat). Pentru a lua în considerare diferențele de automatizare și pentru a face o distincție mai clară între nivelurile SAE prezentate în Figura 3.1, toate cele 6 niveluri de autonomie vor fi prezentate pe scurt, în cele ce urmează.

Nivel SAE	Definiție	Denumire	Execuția virării, accelerării/frânării	Monitorizare mediu de operare	Preluare sarcini de conducere în caz de urgență	Capabilitatea sistemului (moduri de conducere)
<b>Conducătorul auto monitorizează mediul de operare</b>						
0	Fără automatizare	Toate sarcinile de conducere sunt executate de către conducătorul auto, chiar dacă există sisteme de avertizare sau intervenție	Conducătorul auto	Conducătorul auto	Conducătorul auto	Câteva moduri de conducere
1	Asistent de navigare	Una din sarcinile de condus (controlul direcției sau controlul accelerării/frânării), poate fi preluată de către sistemul autonom. Celelalte sarcini de conducere sunt realizate de către conducătorul auto care supraveghează permanent	Conducătorul auto / sistemul	Conducătorul auto	Conducătorul auto	Câteva moduri de conducere
2	Parțial automatizat	Controlul direcției, cât și controlul accelerării/frânării, sunt preluate de sistemul autonom, folosind informațiile preluate prin intermediul senzorilor din mediul de deplasare. Conducătorul auto trebuie să realizeze celelalte activități și să fie pregătit de intervenție, dacă este cazul.	Sistemul	Conducătorul auto	Conducătorul auto	Câteva moduri de conducere
<b>Sistemul monitorizează mediul de deplasare</b>						
3	Automatizare condiționată (supravegheată)	Toate activitățile specifice sarcinilor de condus sunt realizate/preluate de sistemul autonom. Conducătorul auto trebuie să poată interveni atunci când este nevoie.	Sistemul	Sistemul	Conducătorul auto	Câteva moduri de conducere
4	Automatizare ridicată	Aspectele privind sarcinile de condus sunt preluate în totalitate de sistemul autonom, fără intervenția conducătorului auto.	Sistemul	Sistemul	Sistemul	Câteva moduri de conducere
5	Automatizare totală	Toate sarcinile privind conducerea unui autovehicul sunt preluate de către sistemul autonom, în orice condiții de vreme sau trafic.	Sistemul	Sistemul	Sistemul	Toate modurile de conducere

Fig. 3.1. Standardul SAE J3016 [5], privind nivelurile de automatizare a conducerii.

Pe baza clasificării SAE International, se poate observa faptul că până la nivelul 3 de autonomie, factorul uman (conducătorul auto) nu poate fi eliminat, chiar dacă uneori el este doar responsabil pentru monitorizarea sistemului de conducere autonomă sau pentru intervenție, atunci când este necesar. Din acest motiv, starea de somnolență a conducătorului auto, în cazul unui vehicul autonom de nivel 3 sau mai mic, poate fi extrem de periculoasă și trebuie monitorizată.

Detectarea stării de oboseală a conducătorului auto, poate fi efectuată în stadiile incipiente ale somnolenței și conducătorul auto poate fi avertizat. De-a lungul timpului, au fost propuse mai multe metode pentru a determina starea de oboseală a conducătorului auto: analiza mișcărilor conducătorului auto și a expresiilor feței sau a semnalelor biologice, măsuri care se referă la monitorizarea comportamentului conducătorului auto și a mișcării autovehiculului [6]. Metoda de analiză a mișcărilor și expresiilor faciale ale conducătorului auto, include tehnici pentru măsurarea mișcărilor gurii, închiderea ochilor, clipirea ochilor și poziția capului [7–10].

Metodele bazate pe măsurări biologice, care se referă la biosemnalele conducătorului auto, includ semnale fiziologice, precum electro-oculografia (EOG), electro-miograma (EMG), electro-encefalograma (EEG) și electro-cardiograma (ECG) [11–19].

Metodele bazate pe monitorizarea comportamentului, respectiv mișcarea autovehiculului, includ comportamentul privind conducerea, cum ar fi timpul de trecere peste marcajul benzii de circulație, viteza, unghiul volanului, poziția marcajelor benzii de circulație [7, 18]. Prin combinarea mai multor metode, într-un sistem hibrid, s-ar putea dezvolta un sistem eficient de detectare a stării de somnolență.

În alte articole științifice [9, 20], a fost prezentat un sistem de detectare a oboselii, prin achiziția și procesarea semnalelor encefalogrammei (EEG). Într-un alt articol științific [8], au fost abordate posibilitățile de obținere a semnalelor electro-miogrammei (EMG), cu ajutorul a trei senzori, iar rețelele neuronale artificiale au fost utilizate pentru a clasifica stările de oboseală ale conducătorului auto [9, 20]. În articolele științifice [9, 20], a fost prezentată performanța sistemului de detectare a stării de oboseală a conducătorului auto, prin analiza poziției ochilor conducătorului auto (deschiși, închiși sau semi-deschiși), pe baza imaginilor achiziționate în timpul conducerii autovehiculului.

În cadrul cercetării, au fost efectuate experimente, pentru a studia aplicabilitatea integrării diferiților parametri biologici ai unui conducător auto, într-un sistem multisenzor, pentru detectarea stării de somnolență. În urma cercetării efectuate, se poate prezenta un sistem care ar putea utiliza două semnale obținute de la senzorii biologici: EEG și EOG, și două tipuri de imagini: imagini ale feței conducătorului auto și imagini ale ochilor conducătorului auto. Semnalele EEG și EOG au fost achiziționate în condiții de laborator, în timp ce imaginile feței conducătorului auto, au fost achiziționate în timpul conducerii autovehiculului. Imaginile feței conducătorului auto au fost folosite pentru a distinge imagini ale feței cu ochii închiși, respectiv deschiși.

## **3.2 ECHIPAMENTE ȘI METODE UTILIZATE**

Echipamentele utilizate pentru cercetare au fost: placă de achiziție, senzori EMG, softul Matlab și o cameră video.

### **3.2.1 Sistemul de detectare a stării somnolență bazat pe semnalele EOG și pe analiza imaginii feței conducătorului auto**

Principalele metode care au fost utilizate în cadrul cercetării, au fost cele bazate pe semnalele electro-oculografice (EOG) și pe clasificarea prin imagine a poziției pleoapei (închisă sau deschisă). Pentru mișcările ochilor, s-a folosit o metodă de urmărire EOG, prin măsurarea semnalelor mușchilor oculari. Starea ochiului (închis sau deschis) este monitorizată prin procesarea imaginii ochiului. Dezvoltarea unui astfel de sistem a fost prezentată în articolul științific [8]. Schema

sistemului din articolul științific [8] este prezentată în Figura 3.2. Metodele utilizate în sistemul prezentat în articolul științific [8] are avantajele sale, dar și unele dezavantaje. De exemplu, senzorii EEG (în special) și EOG, prezintă un disconfort major, din cauza faptului că trebuie fixați cu un gel conductiv, iar în unele cazuri, dispozitivele trebuie să transmită semnalul prin intermediul unui cablu de legătură (pentru un transfer de date mai bun).

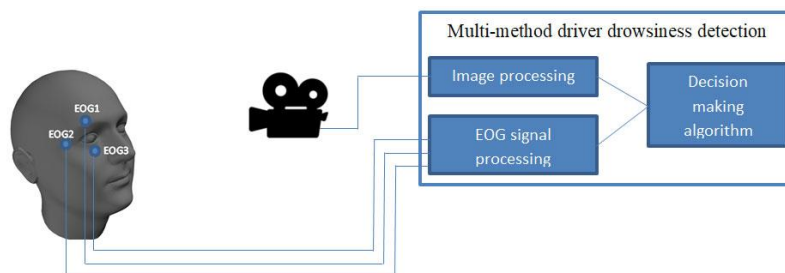


Fig. 3.2 Schema unui sistem de detectare a stării de somnolență a conducătorului auto cu mai multe metode, bazat pe semnale EOG și analiza imaginii feței [9].

Cercetările importante în domeniul materialelor avansate, precum și al tehnologiei MEMS (sistem micro-electromecanic), rezolvă unele dintre probleme, folosind un anumit tip de electrozi uscați pentru EEG, prezentați în articolul științific [21] sau alte tipuri de electrozi utilizați, cum ar fi, de exemplu, în brățările de fitness.

Principalele evoluții și descoperiri din acest domeniu sunt încurajate de eforturi, precum și de necesitatea creerii de interfețe creier-calculator [22–24] pentru diverse aplicații, inclusiv sisteme care ar putea permite medicilor să monitorizeze pacienții sau să ajute persoanele cu dizabilități.

### 3.2.2 Sistemul de detectare a stării somnolență bazat pe analiza imaginii feței și a algoritmului EAR (Eye Aspect Ratio) privind raportul de aspect al ochilor (poziția pleoapelor)

În cazul acestui sistem de detectare a stării de somnolență, imaginea feței conducătorului auto a fost utilizată ca mărime de intrare.

Imaginile au fost colectate în timpul perioadei de conducere a autovehiculului, fiind transmise în flux, pentru a fi analizate [20, 25]. După ce camera captează imaginile feței conducătorului auto, acestea trebuie procesate cu ajutorul unui algoritm de recunoaștere a feței/ochilor. Apoi, acestea sunt procesate în două variante diferite (algoritmi): prima variantă este o rețea neuronală artificială (ANN - Artificial Neural Network), care este antrenată să recunoască poziția pleoapelor conducătorului auto (deschise sau închise), iar a doua variantă constă în utilizarea unui algoritm pentru raportul de aspect al ochilor (EAR - Eye Aspect Ratio), care poate furniza și date despre starea pleoapelor (deschise/inchise), dar pe baza unui proces diferit. Ultimul pas în procesarea imaginii, bazată pe utilizarea unei rețele neuronale artificiale (ANN), învățată pentru a recunoaște un anumit comportament al conducătorului auto, este decizia dacă conducătorul auto este obosit și dacă este nevoie sau nu de avertizarea acestuia.

Pentru decizie, s-a folosit o regresie logistică binecunoscută, care este utilizată pe scară largă în diverse domenii (inclusiv medicină, finanțe și învățare automată), pentru sarcini precum predicția și are doar două rezultate posibile (de obicei 0 și 1, sau „da” și „nu”). Astfel, frecvența și distribuția clipirilor ochilor pot fi analizate, pentru a determina dacă conducătorul auto are o stare de somnolență. Schema sistemului este prezentată în Figura 3.3.

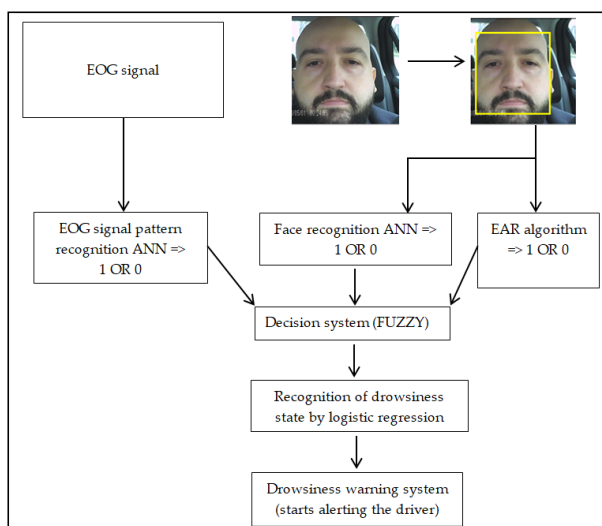


Fig. 3.3 Schema unui sistem de detectare a stării de somnolență, bazat pe semnale EEG, analiza imaginii feței și algoritmul EAR.

În continuare, se vor prezenta metodele de procesare și rezultatele obținute în urma testării și antrenamentului. Pentru recunoașterea imaginilor, a fost utilizat soft-ul MATLAB, în vederea recunoașterii faciale (față/ochi), prin intermediul unui algoritm ANN și, de asemenea, pentru a dezvolta algoritmul de decizie fuzzy [20, 26, 27]. Pentru a antrena rețelele neuronale, au fost înregistrate imagini într-o perioadă de timp mai mare de 800 de minute, în timp ce autovehiculul cu ajutorul căruia s-au efectuat filmările, circula pe drumurile publice (drumuri municipale, drumuri expres și autostrăzi), în diferite stadii de oboseală a conducătorului auto și în diferite condiții meteorologice. În final, secvențele relevante au fost extrase din volumul mare de date colectate.

Au fost utilizate mai multe secvențe video de 60 de secunde (a câte 1.975 de cadre fiecare), înregistrate în timpul conducerii autovehiculului, pentru a antrena și testa sistemul de analiză a imaginilor feței [20]. Informațiile referitoare la monitorizarea conducătorului auto în trafic sunt prezentate în Tabelul 3.1.

Tabelul 3.1 Informații privind achiziția de date

Traseu nr.	Perioadă de somn înainte de test [ore – minute]	Traseu [km]	Timp conducere [min]	Vremea	Interval de timp	Comentarii
1	8 h	Oradea -> Turda -> Oradea (381 km)	332	Înnorat	7:00 A.M.–2:00 P.M.	Nu/semne slabe de oboseală
2	5 h 30 min	Oradea -> Arad -> Oradea (229 km)	200	Înnorat/ soare	8:00 A.M.–11:45 A.M.	Semne mai frecvente de oboseală
3	6 h	Oradea -> Carei -> Oradea (204 km)	175	Ploaie	11:00 A.M.–2:10 P.M.	Semne frecvente de oboseală
4	7 h 30 min	Oradea -> Carei -> Oradea (204 km)	180	Înnorat și ploaie	11:00 A.M.–2:15 P.M.	Semne frecvente de oboseală și lipsă de atenție

Prima coloană a tabelului indică numărul traseului pe care s-a făcut înregistrarea. A doua coloană a tabelului arată cât timp a dormit conducătorul auto, înainte de a conduce. A treia coloană a tabelului arată traseul urmat de conducătorul auto. A patra coloană a tabelului arată câte minute au fost înregistrate pentru fiecare traseu. A cincea coloană a tabelului descrie vremea și condițiile în care au fost efectuate testele. Penultima coloană a tabelului descrie intervalele de timp în care au fost făcute înregistrările. Toate călătoriile au fost făcute de către conducătorul auto, fără pauze. Pe lângă monitorizarea video, conducătorul auto a fost însoțit și supravegheat de către un pasager, care a încercat să observe semnele de oboseală și neatenție pe timpul călătoriilor. Ultima coloană din

tabel, prezintă un rezumat al notelor pasagerului. Primele semne de oboseală au început să apară după aproximativ o oră de conducere. Un alt aspect destul de important observat, a fost că pe porțiunile de drum unde conducerea a fost monotonă (autostradă – călătoria 1; drum în aliniament – călătoria 2, 3, 4; sau drum cunoscut de către conducătorul auto), stările de oboseală au apărut frecvent. Pe lângă conducerea monotonă (fără multă activitate), care a indus o senzație de oboseală/plictiseală a conducătorului auto, atenția la drum a scăzut. Acest lucru a fost evident mai ales pe traseele 3 și 4. Pe traseul 4, întrucât traseul era bine cunoscut deja, conducătorul auto nu a acordat atâta atenție conducerii autovehiculului.

Conform materialului bibliografic [28], din cauza vremii ploioase din ultimele două zile de colectare a datelor, starea de oboseală a conducătorului auto ar putea fi accentuată de utilizarea ștergătoarelor de parbriz.

### 3.2.3 Analiza semnalelor EEG și EOG

În materialul bibliografic [20] este prezentată o aplicație a sistemului EEG, pentru achiziția și prelucrarea datelor. Obiectivele acestei cercetări [20] au fost de a analiza vârfurile de semnal (ale ritmului Alfa), pentru a determina dacă conducătorul auto se află într-o stare de alertă sau într-o stare de somnolență (Figura 3.4).

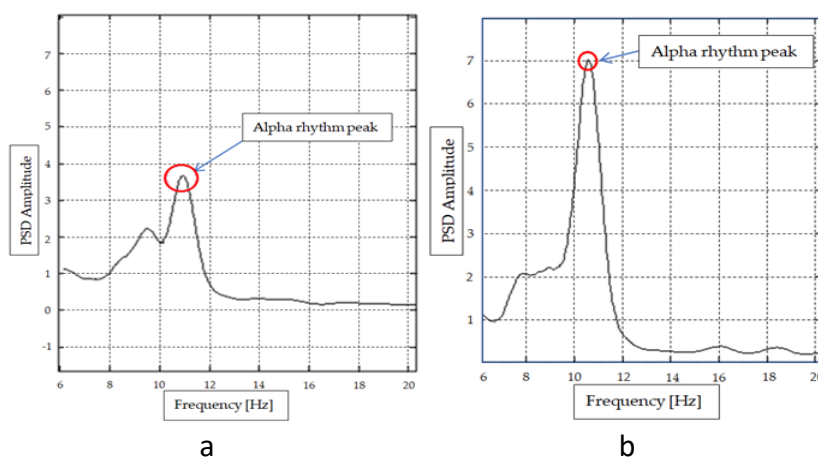


Fig. 3.4 Diagrame de semnal EEG (PSD amplitudine = putere densitate spectrală amplitudine, față de frecvență): (a) – conducător auto în stare de alertă; (b) – conducător auto în stare de somnolență.

Starea de somnolență este adesea asociată cu o creștere a undelor alfa cerebrale. Acestea sunt de frecvență relativ joasă (8–12 Hz), care sunt dominante în regiunile posterioare ale creierului, atunci când o persoană este trează, dar relaxată. Pe măsură ce o persoană trece de la starea de veghe, la starea de somnolență, undele theta (4–7 Hz), ar putea deveni mai proeminente. Acestea sunt adesea asociate cu stadiile incipiente ale somnului. Starea de somnolență poate fi caracterizată printr-o creștere a frecvențelor mai lente, cum ar fi undele theta și undele delta, pe măsură ce persoana se apropie de starea de somn.

La trezire, undele theta pot fi încă prezente, pe măsură ce persoana trece de la starea de somn, până la starea de veghe. Undele alfa ar putea crește pe măsură ce persoana devine mai alertă. Undele beta (13–30 Hz) sunt asociate cu starea de veghe-alertă. Pe măsură ce persoana devine mai mult trează și alertă, activitatea undelor beta în EEG, poate crește. Undele delta (0,5–4 Hz), asociate cu somn profund, ar trebui să scadă, pe măsură ce persoana se trezește. Este important de reținut faptul că aceste modele pot diferi de la o persoană la alta. Trecerea de la starea de somn, la starea de veghe, implică modificări dinamice ale modelelor EEG.

Măsurarea semnalelor EEG (Figura 3.4) la conducătorii auto poate fi dificilă. Dacă trebuie să alegem între semnalele EEG și EOG, semnalele EOG sunt mai ușor de obținut. Posibilitatea de utilizare a

semnalelor EOG, colectate cu ajutorul a trei senzori montați în zona ochilor (Figura 3.2), au fost analizate în alte cercetări [7, 11]. În Figura 3.5, sunt prezentate cele două tipuri de semnal (S1, S2), care au fost identificate după etapa de pre-procesare. Combinarea acestor două tipuri de semnale, permite să se distingă între diferitele mișcări ale ochiului și clipirea ochiului. Înregistrarea diferitelor tipuri de mișcări ale ochilor, pentru comportamentul normal și pentru comportamentul somnolent, pot oferi informații despre starea conducătorului auto. Semnalele furnizate de senzorii EOG1, EOG2 și EOG3 (pozițiile senzorilor fiind prezentate în Figura 3.2), privind clipirea ochiului conducătorului auto sunt după cum urmează: S2 -> EOG1, S1 -> EOG2, S1 -> EOG3. Configurația celor 3 semnale care vin de la senzorii EOG, au configurații unice pentru fiecare tip de mișcare, deci configurațiile S2 și S1, nu vor fi întâlnite în timpul niciunei mișcări ale ochilor, altele decât clipind. De obicei, semnalele EOG1 și EOG2 sunt utilizate pentru a capta mișcările orizontale ale ochilor. Amplasarea electrozilor permite măsurarea potențialului electric generat de mișcarea ochilor, dintr-o parte într-alta. Poziționarea electrodului EOG3, permite pentru măsurarea potențialului electric, asociat cu mișcarea ochilor în sus și în jos.

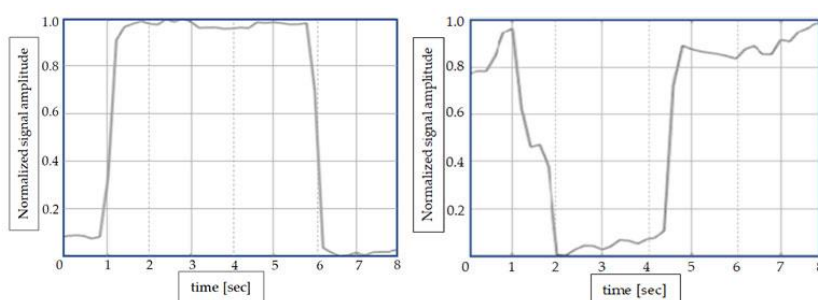


Fig. 3.5 Tipuri de semnale înregistrate de senzorii EOG (pozițiile senzorilor fiind prezentate în Figura 3.2: EOG1, EOG2, EOG3), indicând semnalul S1 (stânga) și semnalul S2 (dreapta).

### 3.2.4 Analiza imaginii feței, pentru detectarea stării ochiului (deschis sau închis)

Pentru clasificarea imaginii stării conducătorului auto, o metodă care utilizează rețeaua neuronală toolbox (neural network toolbox) și deep learning toolbox, din programul MATLAB, a fost prezentată în materialele bibliografice [26, 27]. S-a folosit următoarea premisă: s-a presupus că starea de somnolență, corespunde imaginilor în care ochii conducătorului auto sunt închiși și starea de alertă a conducătorului auto, corespunde imaginilor în care ochii sunt deschiși [29].

Două sute de imagini au fost utilizate pentru a analiza starea de somnolență a conducătorului auto, în timpul procesului de conducere. Jumătate dintre aceste imagini sunt pentru starea conducătorului auto cu ochii deschiși/între-deschiși, iar cealaltă jumătate a imaginilor sunt pentru starea conducătorului auto cu ochii închiși.

În Figura 3.6 sunt prezentate câteva imagini utilizate pentru procesare. Pentru a minimiza cantitatea imensă de date de intrare pentru rețeaua neuronală artificială, imaginile au fost decupate și micșorate (fiind redusă calitatea). În plus, timpul de procesare a fost diminuat, iar supraîncărcarea memoriei calculatorului a fost de asemenea evitată.



Fig. 3.6 Imaginile conducătorului auto: (a) - cu ochii deschiși; (c) - cu ochii închiși. Imaginile conducătorului auto având o calitate/rezoluție scăzută: (b) - cu ochii deschiși; (d) cu ochii închiși.



În Figura 3.6b și 3.6d, imaginile au fost eșantionate (decupate) în partea de jos, iar claritatea a fost diminuată. Acest lucru a asigurat o recunoaștere și o clasificare mai bună. În plus, dacă rețelele neuronale funcționează bine, cu imagini de calitate scăzută, cu siguranță va funcționa mult mai bine cu imagini de înaltă calitate (Figura 3.6a și 3.6c).

### 3.2.5 Detectarea stării ochiului (deschis sau închis) utilizând algoritmul EAR

Raportul dintre lățimea și lungimea ochilor, folosește un algoritm de recunoaștere a punctelor caracteristice ale feței (coordonatele punctului în pixeli) și un set de date de tipul iBUG 300-W, cu 68 de puncte învățate. Folosind algoritmul de detectare a ochilor, ochii conducătorului auto au fost urmăriti așa cum se arată în Figura 3.7. În materialul bibliografic [29] a fost descris algoritmul anterior, utilizat în cazul de față. Descrierea se bazează pe materialele bibliografice [30–32].

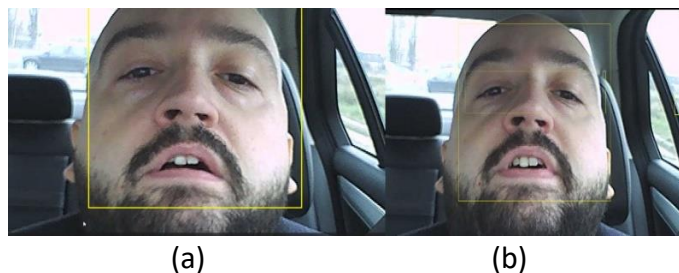


Fig. 3.7 (a) - Detectarea și urmărirea feței; (b) - Detectarea feței și a ochilor în videoclipurile înregistrate.

În Figura 3.8, sunt prezentate cele 6 puncte caracteristice, definite pe zona detectată a ochiului. Pe baza relației (3.1), a fost calculat algoritmul EAR, iar rezultatele au fost împărțite în 2 categorii: valori ridicate, înseamnă că ochii erau deschiși și valori scăzute, înseamnă că ochii erau închisi.

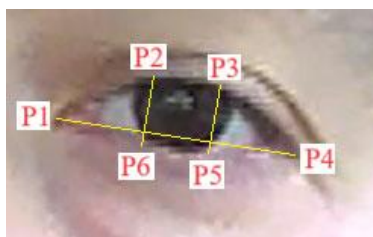


Fig. 3.8 Măsurarea raportului de aspect al ochilor (EAR).

Distanța euclidiană dintre punctele specificate este definită în cadrul relației (3.1), cu ajutorul parantezelor duble de separare [20].

$$EAR = \frac{\|p_2 - p_6\| + \|p_3 - p_5\|}{2\|p_1 - p_4\|} \quad (3.1)$$

unde „ $p_i$ ” ( $i = 1..6$ ) este unul dintre punctele prezentate în Figura 3.8. Fiecare punct „ $p_i$ ” are coordonatele date în pixeli ( $x_i, y_i$ ). Coordonatele punctelor sunt obținute din imaginea din Figura 3.7, prin binarizarea imaginii și apoi aplicarea unui algoritm de detectare a marginilor (Sobel, Canny, Prewitt). Distanța dintre cele două puncte „ $p_i$ ” și „ $p_k$ ” este calculată cu ajutorul relației:

$$\|p_i - p_k\| = \sqrt{(x_i - x_k)^2 + (y_i - y_k)^2} \quad (3.2)$$

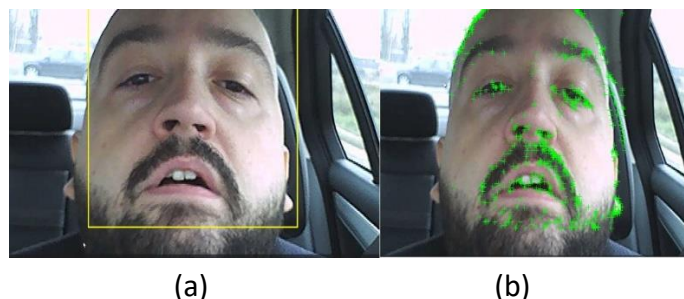
Relația (3.1) se va scrie astfel:

$$EAR = \frac{\sqrt{(x_2 - x_6)^2 + (y_2 - y_6)^2} + \sqrt{(x_3 - x_5)^2 + (y_3 - y_5)^2}}{2\sqrt{(x_1 - x_4)^2 + (y_1 - y_4)^2}} \quad (3.3)$$

### 3.2.6 Algoritmi de detectarea și urmărire a feței

Ca o alternativă la utilizarea algoritmului EAR, antrenat pe setul de date de tipul iBUG 300-W, poate fi utilizat un alt algoritm de detectare a caracteristicilor faciale, care are potențialul de a fi mai fiabil. Algoritmul se bazează pe algoritmul Viola-Jones [33], care a fost dezvoltat pentru a detecta fețele,

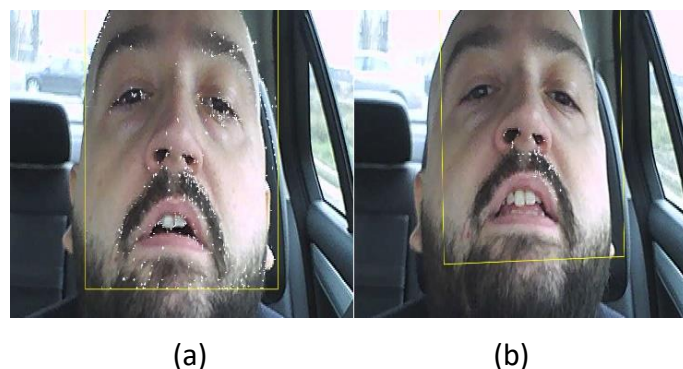
nasurile, ochii, gura sau partea superioară a capului. Algoritmul este implementat în softul MATLAB, ca detector de obiecte în cascadă, care este antrenat pe imagini pozitive și negative, și transmite o serie de clasificatoare succesive. Conturul de delimitare detectat este prezentată în Figura 3.9a. O dată ce aria este redusă, prin detectarea căsuței de delimitare, punctele caracteristice sunt selectate folosind un algoritm de valori proprii minime, dezvoltat în materialul bibliografic [34], pentru a găsi puncte caracteristice, într-o imagine la “nivel de gri”. Algoritmul este implementat în softul MATLAB, folosind funcția „detectMinEigenFeatures”, iar rezultatul este prezentat în Figura 3.9b.



*Fig. 3.9 (a) Detectarea feței, folosind conturul de delimitare (de culoare galben); (b) puncte caracteristice detectate (de culoare verde).*

După detectarea punctelor caracteristice, se poate aplica un algoritm de urmărire a punctelor, care în cazul de față a fost algoritmul Kanade–Lucas–Tomasi (KLT) [35]. Algoritmul de urmărire a punctelor este implementat în softul MATLAB, ca un obiect software, care urmărește un grup de puncte, folosind metoda de urmărire a caracteristicilor. Aceasta poate fi folosită pentru stabilizarea și estimarea mișcării camerei și pentru urmărirea obiectelor. Algoritmul este satisfăcător pentru urmărirea imaginii feței, care nu este în afara planului sau pentru modificarea caracteristicilor legate de planul imaginii. Punctul de urmărire poate fi folosit în majoritatea cazurilor, ca subrutină într-un context mai larg, în care sunt necesare detecții succesive.

Datorită punctelor care se pot pierde, din cauza schimbărilor de iluminare sau a mișcării în afara planului, pentru a urmări o imagine a feței pe o perioadă mai lungă de timp, trebuie făcute achiziții succesive de puncte caracteristice. Acest lucru poate fi observat în Figura 3.10, unde în Figura 3.10a, în zona ochilor, există un set mare de puncte caracteristice, care s-au pierdut după ce conducătorul auto a clipit (Figura 3.10b). Chiar și așa, algoritmul este mult mai fiabil decât o soluție care utilizează varianta de detectare a ochilor (folosind modelul de clasificare „EyePairBig” sau „EyePairSmall”), atunci când detecția este mult mai proastă. Algoritmul de urmărire a feței este suficient de robust, pentru a funcționa corect, chiar și în cazuri relativ extreme (Figura 3.11) [36-38].



*Fig. 3.10 (a) Puncte caracteristice, înainte de a clipi; (b) Pierderea punctelor caracteristice, după clipire.*

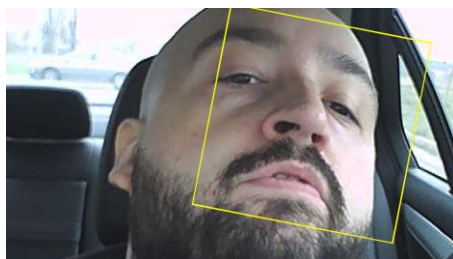


Fig. 3.11 Poziția înclinată a feței conducătorul auto, urmată de conturul de delimitare, detectat de algoritm.

O dată ce conturul de delimitare este ferm stabilit, următorul pas este să se găsească linia temporală a ochilor deschiși sau închiși. Acest pas este similar cu cel care va fi descris în următorul subcapitol 3.3, pentru alte metode de detectare. Împreună cu un strat ascuns sau un autoencoder ANN, pentru detectarea stării ochilor, se poate folosi și o rețea ANN de învățare profundă, cum ar fi, de exemplu, o rețea CNN (rețea neuronală convoluțională), care este aplicată în mare măsură, în recunoașterea imaginilor. Diagrama de flux pentru algoritmi descriși este prezentată în Figura 3.12.

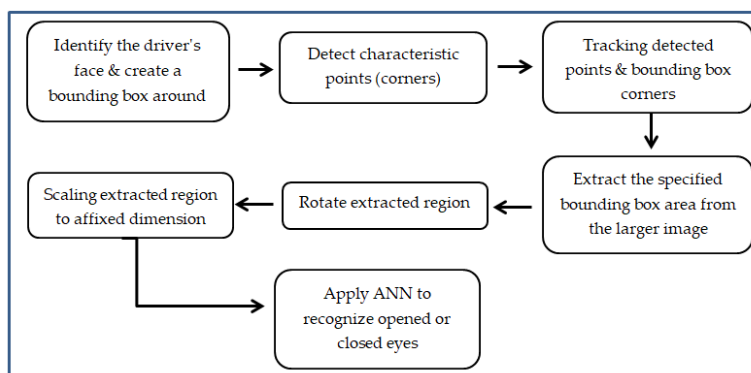


Fig. 3.12 Diagrama bloc a algoritmului de detectare și urmărire a feței.

### 3.2.7 Utilizarea sistemului de detectare a stării de somnolență, în conducerea autonomă

Ținând cont de clasificarea pe baza standardelor SAE, se poate observa că doar pentru primele 4 niveluri de autonomie este necesară intervenția conducătorului auto, în timp ce pentru ultimele două niveluri de autonomie (nivelurile 4 și 5), nu este necesară intervenția conducătorului auto, în activități specifice de conducere a autovehiculului. Autovehiculele autonome care pot fi întâlnite actualmente cel mai des în trafic sunt cele de nivel maxim 3. Acest lucru se datorează mai multor motive: limitări tehnologice, limitări legislative, limitări în ceea ce privește infrastructura etc. Astfel, implementarea sistemului de monitorizare a stării de somnolență a conducătorului auto este benefică acestor categorii de vehicule.

Întrucât, până la nivelul 3 de autonomie, conducătorul auto trebuie să fie apt să conducă sau să preia comenzile, atunci când sistemul o cere, monitorizarea stării de somnolență a conducătorului auto, trebuie efectuată în mod continuu, indiferent de modul în care este utilizat autovehiculul (mod autonom sau nu). Din această perspectivă, există două situații diferite, în care sistemul de detectare a stării de somnolență trebuie să funcționeze:

#### A. Autovehiculul este utilizat în mod convențional, iar conducătorul auto deține controlul total

În această situație, dacă sistemul percepe o stare de somnolență a conducătorului auto, ca primă măsură, va emite o avertizare acustică și de asemenea fizică, prin vibrații mici ale aparatelor care măsoară semnalele biologice, dar și prin vibrații ale volanului. În continuare, există două posibilități: conducătorul auto răspunde la stimuli și încearcă să revină la o stare de atenție sporită sau există o situație în care conducătorul auto nu răspunde la acești stimuli (avertismente). În cazul în care conducătorul auto nu își schimbă starea de atenție, în urma semnalelor de avertizare, prin sistemul ADAS și pe baza informațiilor furnizate de sistemul de monitorizare a stării de somnolență,

performanțele dinamice ale autovehiculului vor fi modificate, prin reducerea vitezei și eventual, prin acțiunea asupra sistemului de direcție, dacă nivelul de autonomie permite acest lucru.

**B. Autovehiculul (în special de nivelul de autonomie 2 și 3) este dotat cu funcția de conducere autonomă activată** (autovehiculul poate avea control asupra direcției de deplasare, respectiv asupra accelerării și frânării).

În cazul unui autovehicul autonom de nivel 3, chiar dacă sistemul de conducere automată este în funcțiune, conducătorul auto trebuie să fie pregătit să preia controlul autovehiculului, dacă sistemul impune acest lucru, din diverse motive (de exemplu, dacă nu reușește să identifice corect unele obstacole, din cauza condițiilor meteorologice și astfel nu reușește să gestioneze situația). Prin urmare, conducătorul auto trebuie să poată prelua comenzile. Într-un astfel de scenariu, sistemul de detectare a stării de somnolență poate juca un rol extrem de important, deoarece poate detecta starea conducătorului auto și îl poate avertiza, astfel încât să nu ajungă într-o stare de somnolență profundă și să poată să preia comenzile în orice moment. Dacă este detectată starea de somnolență a conducătorului auto, sistemul va funcționa în același mod ca și înainte.

### 3.3 REZULTATE OBTINUTE

În ceea ce privește rezultatele analizei spectrului EEG, decizia stării de somnolență sau de alertă, poate fi luată fie prin detectarea amplitudinii de vârf, în domeniul 10-12 Hz (Figura 3.4), fie prin aplicarea unei metode, așa cum este descrisă în materialul bibliografic [19]. Ambele metode au fost testate cu rezultate destul de bune.

Referitor la rezultatele experimentelor, folosind semnalele EOG, studiul complet a fost prezentat în materialul bibliografic [10]. În cazul acestuia, rezultatele au fost foarte bune, având o bună repetabilitate și consistență.

#### 3.3.1 Rezultate pentru analiza imaginii feței

Rezultatele obținute au fost prelucrate folosind rețele neuronale ANN și algoritmul fuzzy, pentru ca sistemul să dea un răspuns clar la întrebarea dacă starea de somnolență este atinsă sau nu. Acești algoritmi vor fi prezentați în paragrafele următoare.

#### Rețea neuronală artificială cu un strat ascuns

Un total de 70 de imagini cu ochii deschiși sau între-deschiși, precum și alte 70 de imagini cu ochii închiși, au fost utilizate pentru a învăța, valida și, de asemenea, testa, rețeaua neuronală. Numărul total de imagini colectate a fost de 200. Restul imaginilor (60 de imagini), au fost păstrate pentru testarea funcționării rețelei neuronale, după ce procesul de antrenament a fost încheiat, cu cele 140 de imagini anterioare. Rețeaua neuronală NN, a fost antrenată pe baza structurii prezentate în Figura 3.13. Această structură a fost construită pe baza a 2601 neuroni în stratul de intrare, 10 neuroni în stratul ascuns și 2 neuroni în stratul de ieșire. Fiecare neuron are domeniul său de aplicare, astfel încât neuronii stratului de intrare se potrivesc cu numărul de elemente ale vectorilor de intrare (imagini), iar neuronii din stratul de ieșire (doi neuroni) corespund posibilităților de clasificare a imaginii. Intrările rețelei neuronale sunt imaginile, care sunt tratate ca matrici și sunt citite rând cu rând. Imaginea de intrare pentru acest caz este Figura 6a, care are dimensiunea de  $416 \times 416$ , și Figura 6b, care are 2601 pixeli ( $51 \times 51$  pixeli), astfel încât intrările pentru rețea vor fi egale cu 2601. Există două clase: stare de somnolență sau stare de alertă [19].

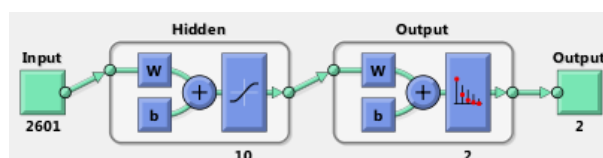


Fig. 3.13 Structura rețelei cu un strat ascuns [8].

În materialele bibliografice [9, 39] sunt prezentate diagrama de performanță și histograma erorilor. Ambele au fost obținute ca urmare a procesului de antrenament al rețelei neuronale. Dintr-o analiză a valorilor, din diagrama de antrenament de performanță și din limitele histogramei, se poate concluziona că există niște rezultate bune.

Matricea de confuzie din Figura 3.14, arată rezultatele învățării, validării și testării. Într-o astfel de matrice, rândurile și coloanele sunt utilizate în felul următor: o clasă prezisă este reprezentată de fiecare coloană și o clasă reală este reprezentată de fiecare rând. Semnificația culorilor din matrice este următoarea: verde înseamnă o probă clasificată corect și roșu înseamnă o probă clasificată incorect. În cazul matricei de confuzie, configurația 3x3 se datorează următorului fapt: coloana 3 și rândul 3 al matricei, reprezintă suma celor două tipuri de cazuri clasificate (clasificate greșit și clasificate corect). Analizând imaginea, se poate observa că toate au fost clasificate corect.

All Confusion Matrixes

Output Class	70	0	100%
	50%	0.0%	0%
	0	70	100%
	0%	50%	0%
	100%	100%	100%
	0%	0%	0%

Fig. 3.14 Matricea de învățare, validare și testare (matricea de confuzie), pentru o rețea de nivel ascuns.

### Deep Learning Autoencoder Neural Networks

Pentru autoencoder, vectorii de intrare și vectorii țintă au fost similari, ca în cazul rețelei ANN cu 1 strat ascuns. În cazul rețelei de autoencoder, fiecare strat a fost antrenat separat și apoi reunit într-o singură rețea, dar cu mai multe straturi, iar următorul pas a inclus antrenamentul final, pentru întreaga rețea finală. Structura acestei rețele este prezentată în Figura 3.15.

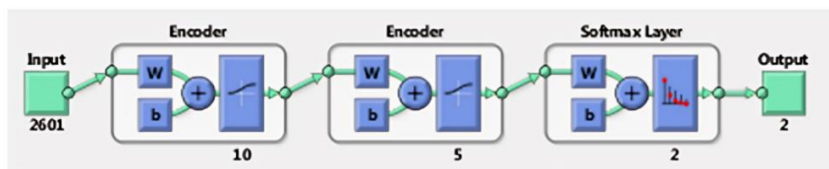


Fig. 3.15 Structura rețelei cu 2 straturi ascunse [8].

Rezultatele antrenamentului autoencoderului, arată rezultate promițătoare. Performanța antrenamentului subliniază valoarea minimă atinsă, ceea ce înseamnă performanță îmbunătățită. Este evident că nu au existat apariții de fals pozitive sau fals negative. Aceasta indică o clasificare precisă a tuturor imaginilor testate (30 cu ochii închiși și 30 cu ochii deschiși/între-deschiși). Aceste constatări denotă o performanță satisfăcătoare.

### 3.3.2 Rezultate pentru algoritmul EAR (Eye Aspect Ratio)

Pentru algoritmul EAR a fost folosit același videoclip, ca și pentru analiza rețelei ANN. Astfel, s-a putut obține o valoare a EAR pentru fiecare cadru (Figura 3.16). Tot în Figura 3.16 este marcată o zonă de interes, care va fi analizată în Figura 3.17.

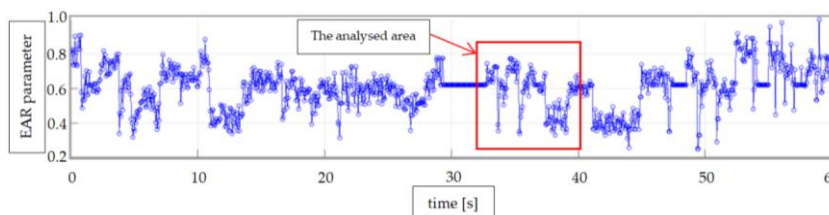


Fig. 3.16 Rezultatele algoritmului EAR din videoclip.

În Figura 3.17, a fost marcată zona graficului care corespunde diferitelor stări ale ochilor (închiși sau deschiși), din videoclip. Folosind o metodă simplă a pragului, intervalele pot fi detectate mai ușor.

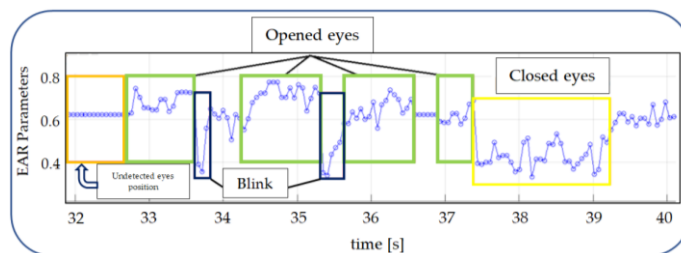


Fig. 3.17 Detectarea stării ochiului (deschis sau închis), de către algoritmul EAR.

### 3.3.3 Rezultate pentru analiza imaginii feței

În cazul algoritmilor de procesare a imaginilor, există o predispoziție la erori, din cauza complexității informațiilor de intrare (imagini). Precizia detectării, ar putea fi grav afectată de mulți factori, precum: mișcările conducătorului auto, influența mediului, interiorul autovehiculului etc. În materialul bibliografic [8], s-a arătat că detectarea semnalului EEG este influențată de zgomotul și acuratețea senzorului. În plus, este dificil de utilizat pentru detectarea stării de somnolență a conducătorului auto, deoarece este inconfortabil. Una dintre metodele de a depăși inconvenientele și de a îmbunătăți acuratețea este utilizarea mai multor sisteme în paralel, precum sistemul prezentat anterior, și utilizarea unui sistem de decizie. O metodă de decizie cu mai multe criterii este algoritmul fuzzy, care poate fi folosit pentru a crea un sistem atât de complex. În acest caz, intrarea sistemului este rezultatul procesării EEG/EOG, împreună cu rezultatele procesării imaginii EAR și recunoașterii feței. Funcțiile de mărime de intrare sunt prezentate în Figura 3.18.

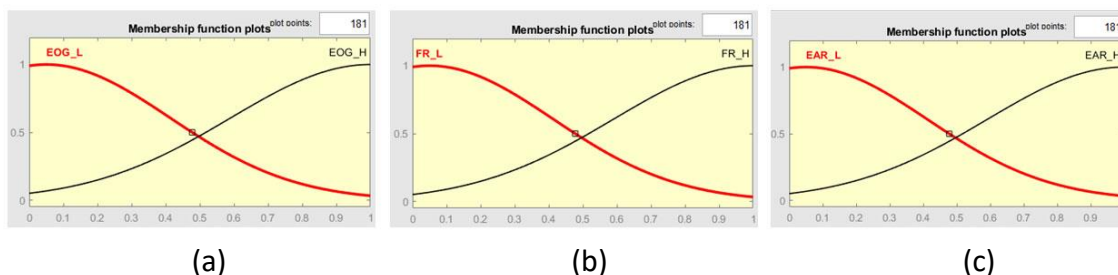


Fig. 3.18 Funcții de intrare: (a) - EOG; (b) - FR (recunoaștere a feței); (c) - EAR (raportul aspectului ochilor); L = valoare scăzută; H = valoare mare.

Figura 3.19 prezintă forma funcției de apartenență la ieșire, folosind o metodă de ieșire de tip Mamdani. Regula sistemului este definită astfel: se decide că, conducătorul auto este într-o stare de somnolență, dacă cel puțin două dintre intrări sunt imagini cu o stare de ochi închis. Regulile sunt prezentate mai clar în Figura 3.20 și în Tabelul 3.2. Figura 3.21 prezintă unul dintre modelele suprafeței de decizie, pentru intrările procesate.

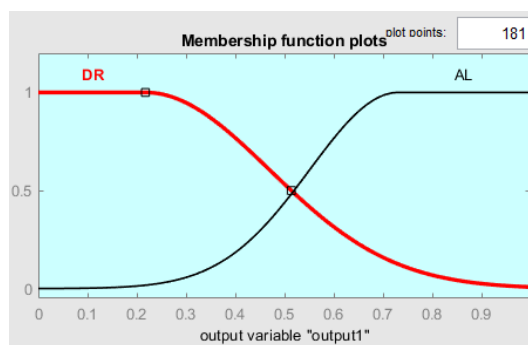


Fig. 3.19 Funcțiile de apartenență la ieșire ale sistemului fuzzy: DR - stare de somnolență; AL - stare de alertă.

Tabelul 3.2 Reguli de decizie pentru algoritmul fuzzy

EEG/EOG		Înregistrarea recunoaşterii feţei		EAR	Rezultat
L	and	L	and	L	somnolent
L	and	L	and	H	somnolent
L	and	H	and	H	alertă
H	and	H	and	H	alertă

H = mare (1), L = scăzut (0), reprezintă valorile sistemelor de măsurare introduse în algoritmul de decizie.

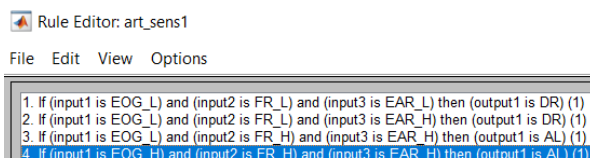


Fig. 3.20 Reguli care se aplică în sistem.

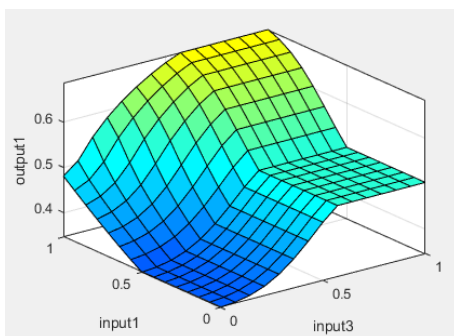


Fig. 3.21 Suprafaţa de decizie pentru procesarea intrărilor [19].

Deoarece decizia sistemului de detecţie se bazează pe un algoritm fuzzy (Figura 3.3), este evident că cele trei elemente de intrare furnizează simultan informaţii algoritmului de decizie. Se poate lua în considerare primul element de intrare, rezultat al analizei semnalelor, fie din EEG, în cazul Figurii 3.3, fie de la senzori EOG, aceasta depinde de metoda aleasă. Celelalte două intrări care urmează să fie analizate în algoritmul de decizie sunt rezultatul algoritmului de recunoaştere facială și a algoritmului EAR sau chiar algoritmului de recunoaştere facială și urmărire din paragraful 3.2.6.

Tabelul 3.2 prezintă un model al regulilor aplicate de algoritmul fuzzy, utilizat pentru analiza semnalelor de la cel puțin 3 sisteme de detecţie, pentru a oferi un rezultat mai clar asupra stării de somnolență a conducătorului auto.

Având în vedere articolele recent publicate de alți cercetători în acest domeniu, se poate observa un interes mare pentru acest subiect. De exemplu, în materialele bibliografice [40, 41], sunt menționate majoritatea metodelor care au fost prezentate și testate pentru determinarea stării de somnolență a conducătorului auto. Un alt exemplu de sistem similar cu cel prezentat în cadrul acestei cercetări, poate fi regăsit în materialul bibliografic [42], care oferă o analiză mai detaliată a metodei de determinare a stării de somnolență, concentrându-se pe procesarea semnalului EEG.

### 3.4 CONCLUZII

În cadrul acestei cercetări a fost prezentat un sistem de detectare a stării de somnolență a conducătorului auto. Sistemul combină trei tipuri de semnale (senzori): EEG, EOG și procesare a imaginii. În ceea ce privește dezavantajele unor astfel de sisteme, deși rezultatele sunt bune în setările de laborator, dificultățile apar la aplicarea în cazul conducătorilor auto, din cauza reticenței acestora de a purta niște electrozi (pentru EEG și/sau EOG) pe corpul lor, în timpul conducerii. Din aceste considerente, sistemele ar fi greu de aplicat la toate autovehiculele, în această configurație. În plus, parametrii biologici sunt diferiți pentru fiecare persoană, ceea ce înseamnă că sistemul

trebuie calibrat separat pentru fiecare conducător auto. Există câteva posibilități de a crește performanța fiecărui sistem sau de a face mai convenabilă utilizarea acestuia de către conducătorul auto. În ceea ce privește sistemele de monitorizare a parametrilor biologici (EEG, EOG), ar putea fi implementate și alte tipuri de electrozi (electrozi uscați), care ar putea fi integrați în ochelari de soare, brățări de fitness sau alt tip de accesorii uzuale, cu comunicație wireless. În cazul procesării imaginilor, ambele rețele folosite și prezentate în subcapitolul anterior au rezultate bune, dar ar trebui testate în diferite condiții, pentru a asigura o acuratețe și o funcționalitate bună, în aproape toate condițiile posibile.

Acest sistem de monitorizare a stării de somnolență a conducătorului auto este similar cu sistemul de percepție, clasificare și decizie, utilizat pentru a identifica mediul de conducere, bazat și pe fuziunea senzorilor. Astfel, pentru procesarea imaginii, se poate folosi un algoritm similar cu cel de analiză a imaginilor realizate de camera frontală a autovehiculului, pentru a detecta poziția pleoapelor. Diferența notabilă dintre algoritmul de recunoaștere a semnelor și algoritmul de recunoaștere a stării de somnolență este baza de date utilizată pentru antrenamentul și validarea acestuia.

Pe baza rezultatelor furnizate de sistemul de detectare a stării de somnolență a conducătorului auto, controlul autovehiculului, în cazul în care conducătorul auto nu răspunde la avertismente, se poate realiza prin intermediul sistemelor aflate în construcția autovehiculului, specifice fiecărui nivel de echipare. Schimbări importante ale sistemului de autonomie sunt în algoritmi de decizie și control.

Sistemul funcționează bine în condiții de laborator, dar este necesar să se dezvolte o soluție de proiectare mai convenabilă pentru conducătorul auto. Această soluție de sistem trebuie să aibă proprietatea de a se autocalibra, în funcție de conducătorul auto care utilizează autovehiculul. Scopul principal al unui astfel de sistem este evitarea accidentelor cauzate de starea de somnolență, atunci când ADAS este pornit sau oprit. Pentru a putea dezvolta și implementa astfel de echipamente în construcția autovehiculului, ar trebui elaborată o legislație care să încurajeze utilizarea unui astfel de echipament, chiar dacă acesta ar fi folosit doar pentru conducătorii auto profesioniști, care conduc de obicei perioade lungi de timp. Aceasta ar fi o soluție intermediară între autovehiculul clasic și autovehiculul autonom de nivel înalt (nivel 4 sau 5, conform standardului SAE). O scurtă analiză a cercetărilor [43, 44], arată că sistemele necesare pentru a crea un autobuz autonom sau un autovehicul autonom sunt extrem de complexe și numeroase, implicând tehnologii care trebuie validate încă înainte de a se putea spune că sunt sigure, dar mai ales înainte de a putea prelua controlul deplin al autovehiculului, fără ca, conducătorul auto să fie nevoit să intervină în vreun fel (acest tip de autonomie corespunde celui mai înalt nivel de clasificare SAE, nivelul 5).

Pentru a reduce numărul de accidente, din cauza stării de somnolență a conducătorului auto și pentru a încuraja această tehnologie, Comisia Europeană pentru Transporturi (Parlamentul European), a elaborat un cadru legislativ pentru această problemă. Acesta a reglementat următorul regulament pentru producătorii de autovehicule: „începând cu 6 iulie 2022, toate modelele noi de vehicule, ar trebui să fie echipate cu un sistem de detectare a stării de somnolență a conducătorului auto, iar începând cu 7 iulie 2024, toate vehiculele noi ar trebui să aibă un astfel de sistem [4, 45].

În concluzie, până când autovehiculele autonome vor ajunge la un stadiu de maturitate, opțiunea de monitorizare și avertizare a conducătorului auto, combinată cu alte sisteme de prevenire/avertizare, ar fi o soluție benefică în ceea ce privește reducerea numărului de accidente cu sau fără victime. Același lucru se dorește cu dezvoltarea tehnologiei de conducere autonomă. Mai mult, se speră ca autovehiculele autonome să poată fi folosite de toate persoanele (inclusiv persoanele cu dizabilități), pentru a evita ambuteiajele etc. Totuși, pentru toate aceste etape, este necesară adaptarea cadrului legislativ, pe lângă dezvoltarea tehnologiei.



Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate într-un articol științific publicat într-o revistă cotate ISI (Web of Science):

1. **Beleş Horia**, Vesselenyi Tiberiu, Rus Alexandru, Mitran Tudor, Scurt Florin Bogdan, Tolea Bogdan Adrian. *Driver Drowsiness Multi-Method Detection for Vehicles with Autonomous Driving Functions*. MDPI, Sensors 2024, 24(5), 1541, Special Issue "Intelligent Sensors for Smart and Autonomous Vehicles", DOI: <https://doi.org/10.3390/s24051541>, Published: 24 FEB 2024, eISSN: 1424-8220, Journal Impact Factor (2022): 3.9. Q2 – zona galbenă. Web of Science: <https://1710qi8pf-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:001182981900001>.

De asemenea, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate în 2 articole științifice, prezentate în cadrul unor manifestări științifice internaționale, fiind publicate în volumele acestor manifestări, care au fost indexate în BDI:

1. Scurt Florin Bogdan, **Beleş Horia**, Vesselenyi Tiberiu, Csokmai Lehel. *Driver alertness monitoring system in the context of safety increasing and sustainable energy use*. Cognitive Sustainability, Mar 2023, Volume 2, Nr. 1, ISSN 2939-5240, Budapest, Hungary. Published: 2023-03-31. DOI: <https://doi.org/10.55343/CogSust.49>. Crossref: <https://cogsust.com/index.php/real/article/view/49>.
2. Scurt Florin Bogdan, Vesselenyi Tiberiu, Țarcă Radu Cătălin, **Beleş Horia**, Dragomir George. *Autonomous vehicles: classification, technology and evolution*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1169, The Annual Session Of Scientific Papers (IMT Oradea 2021) 27th-28th May 2021, Oradea, Romania. Pages: 247-254. Published under licence by IOP Publishing Ltd. DOI: doi:10.1088/1757-899X/1169/1/012032. Crossref: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1169/1/012032>.

## 4 CERCETĂRI PRIVIND OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A SUPRASTRUCTURILOR DE CAROSERIE PENTRU AUTOVEHICULE

În cadrul acestui capitol, se abordează teme de cercetare din domeniul suprastructurilor de caroserie pentru autovehicule. Pentru început, se prezintă considerațiile privind transportul de mărfuri perisabile. Apoi, se prezintă metodologia de calcul, conform acordului cu privire la transporturile internaționale de produse perisabile și cu privire la mijloacele de transport speciale care trebuie folosite pentru aceste transporturi (ATP). În continuare, se prezintă o analiză privind transferul termic la nivelul pereților suprastructurilor de caroserie ale autovehiculelor destinate transportului de mărfuri perisabile. În finalul capitolului, se prezintă aspectele privind concepția și proiectarea unei suprastructuri de caroserie pentru un autovehicul destinat transportului de carcase de carne.

### 4.1 CONSIDERAȚII PRIVIND TRANSPORTUL DE MĂRFURI PERISABILE

La ora actuală, transportul de mărfuri perisabile este unul dintre sectoarele transporturilor de mărfuri cu cea mai mare cerere, dar și cu o serie de reguli care trebuie respectate, astfel încât marfa să ajungă la destinație în cele mai bune condiții și să nu pună în pericol sănătatea consumatorului final.

La nivelul României și al Europei, transportul mărfurilor perisabile se desfășoară, în general, pe căile de comunicații rutiere, deoarece timpii de livrare ai mărfurilor sunt mai reduși. În plus, marfa ajunge de la punctul de încărcare, la destinație, fără a mai schimba mijloacele de transport, astfel produsele perisabile, precum carnea, peștele, legumele, fructele și produsele lactate trebuie păstrate la rece sau congelate, pe tot parcursul lanțului de aprovizionare [1]. Refrigerarea sau congelarea, calitatea alimentelor și risipa alimentelor sunt strâns legate [1, 2].

Conform [1], în anul 2010, existau 4 milioane de autovehicule frigorifice la nivel mondial, iar acest număr se așteaptă să crească cu 2,5% pe an, până în anul 2030. Pentru a limita creșterea numărului de autovehicule frigorifice, și mai ales a poluării pe care acestea o generează, ar fi necesară îmbunătățirea structurii sau a materialelor pereților izolatori, ceea ce va duce la o reducere a consumului de energie pentru realizarea unor temperaturi scăzute [3].

### 4.2 METODOLOGIA DE CALCUL CONFORM ACORDULUI CU PRIVIRE LA TRANSPORTURILE INTERNAȚIONALE DE PRODUSE PERISABILE ȘI CU PRIVIRE LA MIJLOACELE DE TRANSPORT SPECIALE CARE TREBUIE FOLOSITE PENTRU ACESTE TRANSPORTURI (ATP)

În 1970, Organizația Națiunilor Unite a întocmit *“Acordul privind transportul internațional de produse alimentare perisabile”*(ATP). Acest acord conține toate reglementările pentru aproape toate tipurile de vehicule frigorifice utilizate în transportul mărfurilor perisabile [4].

În Anexa 1 a Acordului ATP, sunt prezentate definițiile și normele cu privire la mijloacele de transport speciale, utilizate pentru transporturile produselor perisabile.

#### 4.2.1 Mijloc de transport izoterm

Mijlocul de transport izoterm este mijlocul de transport la care suprastructura este construită cu pereți izolanți, inclusiv ușile, podeaua și plafonul, permițând limitarea schimburilor de căldură între interiorul și exteriorul suprastructurii, astfel încât coeficientul global de transfer termic (coeficientul K), să permită încadrarea mijlocului de transport într-una dintre următoarele categorii:

- **I<sub>N</sub> = mijloc de transport izoterm normal**, caracterizat printr-un coeficient K egal sau mai mic decât **0,7 W/m<sup>2</sup>·K**

- $I_R$  = mijloc de transport izoterm sport, caracterizat printr-un coeficient K egal sau mai mic decât  $0,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  și pereți având grosimea de cel puțin 45 mm, atunci când este vorba de mijloace de transport cu o lățime mai mare de 2,50 m.

#### 4.2.2 Mijloc de transport refrigerat

Mijlocul de transport refrigerat este mijlocul de transport izoterm care, cu ajutorul unei surse de frig (gheață hidrică, cu sau fără adaos de sare; plăci eutectice; gheață carbonică, cu sau fără reglaj de sublimare; gaze lichefiate, cu sau fără reglare de evaporare etc.), alta decât un echipament mecanic sau cu "absorbție", permite scăderea temperaturii în interiorul furgonului gol și o menține în continuare, pentru o temperatură exterioară medie de  $+30 \text{ }^\circ\text{C}$ :

- la  $+7 \text{ }^\circ\text{C}$  cel mult, pentru clasa A
- la  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$  cel mult, pentru clasa B
- la  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$  cel mult, pentru clasa C
- la  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  cel mult, pentru clasa D, folosind agenți frigorigeni și amenajamente adecvate

Un astfel de mijloc de transport, trebuie să aibă unul sau mai multe compartimente, recipiente sau rezervoare, rezervate agentului frigorigen. Aceste echipamente trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să poată fi încărcate sau reîncărcate de la exterior
- să aibă o capacitate conformă cu dispozițiile paragrafului 34, din suplimentul 2, la Anexa nr. 1

Coeficientul K, al mijloacelor de transport din clasele B și C, trebuie în mod obligatoriu să fie egal sau mai mic decât  $0,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

#### 4.2.3 Mijloc de transport frigorific

Mijlocul de transport frigorific este mijlocul de transport izoterm, prevăzut cu un dispozitiv de producere a frigului, individual sau colectiv pentru mai multe mijloace de transport (grup mecanic cu compresie, mașină cu "absorbție" etc.), care să permită, la o temperatură exterioară medie de  $+30 \text{ }^\circ\text{C}$ , scăderea temperaturii  $T_i$  din interiorul suprastructurii goale și de a o menține apoi în mod permanent astfel:

- pentru clasele A, B și C, la orice valoare practic constantă dorită  $T_i$ , conform normelor definite mai jos pentru cele trei clase:
  - Clasa A: mijloc de transport frigorific prevăzut cu un dispozitiv de producere a frigului, astfel încât  $T_i$  să poată fi aleasă între  $+12 \text{ }^\circ\text{C}$  și  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  inclusiv
  - Clasa B: mijloc de transport frigorific prevăzut cu un dispozitiv de producere a frigului, astfel încât  $T_i$  să poată fi aleasă între  $+12 \text{ }^\circ\text{C}$  și  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$  inclusiv
  - Clasa C: mijloc de transport frigorific prevăzut cu un dispozitiv de producere a frigului, astfel încât  $T_i$  să poată fi aleasă între  $+12 \text{ }^\circ\text{C}$  și  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$  inclusiv
- pentru clasele D, E și F, o valoare fixă practic constantă  $T_i$ , conform normelor definite mai jos, pentru cele trei clase:
  - Clasa D: mijloc de transport frigorific, prevăzut cu un dispozitiv de producere a frigului, astfel încât  $T_i$  să fie egal sau mai mic de  $0 \text{ }^\circ\text{C}$
  - Clasa E: mijloc de transport frigorific, prevăzut cu un dispozitiv de producere a frigului, astfel încât  $T_i$  să fie egal sau mai mic de  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$
  - Clasa F: mijloc de transport frigorific, prevăzut cu un dispozitiv de producere a frigului, astfel încât  $T_i$  să fie egal sau mai mic de  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$

Coeficientul K al mijloacelor de transport din clasele B, C, E și F trebuie să fie, în mod obligatoriu, egal sau mai mic de  $0,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

#### 4.2.4 Metode și proceduri folosite pentru măsurarea și verificarea capacității de izolare

În Anexa 1 a Acordului ATP, suplimentul 2, sunt prezentate metodele și procedurile folosite pentru măsurarea și verificarea capacității de izolare (izotermiei), precum și a eficienței dispozitivelor de răcire sau de încălzire a mijloacelor de transport speciale, pentru transportul produselor perisabile.

Coeficientul global de transmisie termică (coeficientul K), care caracterizează izotermia mijloacelor de transport speciale, este definit de următoarea relație:

$$K = \frac{W}{S \cdot \Delta T} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (4.1)$$

unde:

- W [W] – capacitatea termică folosită în interiorul furgonului de suprafață medie S, necesară pentru menținerea în regim permanent a unei diferențe în valoare absolută  $\Delta T$ , între temperaturile medii interioare  $T_i$  și exterioare  $T_e$ , atunci când temperatura medie exterioară  $T_e$  este constantă
- S [ $m^2$ ] – suprafața medie a suprastructurii = media geometrică a suprafeței interioare  $S_i$  și a suprafeței exterioare  $S_e$  a suprastructurii

$$S = \sqrt{S_i \cdot S_e} [m^2] \quad (4.2)$$

#### Exemplu de calcul:

Dimensiunile principale ale suprastructurii de caroserie izotermă sunt prezentate în Figura 4.1.

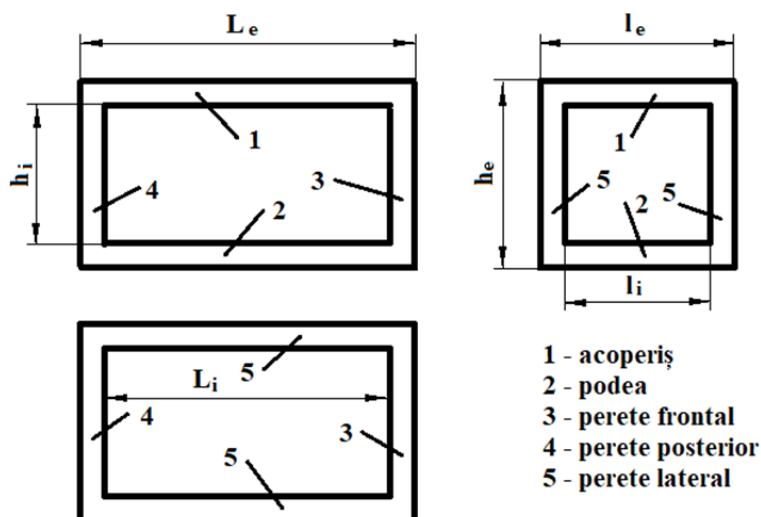


Fig. 4.1 Dimensiunile principale ale suprastructurii de caroserie izotermă.

Notațiile din Figura 4.1 reprezintă:

- $L_e$  – lungimea exterioară a suprastructurii de caroserie
- $L_i$  – lungimea interioară a suprastructurii de caroserie
- $l_e$  – lățimea exterioară a suprastructurii de caroserie
- $l_i$  – lățimea interioară a suprastructurii de caroserie
- $h_e$  – înălțimea exterioară a suprastructurii de caroserie
- $h_i$  – înălțimea interioară a suprastructurii de caroserie

Aplicând formula (4.1), se poate calcula fluxul de căldură (căldura transferată de la mediul exterior, la interiorul caroseriei):

$$W = K \cdot S \cdot \Delta T [W] \quad (4.3)$$

$K = 0,362 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , coeficientul global de transfer de căldură, a fost determinat conform metodologiei ATP (Certificat ATP 2532/2017).

Acesta este aplicabil în cazul în care suprafața totală interioară a caroseriei, nu diferă cu mai mult de  $\pm 20\%$ , față de cea a caroseriei etalon ( $S_{iet}=50 \text{ m}^2$ ) și numărul de uși de acces în interiorul caroseriei este mai mic sau egal cu cel al caroseriei etalon (o ușă dublă în partea din spate și o ușă laterală simplă).

Suprafața totală interioară a caroseriei este:

$$S_i = 2 \cdot L_i \cdot l_i + 2 \cdot L_i \cdot h_i + 2 \cdot l_i \cdot h_i \quad (4.4)$$

### 4.3 ANALIZA TRANSFERULUI TERMIC LA NIVELUL PEREȚILOR SUPRASTRUCTURILOR DE CAROSERIE ALE AUTOVEHICULELOR DESTINATE TRANSPORTULUI DE MĂRFURI PERISABILE

#### 4.3.1 Considerații teoretice

Analiza transferului de căldură este utilizată pentru a determina efectele pe care conducerea, convecția și radiațiile, le pot avea asupra unei suprastructuri. Transferul de căldură, poate apărea în timpul unei stări stabile sau în timp, cu analize tranzitorii.

În Tabelul 4.1, sunt prezentate mărimile și unitățile de măsură utilizate pentru analiza transferului termic.

Tabelul 4.1 Mărimi și unități de măsură utilizate pentru analiza transferului termic

Mărime	Denumire mărime	Unitate de măsură
Q	Cantitatea de căldură	W
A	Suprafața de transfer termic	$\text{m}^2$
q	Sarcină termică specifică	$\text{W}/\text{m}^2$
r	Rezistență termică a peretelui	$\text{m} \cdot \text{K}/\text{W}$
$t_1, t_2$	Temperatura suprafeței	K
$Dt_m$	Diferența medie de temperatură	K
K	Coeficientul global de transfer termic	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
$\lambda$	Coeficient de conductivitate termică	$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$

Proprietățile materialului, coeficienții de transfer de căldură și fluxul de căldură, pot fi dependente de temperatură. Condițiile de curgere pot fi setate pentru convecția forțată, iar calculele factorului de vizualizare, efectuate pentru analiza radiațiilor, precum și mulți alți factori, care ajută la determinarea comportamentului unui sistem, atunci când sunt implicate condiții termice, vor fi prezentate în cele ce urmează.

Ecuția transmiterii căldurii prin conductivitate, în regim staționar, printr-un perete plan, format dintr-un singur strat, se poate determina pe baza variației temperaturii printr-un panou plat și omogen, așa cum este ilustrat în Figura 4.2.

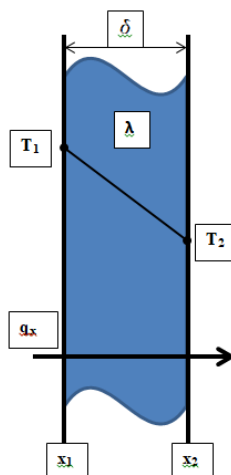


Fig. 4.2 Variația temperaturii printr-un perete plat și omogen.

Fluxul unitar de căldură se determină cu relația de mai jos:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{t_1 - t_2}{r} = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.5)$$

Rezistența termică a peretelui se determină cu relația următoare:

$$r = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{\alpha} \left[ \frac{m \cdot K}{W} \right] \quad (4.6)$$

Fluxul termic total se determină cu relația de mai jos:

$$q = \frac{Q}{A} = K \cdot A \cdot \Delta t_m \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.7)$$

Pentru a determina ecuația transmiterii căldurii în regim staționar, printr-un perete alcătuit din mai multe straturi paralele, se ține cont de faptul că în regim staționar, fluxurile termice transmise prin fiecare strat sunt egale între ele.

În Figura 4.3 este ilustrat transferul de căldură prin conducție, prin pereți compuși plani.

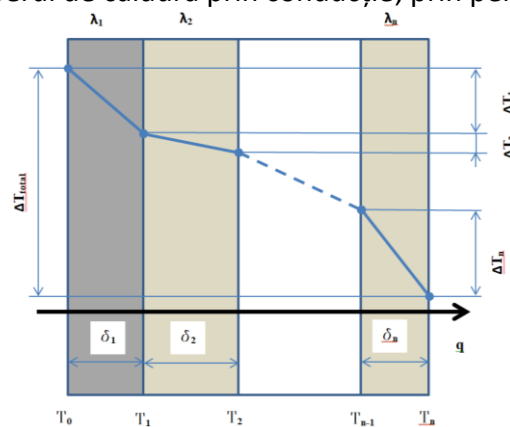


Fig. 4.3 Transferul de căldură prin conducție prin pereți compuși plani.

Relațiile următoare definesc variația temperaturii la nivelul pereților:

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} \Delta t_1 = \frac{\lambda_2}{\delta_2} \Delta t_2 = \dots = \frac{\lambda_n}{\delta_n} \Delta t_n \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.8)$$

$$Q = \frac{(t_1 - t_2) \cdot A}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} [W] \quad (4.9)$$

Coeficientul global de transfer termic, se determină cu relația următoare:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (4.10)$$

Căldura se transmite de la aerul cald (curgere turbulentă, care se determină din valoarea criteriului Reynolds). Coeficientul parțial de transmitere a căldurii se determină cu relația:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (4.11)$$

unde:

$Nu$  – reprezintă criteriul Nusselt

Pentru cazul curgerii aerului pe suprafețe plane, criteriul Nusselt este descris de relația:

$$Nu = 0,032 \cdot Re^{0,8} \quad (4.12)$$

Calculul numărului Reynolds (adimensional) pentru placa plană, se realizează cu ajutorul relației:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (4.13)$$

Semnificația mărimilor din relația anterioară este următoarea:

$\rho$  – densitate fluidului [ $kg/m^3$ ]

$v$  – viteza de curgere a fluidului [ $m/s$ ]

$L$  – caracteristica de lungime a plăcii [ $m$ ]

$\mu$  – vâscozitatea fluidului [ $N \cdot s/m^2$ ]

Pentru aer, în cazul mărimilor prezentate anterior, s-au luat în calcul următoarele valori:

$$\rho = 1,164 [kg/m^3]$$

$$v = 25 [m/s]$$

Caracteristica de lungime a plăcii se determină cu relația următoare:

$$L = \frac{4 \cdot S}{P} [m] \quad (4.14)$$

unde:

$S$  – suprafața plăcii [ $m^2$ ]

$P$  – perimetrul [ $m$ ]

După efectuarea calculelor, se obține:

$$L = 0,8 \text{ m}$$

$$\mu = 18,6 \cdot 10^{-6} [N \cdot s/m^2]$$

În urma calculelor, rezultă:

$$Re = 1,252 \cdot 10^6 \text{ (curgere turbulentă în exteriorul incintei)}$$

$$Nu = 2,416 \cdot 10^6$$

Cunoscând coeficientul de conductivitate termică pentru aer  $\lambda_{aer} = 0,025 [W/m \cdot K]$ , rezultă:

$$\alpha_{aer} = \lambda_1 \cdot \frac{Nu}{L} = 72,48 [W/m \cdot K] \quad (4.15)$$

Pentru peretele din fibră de sticlă, se cunosc coeficientul de conductivitate termică  $\lambda_{fibră \text{ de sticlă}} = 0,04 [W/m \cdot K]$ , grosimea peretelui  $\delta_{fibră \text{ de sticlă}} = 0,005 [m]$  și se obține:

$$\alpha_{fibră \text{ de sticlă}} = 8 [W/m \cdot K]$$

Calculule prezentate anterior sunt bazate pe materialele bibliografice [5] și [6].

#### 4.3.2 Condiții inițiale privind simularea transferului termic cu ajutorul programului Ansys

Autovehiculele destinate transportului de mărfuri perisabile (spre exemplu carcase de carne pe cârlige), trebuie să aibă un coeficient global de transfer termic mai mic sau egal cu  $0,4 W/m^2 \cdot K$ , pentru o temperatură interioară cuprinsă între  $0...-25^\circ C$  sau mai rece [1, 4].

De regulă, autovehiculele echipate cu o suprastructură destinată transportului de produse alimentare congelate sunt construite din panouri sandwich izoterme, dar pot fi construite și din diferite tipuri de materiale (fibră de sticlă, spumă, plăci de aluminiu etc.). Aceste panouri trebuie să includă elemente pentru structura de rezistență, care sunt confecționate în general din oțel, în diferite configurații.

Materialele din care sunt realizate panourile izolante sunt supuse unor condiții destul de dure (răcire și încălzire repetată), ceea ce le accelerează procesul de îmbătrânire și astfel le reduce performanța termică. Datorită infiltrării vaporilor de apă și fluidelor de lucru, materialele de izolație își reduc semnificativ performanța [4, 7, 8, 9, 10].

Un material destul de utilizat pentru autovehiculele frigorifice, conform materialului bibliografic [9], este spuma poliuretanică (PU), cu rezistență mecanică bună, cost redus și retenție de apă redusă.

Obiectivul principal al simulării este de analiza transferul de căldură a unei zone de panou frigorific, utilizând 3 tipuri de profile metalice, care ar putea alcătui structura de rezistență a suprastructurii frigorifice.

Cele 3 tipuri de panouri frigorifice supuse analizei sunt:

- varianta de panou frigorific cu element de susținere din țevă rectangulară 40x30x2 mm
- varianta de panou frigorific cu element de susținere din profil Z40x40x4.5 DIN1027
- varianta de panou frigorific cu element de susținere din profil T40 DIN10055

Pentru simulare, s-a ales doar o zonă a panoului frigorific, deoarece s-a constatat că porțiunea situată în fața elementului metalic de rigidizare, cedează mult mai ușor temperatura. Porțiunea de panou frigorific care urmează a fi supusă analizei, are următoarele dimensiuni: 2000 x 500 x 65 mm.

După modelarea 3D a celor 3 tipuri de panouri frigorifice, analiza comportării termice, pentru starea de echilibru, s-a realizat cu ajutorul aplicației Ansys.

Datele introduse în aplicația Ansys, privind valoarea coeficientul de conductivitate termică pentru cele 3 materiale de bază utilizate în construcția panoului, sunt prezentate în Tabelul 4.2.

Tabelul 4.2 Valorile coeficientului de conductivitate termică pentru cele 3 materiale de bază utilizate în construcția panoului frigorific

Material	Valori ale coeficientului de conductivitate termică	Unitate de măsură
Oțel	60,5	W/m·K
Spumă	0,28	W/m·K
Fibră de sticlă	0,04	W/m·K

Fibra de sticlă din interiorul suprastructurii frigorifice, are o rezistență mecanică mai mare, față de cea de pe exterior, deoarece în timpul deplasării autovehiculului, carcasa de carne care atâră pe cârlige, pot lovi pereții interiori ai suprastructurii.

În timpul efectuării analizei transferului termic, adezivul utilizat în construcția panourilor frigorifice nu a fost luat în calcul, deoarece are o influență nesemnificativă asupra proprietăților termice.

Geometria panoului utilizat pentru simulare este un paralelipiped cu o suprafață de transfer de 1 m<sup>2</sup>. Numărul elementelor finite sunt cuprinse între 14.400 și 19.600, deoarece variază în funcție de modificarea elementului metalic de rigidizare.

Pentru a realiza simularea transferului de căldură ale celor 3 tipuri de panouri, i-a fost aplicată părții interioare a panoului o temperatură cuprinsă între -18 și 0°C, iar părții exterioare a panoului i-a fost aplicată o temperatură medie cuprinsă între 25 și 30°C. Scopul este acela de a reproduce cât mai real posibil situațiile de lucru și de testare, conform [4].

La majoritatea tipurilor de panouri izoterme, elementele metalice de rigidizare sunt în contact direct cu fibra de sticlă din interiorul panoului.

#### 4.3.3 Analiza transferului termic al panoului izoterm cu elemente de susținere din țevi rectangulare 40x30x2 mm

Simularea s-a realizat pe o suprafață de panou, care are ca și element de susținere o țevă rectangulară 40x30x2 mm. De asemenea, a fost luat în calcul și prezența aerului din interiorul țevii rectangulare, aerul fiind un bun izolator termic. În Figura 4.4 este prezentat profilul elementului de susținere.



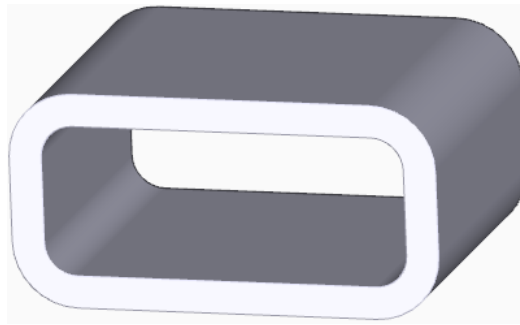


Fig. 4.4 Profilul elementului de susținere.

În Figura 4.5 este prezentată structura panoului izoterm, având element de susținere din țevă rectangulară 40x30x2 mm.

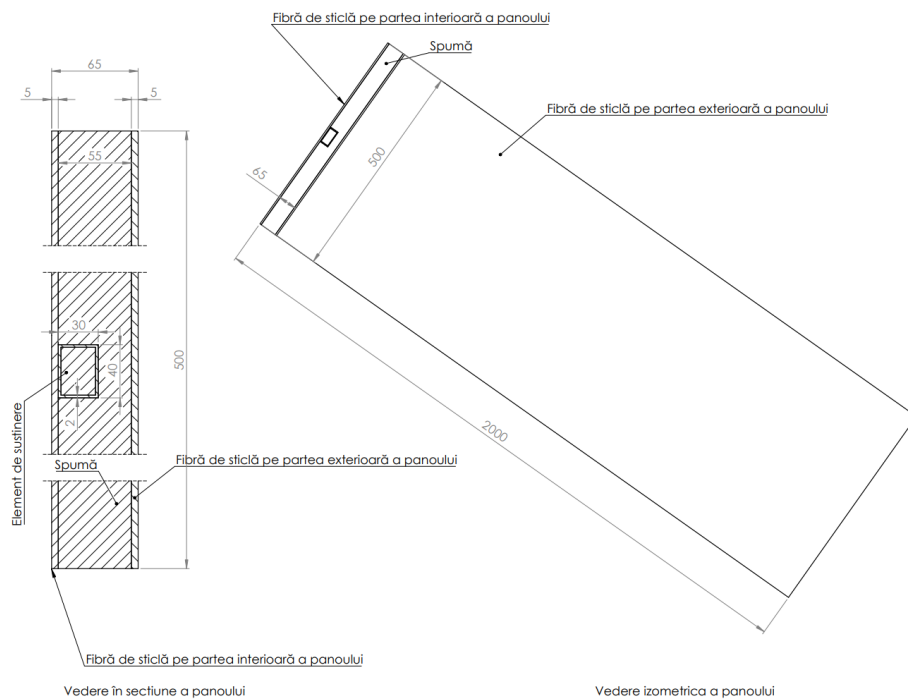


Fig. 4.5 Structura panoului izoterm, cu element de susținere din țevă rectangulară.

Influența aerului din cavitatea elementului de rigidizare, printr-o ușoară variație de temperatură, atunci când transmisia fluxului de căldură ajunge în acea zonă, este prezentată în Figura 4.6, prin variația temperaturii pe grosimea panoului.

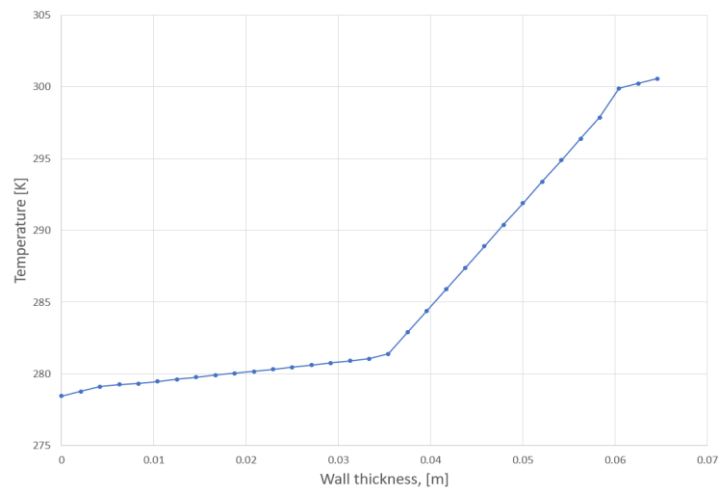


Fig. 4.6 Variația temperaturii pe grosimea panoului.

În Figura 4.7 este prezentată variația temperaturii pe lățimea panoului (pe lungimea incintei).

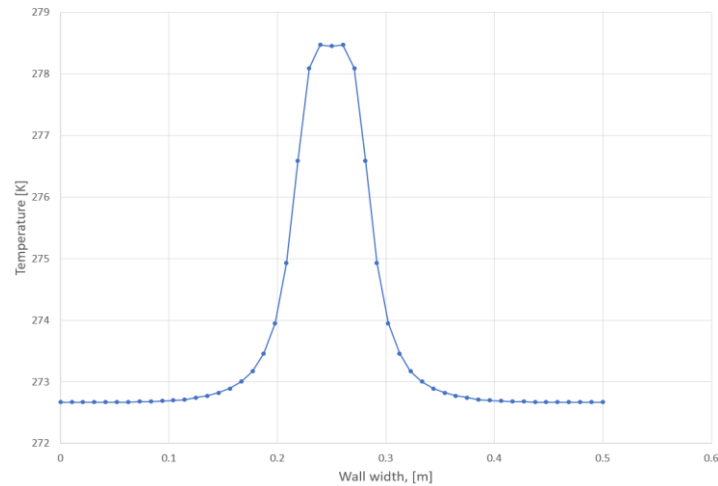


Fig. 4.7 Variația temperaturii pe lățimea panoului (pe lungimea incintei).

Distribuția 3D a temperaturii în panoul izoterm este prezentată în Figura 4.8.

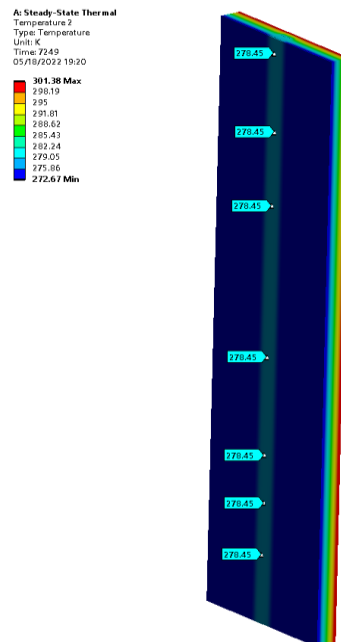


Fig. 4.8 Distribuția 3D a temperaturii în panoul izoterm.

În Figura 4.8, se poate observa faptul că temperatura are valoarea cea mai mare pe partea interioară a panoului, pe toată suprafața elementului de susținere. Valoarea temperaturii în această zonă este 278,4 K, în schimb, pe restul suprafeței fibrei de sticlă, temperatura este 272,67 K.

#### 4.3.4 Analiza transferului termic al panoului izoterm cu elemente de susținere din profil Z, DIN1027 (40x40x4.5)

În cadrul acestei simulări, singura diferență, din punct de vedere al structurii panoului, este înlocuirea profilului rectangular, cu profil Z, DIN1027 (40x40x4.5). În Figura 4.9 este prezentat profilul elementului de susținere.

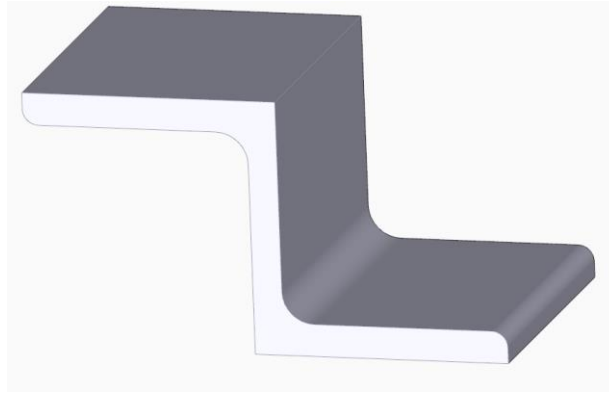


Fig. 4.9 Profilul elementului de susținere.

În Figura 4.10 este prezentată structura panoului izoterm, având element de susținere din profil Z, DIN1027 (40x40x4.5).

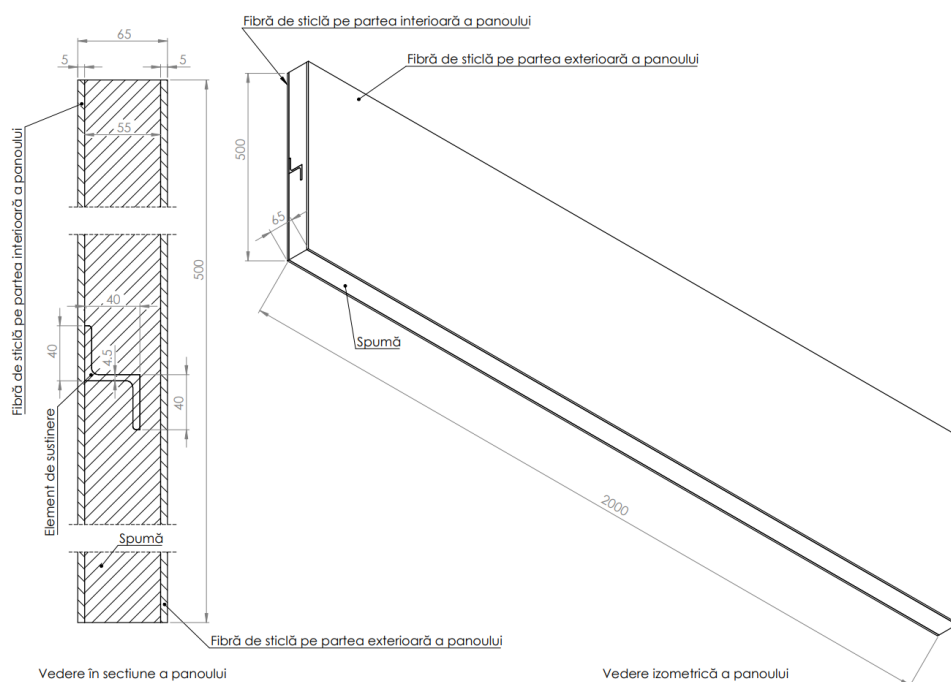


Fig. 4.10 Structura panoului izoterm cu element de susținere din profil Z, DIN1027 (40x40x4.5).

În Figura 4.11 este prezentată variația temperaturii pe grosimea panoului.

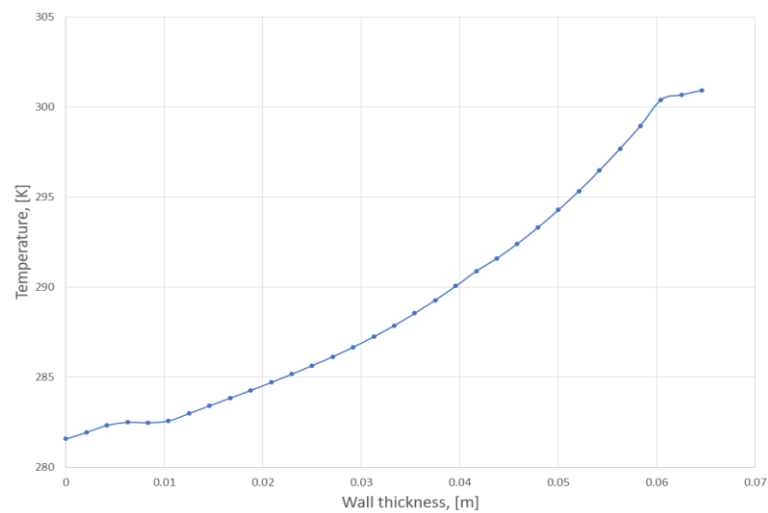


Fig. 4.11 Variația temperaturii pe grosimea panoului.

În Figura 4.12 este prezentată variația temperaturii pe lățimea panoului.

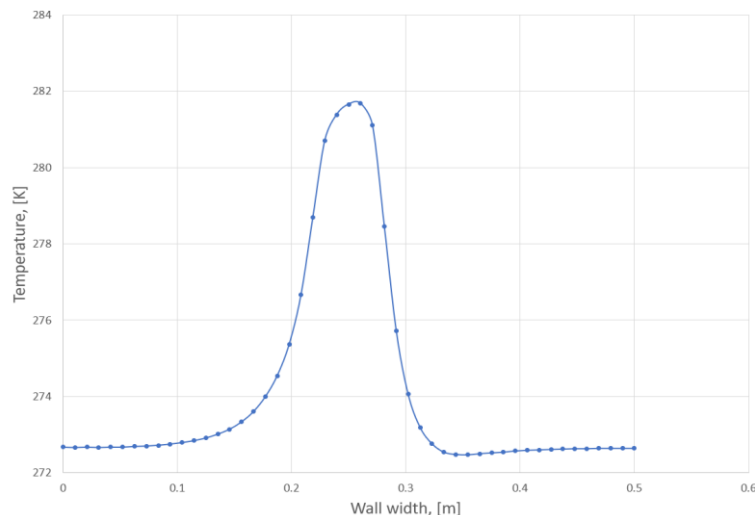


Fig. 4.12 Variația temperaturii pe lățimea panoului.

Distribuția 3D a temperaturii în panoul izoterm este prezentată în Figura 4.13.

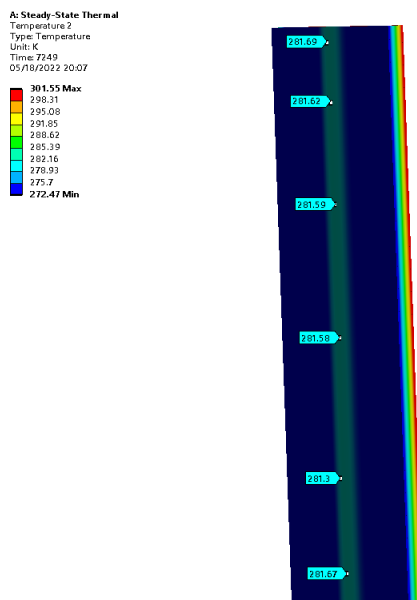


Fig. 4.13 Distribuția 3D a temperaturii în panoul izoterm.

În Figura 4.13 se poate observa o distribuție apropiată a temperaturii în panoul izoterm, de cea a panoului izoterm, cu element de susținere din țeavă rectangulară. Astfel, cea mai mare temperatură pe suprafața interioară a panoului izoterm este în zona elementului de susținere, valoarea acestei temperaturi fiind de 281,62 K, fiind cu 3,21 K mai mare decât în cazul anterior.

#### 4.3.5 Analiza transferului termic al panoului izoterm cu elemente de susținere din profil T40, DIN10055

În cadrul acestei simulări, s-a utilizat ca și element de susținere, un profil T40, DIN10055. În Figura 4.14 este prezentat profilul elementului de susținere.



Fig. 4.14 Profilul elementului de susținere.

În Figura 4.15 este prezentată structura panoului izoterm, având element de susținere din profil T40 (DIN10055).

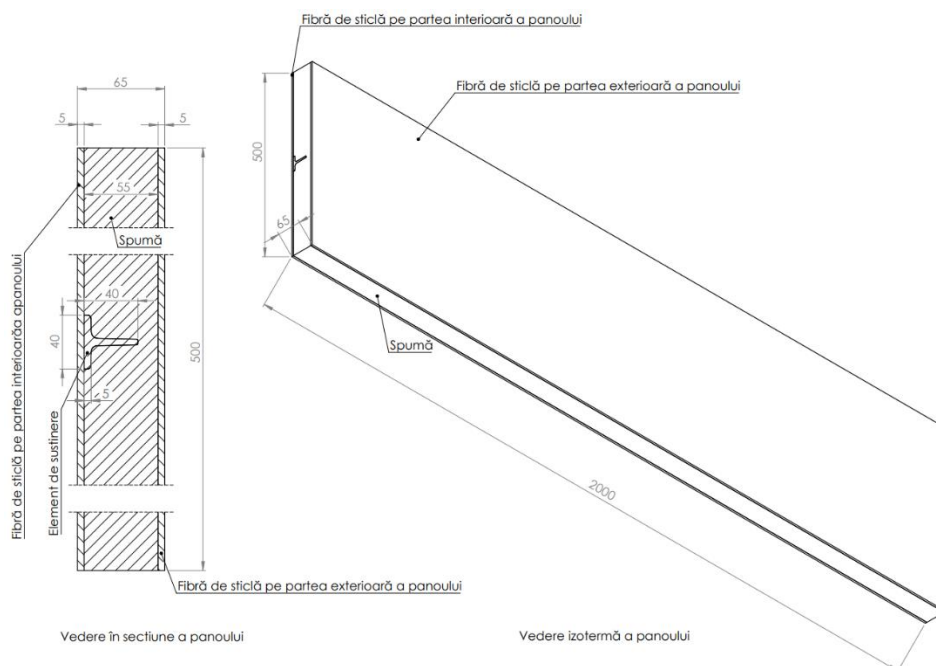


Fig. 4.15 Structura panoului izoterm cu element de susținere din profil T40, DIN10055.

În Figura 4.16 este prezentată variația temperaturii pe grosimea panoului.

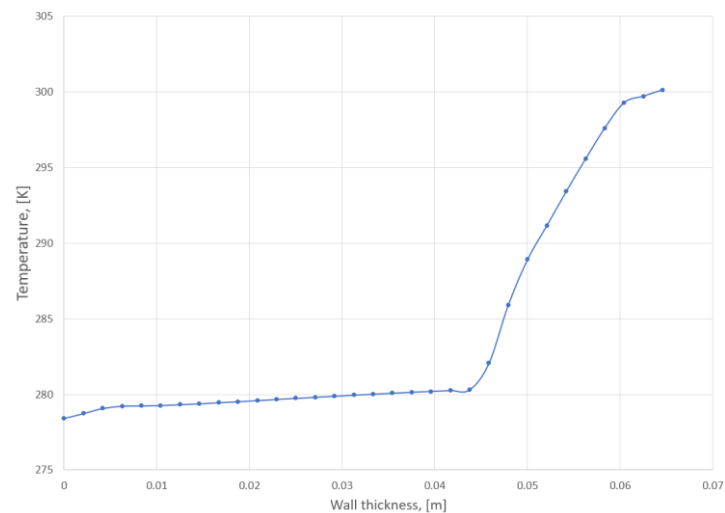
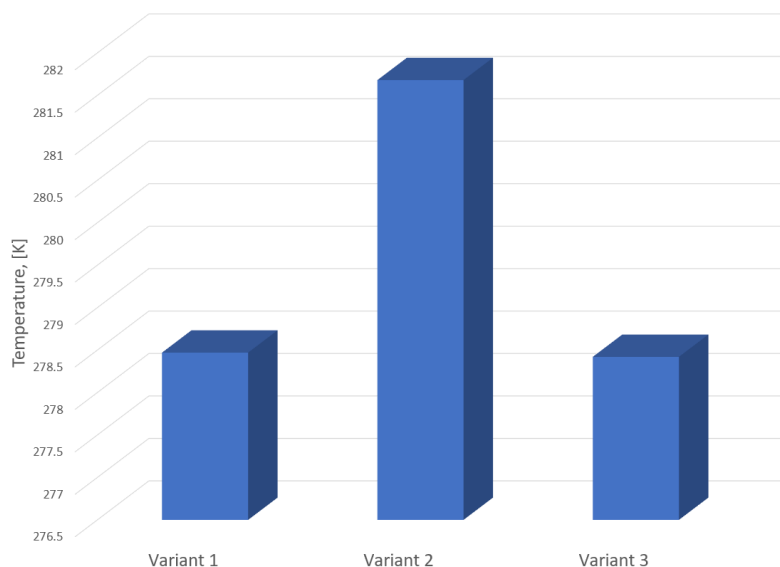


Fig. 4.16 Variația temperaturii pe grosimea panoului.



În Figura 4.19 este prezentată comparația privind variația temperaturii în zona elementului de susținere pentru cele 3 profile analizate anterior.



*Fig. 4.19 Comparația privind variația temperaturii în zona elementului de susținere pentru cele 3 profile analizate.*

Din analiza efectuată, rezultă că variația temperaturii în dreptul elementului de susținere diferă de la o variantă la alta, iar varianta care utilizează element de susținere din profil T, asigură menținerea unei temperaturi mai mici în interiorul incintei frigorifice.

În urma analizei efectuate cu ajutorul metodei elementului finit, diferența de temperatură dintre profilul de țevă rectangulară și profilul T, este de 0,03 K, astfel reiese faptul că, din punct de vedere al transferului termic, profilul Z este cel mai dezavantajos element de susținere.

#### **4.4 ASPECTE PRIVIND CONCEPȚIA ȘI PROIECTAREA UNEI SUPRASTRUCTURI DE CAROSERIE PENTRU UN AUTOVEHICUL DESTINAT TRANSPORTULUI DE CARCASE DE CARNE**

În cadrul acestui subcapitol, se vor prezenta particularitățile privind concepția și proiectarea unei suprastructuri de caroserie, pentru un autovehicul destinat transportului de mărfuri perisabile, mai exact, pentru transportul carcaselor de carne pe cârlige. Pentru răcirea și încălzirea interiorului suprastructurii de caroserie s-a prevăzut un aparat frigorific, care a fost dispus în partea superioară a peretelui frontal.

##### **4.4.1 Particularități privind concepția și proiectarea suprastructurii de caroserie**

Suprastructura de caroserie a fost concepută și proiectată pentru un autocamion, a cărui masă totală maximă autorizată este de 19.000 kg.

Ținând cont de repartitia optimă a maselor pe punțile autocamionului, precum și de înălțimea maximă totală a autocamionului (4 m - înălțime maximă totală admisă de legislația în vigoare), respectiv de caracteristicile dimensionale ale aparatului frigorific, s-a conceput o suprastructură de caroserie având lungimea exterioară 7,207 m, iar lungimea interioară de 7,03 m. Lățimea exterioară este 2,6 m (aceasta fiind lățimea maximă admisă de legislația în vigoare), iar lățimea interioară utilă este 2,47 m. Înălțimea interioară a suprastructurii de caroserie este 2,505 m, iar înălțimea exterioară totală este de 2,765 m.

În Figura 4.20, sunt prezentate dimensiunile principale ale suprastructurii de caroserie:

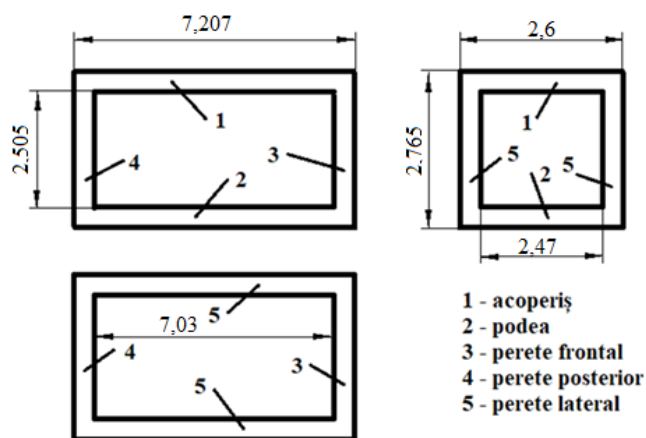


Fig. 4.20 Dimensiunile principale ale suprastructurii de caroserie.

Din punct de vedere constructiv, suprastructura de caroserie a fost concepută și proiectată astfel încât să poată transporta o sarcină utilă de 9.500 kg. Principalele elemente componente ale suprastructurii de caroserie sunt: podeua, plafonul, peretele frontal, peretele lateral, rama perimetrală și ușile spate.

Suprastructura de caroserie a fost modelată 3D, utilizând softul de proiectare SolidWorks, iar în Figurile 4.21 – 4.25 sunt prezentate câteva vederi izometrice 3D.

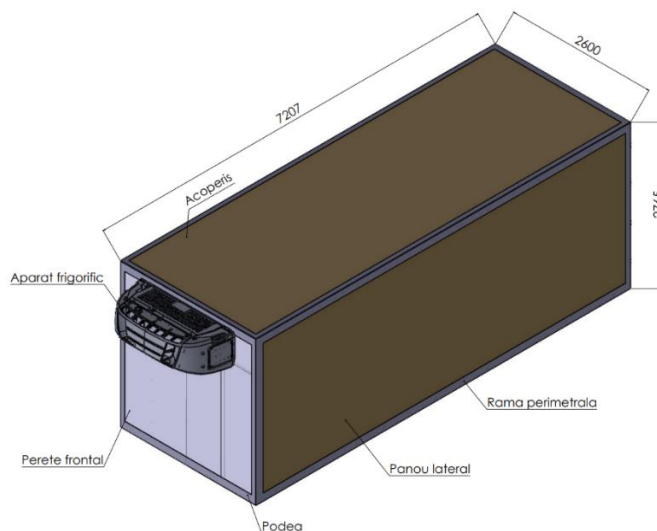


Fig. 4.21 Vedere izometrică a suprastructurii de caroserie, cu vedere din partea stângă față.

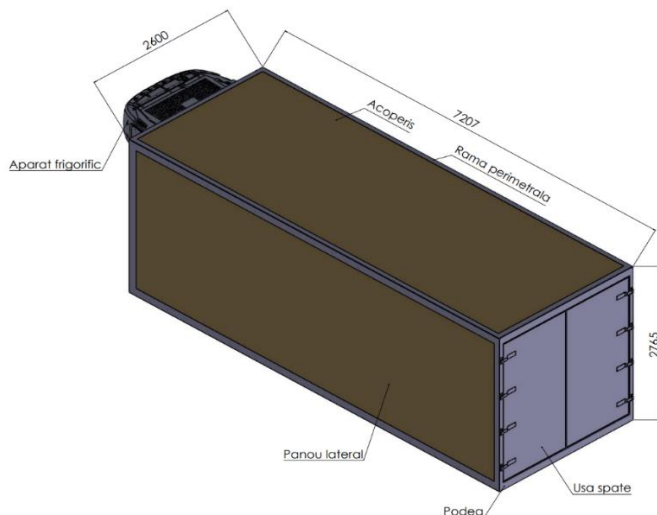


Fig. 4.22 Vedere izometrică a suprastructurii de caroserie, cu vedere din partea stângă spate.





Suportii de euroșină sunt fixați de traversele din plafon cu ajutorul unor șuruburi M10, gr.10.9, iar în Figura 4.27 este prezentat montajul acestora, împreună cu euroșinele.

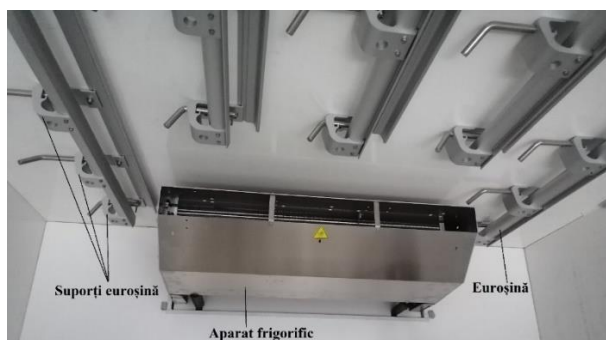


Fig. 4.27 Montajul euroșinelor, împreună cu suportii acestora.

Conform materialului bibliografic [20], un cârlig are capacitatea susținerii a 750 kg carcasă de carne, iar dimensiunile principale ale acestuia sunt prezentate în Figura 4.28.

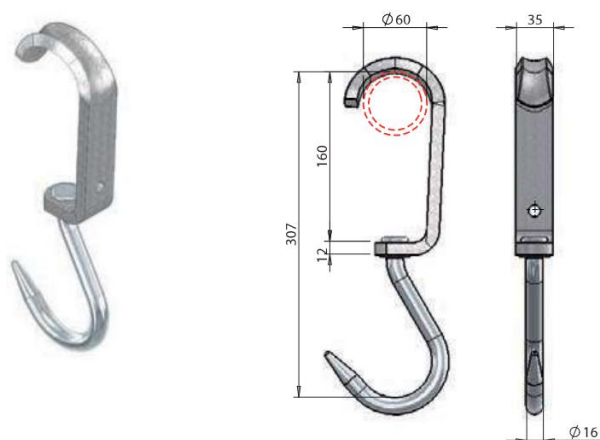


Fig. 4.28 Dimensiunile cârligului destinat transportului de carcase de carne.

Exemplificarea montajului cârligelor utilizate pentru transportul carcaselor de carne se poate vizualiza în Figura 4.29.



Fig. 4.29 Montajul cârligelor utilizate pentru transportul carcaselor de carne.

#### 4.4.2 Concluzie

Suprastructura de caroserie concepută și proiectată se încadrează în categoria IN, clasa C, fiind un mijloc de transport refrigerat.

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate în cadrul rapoartelor de cercetare, elaborate pentru un număr de 2 contracte de cercetare cu mediul economic, care au fost coordonate în calitate de Director de proiect:

1. *Optimizarea constructivă a suprastructurilor de caroserii pentru autovehicule, utilizând materiale avansate. Nr. contract: 249 / 08.11.2022. Competiție de granturi Universitatea din Oradea: "Cercetarea științifică de excelență aferentă domeniilor prioritare cu valorificare prin transfer tehnologic"- INO – Transfer – UO, Ediția a II-a.*
2. *Utilizarea materialelor avansate în construcția suprastructurilor pentru autovehicule. Nr. contract: 313 / 21.12.2021. Competiție de granturi Universitatea din Oradea: "Cercetarea științifică de excelență aferentă domeniilor prioritare cu valorificare prin transfer tehnologic"- INO – Transfer – UO, Ediția I.*

Standardele minimale și obligatorii, pentru acordarea atestatului de abilitare în domeniul de doctorat Ingineria Autovehiculelor, nu oferă posibilitatea includerii unor astfel de contracte de transfer tehnologic, în Fișa de verificare a îndeplinirii standardelor minimale CNATDCU. Conform prevederilor contractuale, părțile contractante își finanțează din resurse proprii activitățile desfășurate în cadrul unor astfel de contracte, iar între părți nu se derulează fluxuri financiare. În acest context, contractele prezentate anterior, nu au fost incluse în Fișa de verificare a îndeplinirii standardelor minimale CNATDCU.

De asemenea, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate în 2 articole științifice, prezentate în cadrul unor manifestări științifice internaționale, fiind publicate în volumele acestor manifestări și indexate în BDI:

1. **Beleş Horia**, Scurt Florin Bogdan, Țolea Bogdan Adrian, Mitran Tudor, Țenț Vlad Imre. *Particularities regarding the design and conception of a bodywork superstructure intended for the transportation of perishable goods.* IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1303, Economicity, Safety and Reliability for Motor Vehicles Congress (and SIAR International Automotive and Transport Engineering Congress) 02/11/2023 - 04/11/2023 Bucharest, Romania. DOI 10.1088/1757-899X/1303/1/012055. Crossref: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1303/1/012055>.
2. **Beleş Horia**, Stănășel Iulian, Crăciun Dan, Scurt Florin Bogdan, Țolea Bogdan Adrian. Study of heat transfer in the walls of the body superstructure of a vehicle for transporting frozen meat carcasses. Proceedings of the International Conference of Mechanical Engineering (ICOME-2022), Craiova 2022. Publication Date: 30 May 2023. ISBN: 10.2991/978-94-6463-152-4\_42. ISSN: 2589-4943. DOI: 10.2991/978-94-6463-152-4\_42. Crossref: <https://www.atlantispress.com/proceedings/ico-me-22/125987661>.

## 5 CERCETĂRI PRIVIND RECONSTITUIREA ACCIDENTELOR RUTIERE

În cadrul acestui capitol, se abordează teme de cercetare din domeniul reconstituirii accidentelor rutiere. Pentru început, se prezintă câteva considerații privind accidentele rutiere în care sunt implicați pietonii. În continuare, se prezintă cercetările privind determinarea parametrilor geometrici ai profilului frontal al autovehiculului, care influențează accelerația la nivelul capului pietonului, în cazul accidentelor rutiere. În finalul capitolului, se prezintă cercetările privind evaluarea riscului de accidentare a capului pietonului, la impactul cu capota, respectiv parbrizul autovehiculului.

### 5.1 CONSIDERAȚII PRIVIND ACCIDENTELE RUTIERE ÎN CARE SUNT IMPLICAȚI PIETONII

Accidentul rutier reprezintă un incident care constă în coliziunea a cel puțin două vehicule sau a unui vehicul cu un pieton, biciclist, ori alte obstacole staționare (de exemplu: copac, stâlp etc.), din care rezultă rănirea, moartea unor persoane sau producerea unor pagube materiale.

Conform OUG nr. 195/2002 [1], [2], accidentul rutier întrunește simultan următoarele condiții:

- implicarea a cel puțin unui vehicul aflat în mișcare;
- producerea accidentului rutier a avut loc din cauza încălcării unei reguli de circulație;
- conduce la vătămări corporale sau produce pagube materiale;
- are loc pe un drum public.

Accidentul de tip autovehicul-pieton, poate fi definit ca orice contact fizic care apare între un pieton și un autovehicul aflat în mișcare sau în repaus [3].

În funcție de cinematica pietonului din timpul coliziunii, accidentele de tip autovehicul-pieton se clasifică în 5 categorii [4, 5, 6]:

- coliziune prin "înfășurare"
- coliziune în care pietonul este proiectat în fața autovehiculului
- coliziune în care pietonul cade în lateralul autovehiculului
- coliziune în urma căreia pietonul se lovește de plafonul autovehiculului, ajungând în poziție finală în spatele acestuia
- coliziune în urma căreia pietonul ajunge în spatele autovehiculului, fără a intra în contact cu plafonul acestuia

### 5.2 CERCETĂRI PRIVIND DETERMINAREA PARAMETRILOR GEOMETRICI AI PROFILULUI FRONTAL AL AUTOVEHICULULUI, CARE INFLUENȚEAZĂ ACCELERAȚIA LA NIVELUL CAPULUI PIETONULUI, ÎN CAZUL ACCIDENTELOR RUTIERE

Zona capului pietonului, reprezintă zona cea mai vulnerabilă a acestuia, iar în cazul unui impact puternic cu autovehiculul, vătămarea acestei zone este foarte probabilă [3].

Obiectivul cercetării a fost de a determina cei mai importanți parametri geometrici care influențează gradul de vătămare al capului pietonului, în urma coliziunii cu un autovehicul, iar pe baza acestor parametri, să se dezvolte un așa numit profil frontal "prietenos", în cazul coliziunii.

#### 5.2.1 Dezvoltarea unui sistem virtual multi-corp pentru manechin

Sistemul virtual multi-corp pentru manechin, a fost dezvoltat în software-ul PC-Crash, care este unul dintre cele mai utilizate software de reconstrucție a accidentelor de trafic rutier. Programul PC-Crash conține diferite modele de calcule pentru coliziuni, inclusiv coliziunea dintre un autovehicul și

un sistem virtual multi-corp (manechin). Totodată, programul PC-Crash, permite utilizatorului să modifice diferiți parametri, cum ar fi masa și forma vehiculelor, precum și a sistemelor virtuale multi-corp, dar și parametrii de rigiditate ai acestora [4].

În dezvoltarea sistemului virtual multi-corp pentru manechin, au fost folosite 20 de părți ale corpului, asemănătoare cu părțile corpului uman. Aceste părți ale corpului au fost interconectate cu ajutorul a 19 articulații, capabile să descrie mișcările corpului uman (Tabelul 5.1). În ceea ce privește valorile frecărilor din articulații și rigiditățile fiecărui element component al sistemului virtual multi-corp, au fost alese valori standard, utilizate în procesul de validare al manechinului virtual, implementat în programul PC-Crash [5 – 9].

Tabelul 5.1 Tipuri de articulații utilizate

Corp 1	Tipul de articulație	Corp 2
Cap	Cuplă de rotație – Rotație după axa Y	Gât
Gât	Cuplă de rotație – Rotație după axa Y	Torace
Torace	Cuplă de rotație – Rotație după axa Y	Antebrațe
Antebrațe	Cuplă de rotație – Rotație după axa Y	Brațe
Torace	Cuplă sferică – 3 rotații	Bazin
Bazin	Cuplă de rotație – Rotație după axa Y	Femur
Femur	Cuplă de rotație – Rotație după axa Y	Tibia
Tibia	Cuplă de rotație – Rotație după axa Y	Laba piciorului

Un alt aspect important îl reprezintă limitarea unghiurilor anumitor articulații, cum ar fi articulația genunchiului, care a fost limitată la un unghi maxim de  $86^\circ$ . Prin această limitare, tibia nu va putea să depășească poziția maximă de extensie. Astfel, în cazul unei coliziuni, tibia sistemului virtual multi-corp, nu va putea depăși niciodată poziția femurului.

Imaginea de ansamblu a sistemului virtual multi-corp care a fost dezvoltat, precum și tipurile de articulații utilizate, respectiv caracteristicile fizice ale sistemului sunt prezentate în figura de mai jos (Figura 5.1).

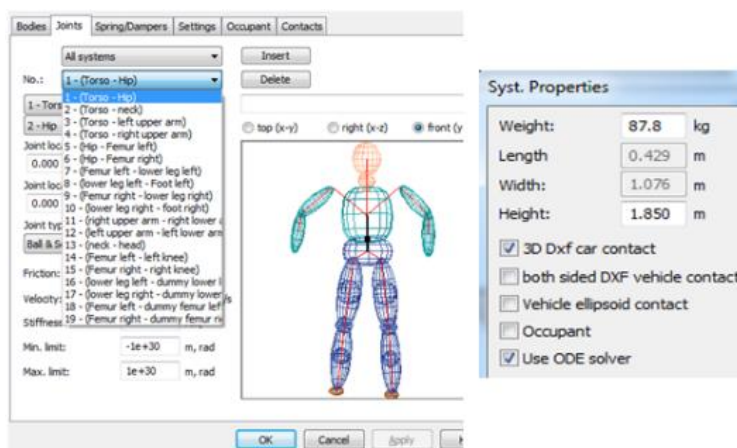


Fig. 5.1 Imaginea de ansamblu a sistemului virtual multi-corp care a fost dezvoltat.

Sistemul virtual multi-corp care a fost dezvoltat, are caracteristici similare cu dispozitivul antropometric de testare, care a fost utilizat în cadrul testelor experimentale, având aceeași înălțime, respectiv aceeași masă totală.

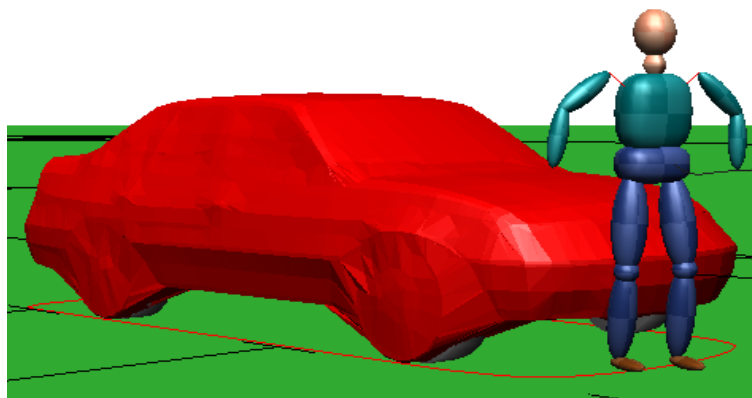
### 5.2.2 Simulări ale coliziunii între diferite tipuri de vehicule și sistemul virtual multi-corp

Pentru a studia influența parametrilor geometrici ai formei profilului frontal al autovehiculului, au fost realizate două simulări, cu ajutorul programului PC Crash. În cadrul celor două simulări parametrii de intrare au fost următorii: viteza de coliziune de 27 km/h, frânare imediat după coliziune (secvență de decelerație de  $5 \text{ m/s}^2$ ) și viteză zero pentru părțile sistemului virtual multi-corp. Motivul principal al folosirii acestor viteze de coliziune este faptul că din ce în ce mai multe

vehicule sunt echipate cu sistem de frânare de urgență AEB (Autonomous Emergency Braking), preconizându-se că vitezele de coliziune vor fi reduse semnificativ.

Pietonii pot fi loviți din diferite direcții: din lateral, frontal sau din spate. Simulările preliminare au avut scopul de a determina accelerațiile capului, în diferite configurații ale coliziunilor. Aceste simulări au indicat faptul că în cazul coliziunilor frontale și din lateral cu sistemul virtual multi-corp (manechin virtual), accelerațiile capului sunt mai mici decât în cazul unei coliziuni din spate, din cauza faptului că brațele manechinului intră în contact cu capota autovehiculului. În cazul în care manechinul este lovit din lateral, pe capota autovehiculului apar deformațiile cauzate de brațele acestuia.

Pentru a studia accelerația manechinului virtual, la contactul cu profilul frontal a autovehiculelor, în cadrul simulărilor efectuate s-a utilizat pentru suprafața exterioară a autovehiculelor, un model de suprafață de tip mesh 3D, disponibil în programul PC Crash (Figura 5.2).



*Fig. 5.2 Suprafața de tip mesh a autovehiculului și manechinul utilizat în cadrul simulărilor.*

Utilizarea modelului de suprafață de tip mesh 3D, va transforma autovehiculul într-un corp rigid, iar în timpul coliziunii, nu vor avea loc deformări la nivelul suprafeței acestuia. Chiar dacă nu au fost luate în considerare deformări la nivelul suprafeței autovehiculului, forțele care apar la contactul cu manechinul virtual sunt calculate prin metoda de penetrare (virtuală), ținând cont de adâncimea de penetrare, în timpul impactului. Aceste modele de suprafață de tip mesh 3D, au avut aceleași dimensiuni și parametri geometrici, ca și autovehicule reale, care au fost utilizate în procesul de validare a sistemului virtual multi-corp, în vederea determinării influenței parametrilor geometrici ai formei profilului frontal al diferitelor autovehicule.

Utilizând sistemul virtual multi-corp dezvoltat, au fost efectuate simulări pentru diferite tipuri de suprafață de tip mesh 3D, corespunzătoare diferitelor tipuri de autovehicule, din diferite clase, calculându-se accelerațiile liniare și unghiulare ale capului, în cazul fiecărei simulări.

### **5.2.3 Teste de coliziune între diferite tipuri de vehicule și manechin real**

În vederea validării sistemului multi-corp dezvoltat (manechin virtual), au fost efectuate două teste experimentale de coliziune cu un manechin real, care a avut aceleași caracteristici ca și manechinul virtual.

Viteza de coliziune în cazul ambelor teste experimentale de coliziune a fost de 27 km/h, în timp ce manechinul real se afla într-o poziție ortostatică (în poziție statică, în picioare). Autovehiculele utilizate în cadrul testelor experimentale de coliziune, au avut o formă diferită a profilului frontal (Figura 5.3). Profilul frontal al fiecăruia dintre cele două autovehicule, corespunde modelelor de suprafață de tip mesh 3D, utilizate în cadrul simulărilor.



Fig. 5.3 Exemplificarea testelor experimentale de coliziune.

Unul dintre cei mai influenți factori în obținerea acurateții accelerației capului unui manechin este gâtul. În acest context, pentru manechin a fost folosit un gât de tip Hybrid III, astfel încât manechinul utilizat pentru testele experimentale de coliziune a fost similar cu manechinul aprobat pentru testul de impact (Hybrid III Dummies, 2016). Manechinul utilizat a cântărit 87,8 kg, având o înălțime de 1,85 m.

La sfârșitul testelor experimentale de coliziune, s-au obținut rezultatele cu privire la accelerațiile capului. Astfel, s-a putut face o comparație între accelerațiile capului (liniare și unghiulare), obținute în testelor experimentale de coliziune, și cele obținute în urma simulărilor de coliziune efectuate. Evoluția grafică a accelerațiilor menționate anterior este prezentată în Figurile 5.4 – 5.5.

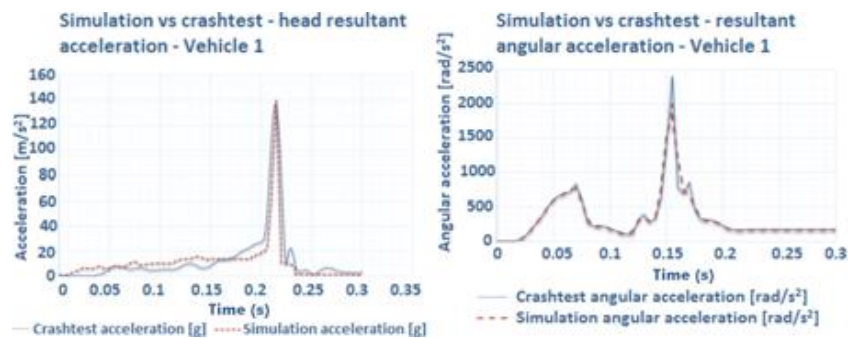


Fig. 5.4 Comparație între accelerațiile capului (liniare și unghiulare), obținute în urma testelor experimentale de coliziune, respectiv în urma simulărilor de coliziune efectuate, în cazul testului nr. 1

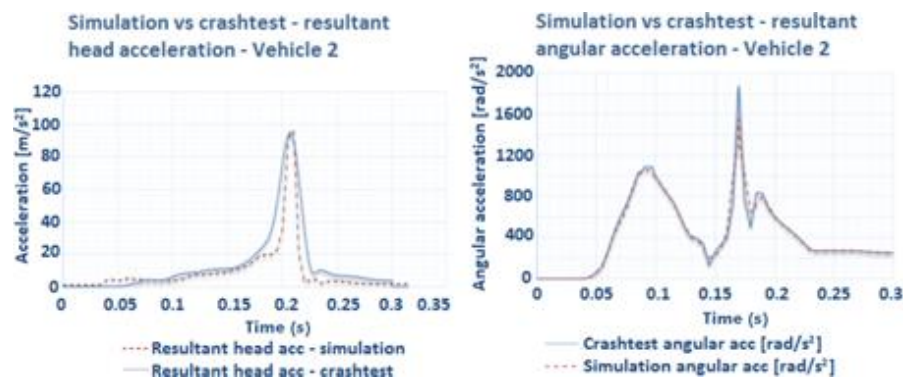


Fig. 5.5 Comparație între accelerațiile capului (liniare și unghiulare), obținute în urma testelor experimentale de coliziune, respectiv în urma simulărilor de coliziune efectuate, în cazul testului nr. 2.

Diferențele, în ceea ce privește valorile vârfului accelerațiilor capului, obținute în urma testelor experimentale de coliziune, respectiv în urma simulărilor de coliziune efectuate, sunt mici, ceea ce conduce la concluzia că sistemul virtual multi-corp dezvoltat este valid.

### 5.2.4 Considerații privind corespondența dintre geometria profilului frontal al autovehiculului și nivelul de gravitate al rănirii capului pietonului

Determinarea parametrilor geometrici ai profilului frontal al autovehiculului, care influențează atât accelerațiile liniare, cât și cele unghiulare ale capului manechinului, s-a făcut prin varierea anumitor parametri, cum ar fi: înălțimea capotei (parametrul P1), lungimea capotei (parametrul P2), raza marginii anterioare a capotei (parametrul P3), unghiul capotei (parametrul P4), respectiv raza capotei (parametrul P5). Variația parametrilor menționați anterior, a fost realizată prin proiectarea profilului frontal al autovehiculului, cu ajutorul unui software de modelare 3D. Prin varierea acestor parametri, pentru fiecare vehicul, care face parte din clase diferite, s-a obținut un număr de peste 130 de modele de profile frontale. Variația parametrilor s-a făcut pornind de la un profil „standard” al fiecărui autovehicul, din fiecare clasă. Profilele „standard” au fost obținute prin calcularea mediei aritmetice a parametrilor de interes pentru cele mai reprezentative 10 autovehicule, corespunzătoare fiecărei clase de autovehicule. Lățimea profilului frontal nu a fost luată în considerare, din cauza faptului că acest parametru nu influențează gravitatea leziunii în accidente de tip-autovehicul-pieton.

În Tabelul 5.2 este prezentată o clasificare a autovehiculelor, conform NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration). În cadrul acestei cercetări, clasele de autovehicule vor fi denumite după cum urmează: Compactă, Sedan, Van, SUV, OneBox și Sport.

Tabelul 5.2 Clasificarea autovehiculelor (NHTSA, 2016)

Clasificare NHTSA	Cod	Masă totală [kg]	Exemple autovehicule	Notații utilizate în cadrul cercetării
Autoturism Mini	PC/Mi	680-907	Mini Cooper, Smart Fortwo	Compact
Autoturism Light	PC/L	907-1134	VW Polo, Mercedes A Class, Audi A1	
Autoturism Compact	PC/C	1134-1360	VW Golf, VW Jetta, Peugeot 307	Sedan
Autoturism Mediu	PC/Me	1361-1587	Audi A4, Mercedes C Class, Peugeot 508	
Autoturism Greu	PC/H	>1588	VW Touran, VW Sharan	Van
Autoturism de teren	SUV		Audi Q7, BMW X5, Range Rover, Mercedes ML	SUV
Furgon	OB		Mercedes Viano, Renault Traffic, Citroen Jumper	OneBox
Sport	SP		Porsche 911, Ferrari Enzo, Lamborghini	Sport

Limitele de variație ale celor cinci parametri (P1 – P5), măsurați pe 10 vehicule diferite, din fiecare clasă, sunt prezentate în Tabelul 5.3.

Tabelul 5.3 Intervalele parametrilor măsurați pentru fiecare clasă de autovehicule

Clasa de autovehicule	Interval P1	Interval P2	Interval P3	Interval P4	Interval P5
Compact	0.69-0.84 m	0.46-0.86 m	0.1-0.6 m	22-34	0.7-3.7 m
Sedan	0.65-0.9 m	0.8-1.3 m	0.1-0.6 m	6-16	3.76-7.7 m
SUV	0.83-1.08 m	0.9-1.4 m	0.12-0.42 m	8-18	1.88-4.88 m
Sport	0.54-0.74 m	1-1.5 m	0.11-0.51 m	10-18	5-7 m
Van	0.72-0.92 m	0.5-0.8 m	0.37-0.87 m	13-21	1.4-4.4 m
OneBox (caroserie monovolum)	0.76-1.01 m	0.67-0.77 m	0.12-0.52 m	21-29	1-3 m

Valorile medii ale parametrilor geometrici ai profilului „standard”, pentru fiecare clasă, sunt prezentate în Tabelul 5.4.

Tabelul 5.4 Valorile medii ale parametrilor geometrici ai profilului „standard”

Clasă autovehicul	P1- înălțime [m]	P2- Lungime Capotă [m]	P3-Raza [m]	P4-Înclinarea capotei [°]	P5-Raza capotei [m]
Standard Compact	0.74	0.66	0.3	28	1.7
Standard Sedan	0.7	1	0.3	10	5.7
Standard SUV	0.93	1.1	0.12	12	4.8
Standard Sport	0.64	1.2	0.21	14	7
Standard VAN	0.82	0.6	0.57	17	3.4



În fiecare simulare realizată cu ajutorul programului PC Crash, valorile unuia sau mai multora dintre cei cinci parametri (P1 – P5), au fost modificate (mărite sau scăzute), plecând de la valorile „standard”.

### 5.2.5 Proiectarea vehiculelor „standard”

Vehiculele „standard” au fost proiectate cu ajutorul programului Autodesk Inventor, pe baza parametrilor acestora, ca și corpuri solide, asupra cărora au fost aplicate suprafețe de tip „mesh”, necesare în cadrul simulării cu ajutorul programului PC-Crash, astfel încât acestea să detecteze contactul dintre sistemul virtual multi-corp care a fost dezvoltat și autovehiculul. Fișierele cu vehiculele „standard”, proiectate cu ajutorul programului Autodesk Inventor, au fost importate în programul Gmsh, în vederea aplicării suprafețelor de tip „mesh” peste ele, prin triangularea de puncte asupra corpului solid, formând astfel suprafețele profilului frontal. În final, fișierele cu vehiculele „standard” au fost importate în programul PC Crash, ca fișiere în format 3D dxf (Drawing exchange format), în vederea realizării simulărilor. Metodologia descrisă anterior este prezentată în Figura 5.6.

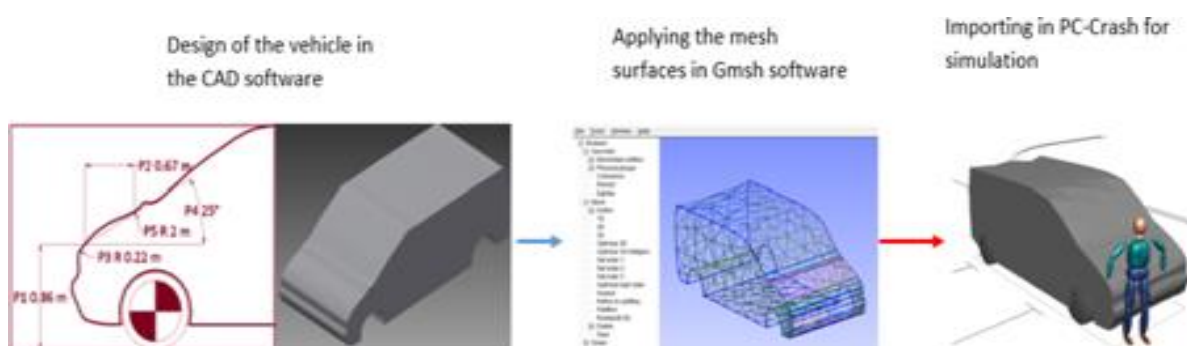


Fig. 5.6 Metodologia utilizată pentru proiectarea profilului frontal.

Sistemul virtual multi-corp dezvoltat, va detecta suprafața autovehiculului în timpul coliziunii și se va deplasa de-a lungul acestei suprafețe. Aceste suprafețe de tip „mesh” sunt suprafețe nedeformabile. Prin urmare, optimizarea designului profilului frontal al autovehiculului, se va realiza fără a lua în considerare părțile deformabile, ceea ce poate reduce și mai mult accelerațiile capului.

### 5.2.6 Determinarea parametrilor care influențează accelerațiile la nivelul capului pietonului

Determinarea parametrilor geometrici care influențează atât accelerațiile unghiulare, cât și cele liniare, de la nivelul capului pietonului, s-a realizat prin varierea parametrilor P1, P2, P3, P4 și P5, pentru fiecare autovehicul în parte, obținând diferite valori ale accelerațiilor. Fiecare variație a acestor parametri s-a realizat în programul Autodesk Inventor. Astfel, pentru fiecare profil frontal obținut, s-a urmat metodologia de importare prezentată în cadrul paragrafului 5.2.5, conducând la proiectarea a peste 130 de profile de autovehicule. Valorile accelerațiilor s-au obținut prin simularea impactului dintre profilele de autovehicule modificate, cu sistemul virtual multi-corp dezvoltat, fiind prezentate în Tabelele 5.5 – 5.10.

Tabelul 5.5 Valorile accelerațiilor obținute în urma variației parametrilor pentru un autovehicul de tip Compact

Nr. Parametru	Denumire parametru	Număr valori	Mărime	Accelerație unghiulară [rad/s <sup>2</sup> ]	Accelerație liniară [g]
1	Înălțime BLE [m]	Valoare P1-0.05	0.69	2758	83
		Valoare standard(P1)	0.74	1261	63
		Valoare P1+0.05	0.79	2941	77
		Valoare P1+0.1	0.84	1597	120
2	Lungime capotă [m]	Valoare P2-0.2	0.46	2834	88
		Valoare P2-0.1	0.56	2813	85
		Valoare standard(P2)	0.66	1261	63
		Valoare P2+0.1	0.76	2992	92
		Valoare P2+0.2	0.86	2721	80
3	Rază BLE [m]	Valoare P3-0.2	0.1	1449	83
		Valoare P3-0.1	0.2	1985	75
		Valoare standard(P3)	0.3	1261	63
		Valoare P3+0.1	0.4	2482	82
		Valoare P3+0.2	0.5	2201	82
4	Înclinație capotă [grade]	Valoare P4-6	22	2717	86
		Valoare P4-4	24	2713	85
		Valoare P4-2	26	2475	80
		Valoare standard(P4)	28	1261	63
		Valoare P4+2	30	3526	80
		Valoare P4+3	32	2513	82
		Valoare P4+4	34	2657	91
5	Rază capotă [m]	Valoare P5-1	0.7	2109	96
		Valoare standard(P5)	1.7	1261	63
		Valoare P5+1	2.7	2387	83
		Valoare P5+2	3.7	2595	83

Tabelul 5.6 Valorile accelerațiilor obținute în urma variației parametrilor pentru un autovehicul de tip Sedan

Nr. Parametru	Denumire parametru	Număr valori	Mărime	Accelerație unghiulară [rad/s <sup>2</sup> ]	Accelerație liniară [g]
1	Înălțime BLE [m]	Valoare P1-0.05	0.65	1835	89
		Valoare standard (P1)	0.7	1614	75
		Valoare P1+0.05	0.75	2694	80
		Valoare P1+0.1	0.8	1444	79
2	Lungime capotă [m]	Valoare P2-0.2	0.8	1860	84
		Valoare P2-0.1	0.9	2282	82
		Valoare standard (P2)	1	1614	75
		Valoare P2+0.1	1.1	1959	78
		Valoare P2+0.2	1.2	1953	107
		Valoare P2+0.3	1.3	1027	88
3	Rază BLE [m]	Valoare P3-0.2	0.1	2468	74
		Valoare P3-0.1	0.2	2327	84
		Valoare standard (P3)	0.3	1614	75
		Valoare P3+0.1	0.4	2175	91
		Valoare P3+0.2	0.5	2257	92
		Valoare P3+0.3	0.6	2312	93
4	Înclinație capotă [grade]	Valoare P4-4	6	2730	91
		Valoare P4-2	8	2450	89
		Valoare standard (P4)	10	1614	75
		Valoare P4+2	12	1578	82
		Valoare P4+4	14	2220	83
		Valoare P4+6	16	2973	86
5	Rază capotă [m]	Valoare P5-2	3.7	2803	96
		Valoare P5-1	4.7	2599	93
		Valoare standard (P5)	5.7	1614	75
		Valoare P5+1	6.7	1628	73
		Valoare P5+2	7.7	1502	72

Tabelul 5.7 Valorile accelerațiilor obținute în urma variației parametrilor pentru un autovehicul de tip SUV

Nr. Parametru	Denumire parametru	Număr valori	Mărime	Accelerație unghiulară [rad/s <sup>2</sup> ]	Accelerație liniară [g]
1	Înălțime BLE [m]	Valoare P1-0.1	0.83	1871	86
		Valoare P1-0.05	0.88	1869	101
		Valoare standard (P1)	0.93	2427	95
		Valoare P1+0.05	0.98	3538	104
		Valoare P1+0.1	1.03	4296	100
		Valoare P1+0.15	1.08	2136	103
2	Lungime capotă [m]	Valoare P2-0.2	0.9	1675	88
		Valoare P2-0.1	1	1660	87
		Valoare standard (P2)	1.1	2427	95
		Valoare P2+0.1	1.2	1615	102
		Valoare P2+0.2	1.3	1434	81
		Valoare P2+0.3	1.4	1431	82
3	Rază BLE [m]	Valoare standard (P3)	0.12	1850	97
		Valoare P3+0.1	0.22	2398	94
		Valoare P3+0.2	0.32	1638	90
		Valoare P3+0.3	0.42	1664	96
4	Înclinație capotă [grade]	Valoare P4-4	8	1675	88
		Valoare P4-2	10	1660	87
		Valoare standard (P4)	12	2427	95
		Valoare P4+2	14	1615	102
		Valoare P4+4	16	1434	81
		Valoare P4+6	18	1431	82
5	Rază capotă [m]	Valoare P5-3	1.88	3112	93
		Valoare P5-2	2.88	1388	98
		Valoare P5-1	3.88	1960	89
		Valoare standard (P5)	4.88	2427	95

Tabelul 5.8 Valorile accelerațiilor obținute în urma variației parametrilor pentru un autovehicul de tip sport

Nr. Parametru	Denumire parametru	Număr valori	Mărime	Accelerație unghiulară [rad/s <sup>2</sup> ]	Accelerație liniară [g]
1	Înălțime BLE [m]	Valoare P1-0.1	0.54	2862	83
		Valoare P1-0.05	0.59	3058	91
		Valoare standard (P1)	0.64	3049	91
		Valoare P1+0.05	0.69	1012	63
		Valoare P1+0.1	0.74	3508	99
2	Lungime capotă [m]	Valoare P2-0.2	1	3022	93
		Valoare P2-0.1	1.1	3022	93
		Valoare standard (P2)	1.2	3049	91
		Valoare P2+0.1	1.3	2846	92
		Valoare P2+0.2	1.4	2668	92
		Valoare P2+0.3	1.5	2431	86
3	Rază BLE [m]	Valoare P3-0.1	0.11	2843	83
		Valoare standard (P3)	0.21	3049	91
		Valoare P3+0.1	0.31	2986	91
		Valoare P3+0.2	0.41	2892	100
		Valoare P3+0.3	0.51	3003	95
4	Înclinație capotă [grade]	Valoare P4-4	10	3104	76
		Valoare P4-2	12	2638	61
		Valoare standard (P:4)	14	3049	91
		Valoare P4+2	16	2410	97
		Valoare P4+4	18	2367	97
5	Rază capotă [m]	Valoare P5-2	5	3149	84
		Valoare P5-1	6	2888	92
		Valoare standard (P5)	7	3049	91

Tabelul 5.9 Valorile accelerațiilor obținute în urma variației parametrilor pentru un autovehicul de tip Van

Nr. Parametru	Denumire parametru	Număr valori	Mărime	Accelerație unghiulară [rad/s <sup>2</sup> ]	Accelerație liniară [g]
1	Înălțime BLE [m]	Valoare P1-0.1	0.72	2075	78
		Valoare P1-0.05	0.77	1697	123
		Valoare standard(P1)	0.82	2022	76
		Valoare P1+0.05	0.87	2225	72
		Valoare P1+0.1	0.92	3155	65
2	Lungime capotă [m]	Valoare P2-0.1	0.5	4881	132
		Valoare standard(P2)	0.6	2022	76
		Valoare P2+0.1	0.7	1429	66
		Valoare P2+0.2	0.8	1161	66
3	Rază BLE [m]	Valoare P3-0.2	0.37	2266	72
		Valoare P3-0.1	0.47	2113	72
		Valoare standard(P3)	0.57	2022	76
		Valoare P3+0.1	0.67	2019	74
		Valoare P3+0.2	0.77	2019	74
4	Înclinație capotă [grade]	Valoare P4-4	13	2240	78
		Valoare P4-2	15	2222	78
		Valoare standard(P4)	17	2022	76
		Valoare P4+2	19	1807	72
		Valoare P4+3	21	1949	73
5	Rază capotă [m]	Valoare P5-2	1.4	1549	73
		Valoare P5-1	2.4	1683	71
		Valoare standard(P5)	3.4	2022	76
		Valoare P5+1	4.4	2062	77

Tabelul 5.10 Valorile accelerațiilor obținute în urma variației parametrilor pentru un autovehicul de tip OneBox

Nr. Parametru	Denumire parametru	Număr valori	Mărime	Accelerație unghiulară [rad/s <sup>2</sup> ]	Accelerație liniară [g]
1	Înălțime BLE [m]	Valoare P1-0.1	0.76	2888	94
		Valoare P1-0.05	0.81	3543	92
		Valoare standard(P1)	0.86	4262	127
		Valoare P1+0.05	0.91	1508	84
		Valoare P1+0.15	0.96	1634	82
		Valoare P1+0.2	1.01	1065	101
2	Lungime capotă [m]	Valoare standard(P2)	0.67	4262	127
		Valoare P2+0.1	0.77	2770	91
3	Rază BLE [m]	Valoare P3-0.1	0.12	3149	96
		Valoare standard(P3)	0.22	4262	127
		Valoare P3+0.1	0.32	4739	125
		Valoare P3+0.2	0.42	4497	125
		Valoare P3+0.3	0.52	4327	127
4	Înclinație capotă [°]	Valoare P4-4	21	2228	102
		Valoare P4-2	23	3929	164
		Valoare standard(P4)	25	4262	127
		Valoare P4+2	27	2842	131
		Valoare P4+3	29	3296	126
5	Rază capotă [m]	Valoare P5-1	1	3006	90
		Valoare standard(P5)	2	4262	127
		Valoare P5+1	3	3515	139

### 5.2.7 Optimizarea profilelor frontale ale autovehiculelor

În cele ce urmează se vor prezenta aspectele referitoare la optimizarea profilului frontal, în cazul fiecărei clase de autovehicule, care au fost definite în Tabelul 5.2.

### Optimizarea profilului autovehiculului din clasa Compact

Analizând datele prezentate în Tabelul 5.5, se observă că prin varierea oricărui parametru, atât accelerația unghiulară, cât și cea liniară, măsurate la nivelul capului, au avut o tendință de creștere semnificativă. Prin urmare, se vor lua în considerare valorile profilului „standard”, ca fiind profilul „ideal” (Figura 5.7). În partea dreaptă a figurii, se prezintă graficul de evoluție a accelerațiilor, configurat pe baza datelor din Tabelul 5.5.

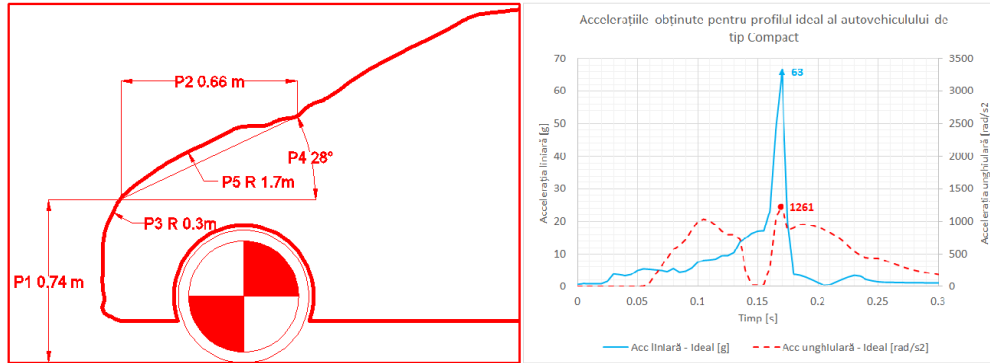


Fig. 5.7 Profilul „ideal” al autovehiculului din clasa Compact, precum și accelerațiile capului, obținute în urma simulării.

### Optimizarea profilului autovehiculului din clasa Sedan

Pentru autovehiculul din clasa Sedan, se observă că la variația anumitor parametri, atât accelerația unghiulară, cât și cea liniară, prezintă o anumită scădere. Analizând datele prezentate în Tabelul 5.6, se poate constata faptul că cel mai important parametru care influențează accelerațiile la nivelul capului este raza capotei. Accelerațiile la nivelul capului pietonului, scad odată cu creșterea razei capotei autovehiculului. O reprezentare grafică a acestui fenomen este prezentată în Figura 5.8.

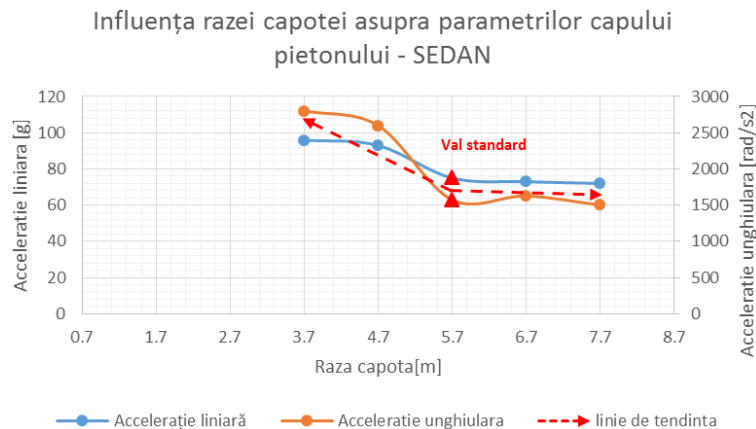


Fig. 5.8 Variația accelerațiilor la nivelul capului pietonului, în funcție de raza capotei (P5) autovehiculului din clasa Sedan.

De asemenea, se observă că o capotă cu o lungime de 1,3 m (P2), conduce la cea mai mică accelerație unghiulară, obținută prin variația parametrilor. Astfel, proiectarea profilului „ideal” propus pentru autovehiculele din clasa Sedan s-a făcut prin combinarea parametrilor P2 și P5, pe lungimile în care s-a obținut o descreștere semnificativă a accelerațiilor unghiulare și liniare. La o rază a capotei de 7,7 m, s-a obținut o descreștere a accelerațiilor unghiulare și liniare, în timp ce la o lungime a capotei de 1,3 m, accelerația unghiulară descrește cu  $547 \text{ rad/s}^2$ , iar accelerația liniară prezintă o creștere de 8 g. Prin combinarea parametrilor P2 și P5 s-a obținut profilul frontal pentru autovehiculul din clasa Sedan, prezentat în Figura 5.9.

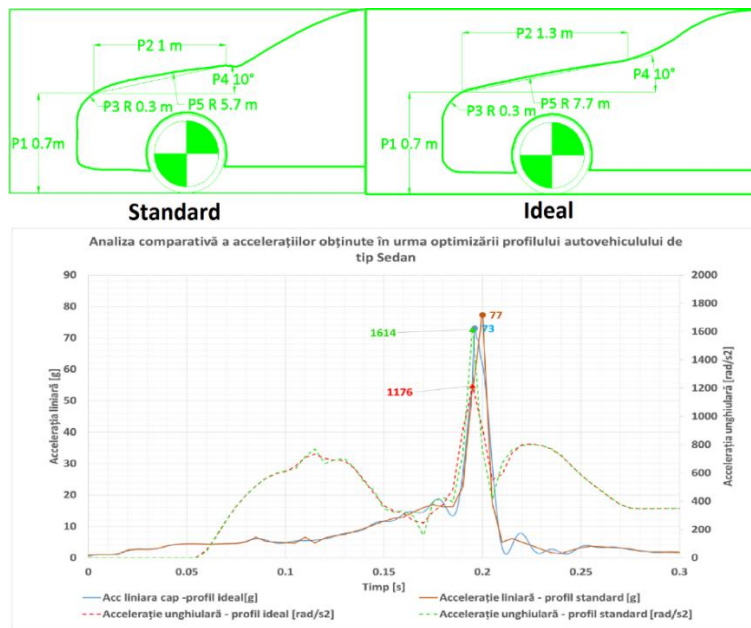


Fig. 5.9 Analiza comparativă a profilului standard, cu cel ideal, precum și valorile accelerațiilor obținute în cazul celor două profiluri.

În urma analizei diagramei prezentate în Figura 5.9, se poate constata faptul că prin optimizarea profilului standard, s-a obținut o reducere a accelerației unghiulare cu  $438 \text{ rad/s}^2$ , în timp ce reducerea accelerației liniare a fost mai mică, cu circa 4 g.

### Optimizarea profilului autovehiculului din clasa SUV

În urma analizei datelor prezentate în Tabelul 5.7, se observă faptul că cel mai important parametru care influențează variația accelerațiilor capului este lungimea capotei (P2). Diagrama configurată pe baza datelor obținute în urma simulărilor, care descrie acest fenomen, este prezentată în Figura 5.10.

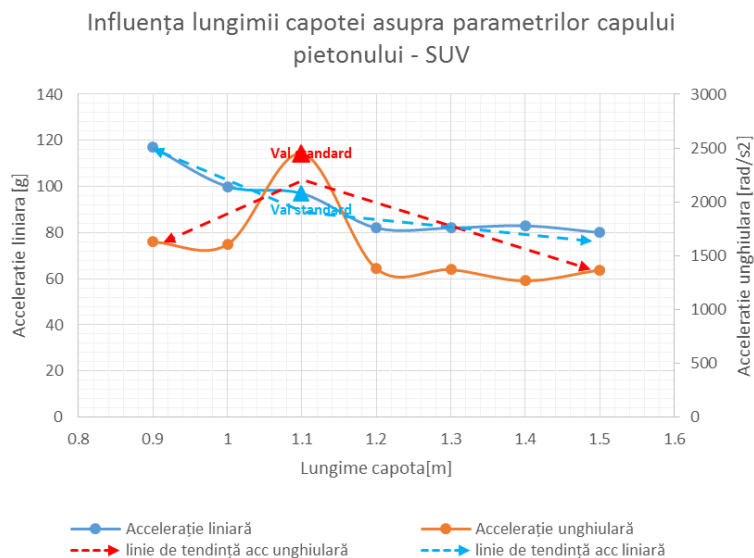


Fig. 5.10 Influența lungimii capotei (P2) asupra accelerațiilor capului.

Din diagrama prezentată în Figura 5.10, se poate observa că prin creșterea parametrului P2, atât accelerația liniară, cât și accelerația unghiulară a capului descresc. În schimb, prin descreșterea parametrului P2, accelerația unghiulară prezintă o scădere, în timp ce accelerația liniară crește. Dorința generală pentru o optimizare cât mai bună a profilului frontal este de a reduce ambele accelerații, astfel, se va considera un profil frontal cu o lungime a capotei în care accelerațiile au

prezentat valorile cele mai mici (1,4 m). În urma proiectării, precum și a simulărilor, în cazul profilurilor cu o lungime a capotei mai mare, s-au obținut cele mai favorabile rezultate pentru profilul frontal prezentat în Figura 5.11.

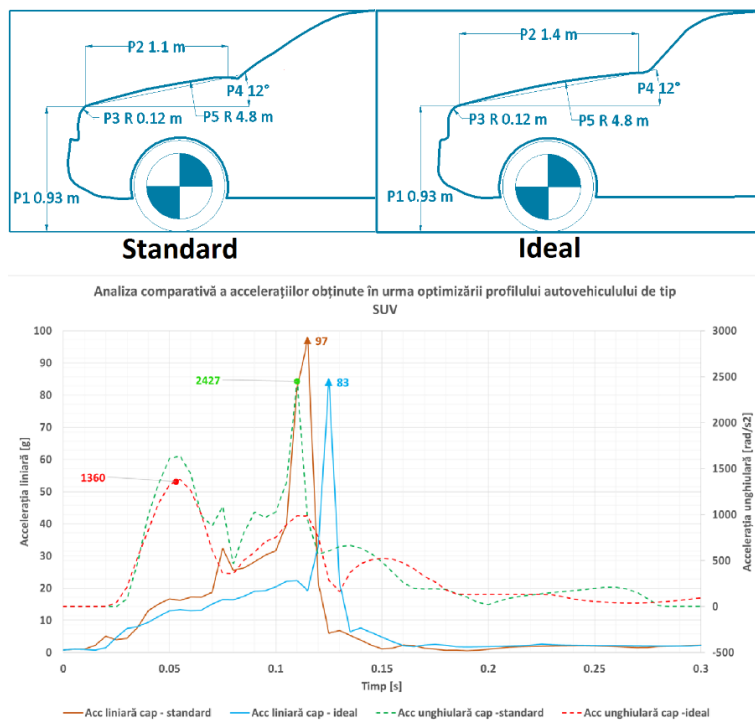


Fig. 5.11 Analiza comparativă a profilului standard, cu cel ideal, precum și valorile accelerațiilor obținute în cazul celor două profiluri.

Analizând diagrama prezentată în Figura 5.11, se poate observa că descreșterea accelerației unghiulare este semnificativă, prezentând o reducere cu  $1.067 \text{ rad/s}^2$ , în timp ce accelerația liniară măsurată la nivelul capului sistemului multi-corp virtual, prezintă o scădere cu circa 14 g.

### Optimizarea profilului autovehiculului din clasa Sport

Analizând valorile obținute în urma simulărilor efectuate pentru un autovehicul din clasa sport, care au fost prezentate în Tabelul 5.8, se observă faptul că parametrul care influențează accelerațiile capului este înălțimea marginii anterioare a capotei (P1). Variația accelerațiilor la nivelul capului sistemului virtual multi-corp, în funcție de acest parametru, este prezentată în Figura 5.12.

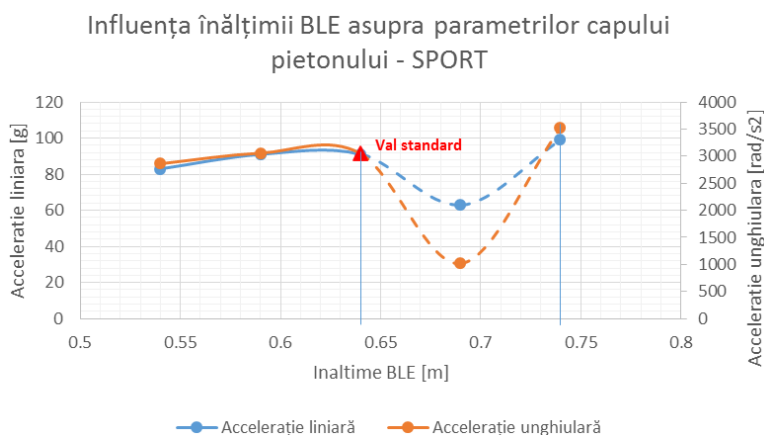


Fig. 5.12 Influența înălțimii marginii anterioare a capotei (P1), asupra accelerațiilor capului.

Analizând diagrama prezentată în Figura 5.12, se poate observa faptul că în intervalul de 0.64-0.65 m al parametrului P1, atât accelerația unghiulară cât și cea liniară, la nivelul capului sistemului virtual

multi-corp, prezintă o scădere semnificativă. Astfel, se va considera profilul „ideal” al autovehiculului din clasa Sport, ca fiind profilul care are parametrul P1 egal cu o valoare de 0,69 m, pentru care accelerația unghiulară, respectiv liniară, au valori minime. Forma profilului frontal obținut în cazul autovehiculelor din clasa Sport este prezentat în Figura 5.13.

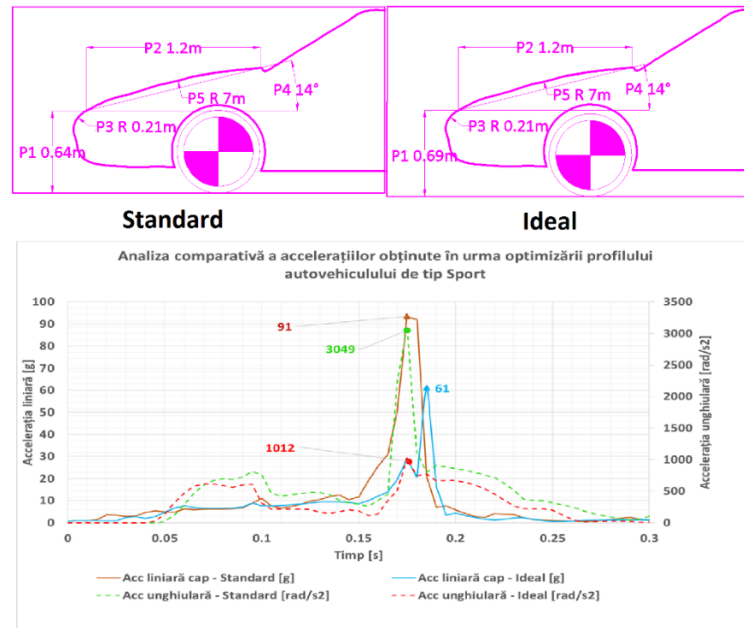


Fig. 5.13 Analiza comparativă a profilului standard, cu cel ideal, precum și valorile accelerațiilor obținute în cazul celor două profiluri.

Din diagrama prezentată în Figura 5.13, se poate observa faptul că s-a obținut o reducere a accelerației unghiulare la nivelul capului sistemului virtual multi-corp cu  $2.037 \text{ rad/s}^2$ , în timp ce reducerea accelerației liniare a fost cu circa 30 g.

### Optimizarea profilului autovehiculului din clasa Van

În urma analizei datelor prezentate în Tabelul 5.9 se poate observa faptul că parametrul care joacă un rol important în variația accelerațiilor la nivelul capului sistemului virtual multi-corp este lungimea capotei (P2). Prin intermediul valorilor acestui parametru, s-a configurat diagrama de variație a parametrilor cinematici la nivelul capului, în funcție de lungimea capotei (Figura 5.14).

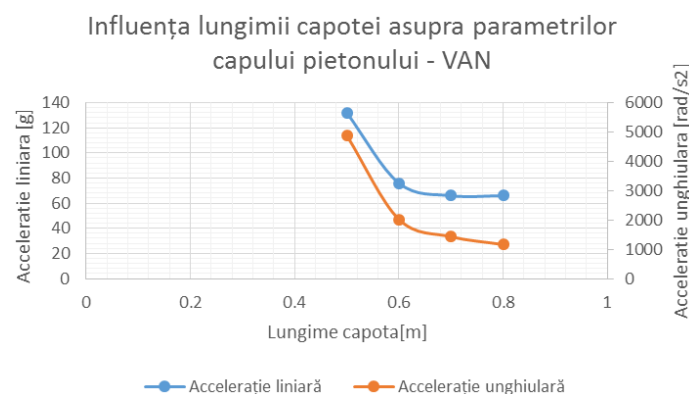


Fig. 5.14 Influența lungimii capotei (P2), asupra accelerațiilor capului.

Analizând diagrama prezentată în Figura 5.14, se poate observa faptul că prin creșterea lungimea capotei (P2), accelerațiile la nivelul capului prezintă o scădere semnificativă. Pe baza acestei diagrame din Figura 5.14, s-a putut proiecta profilul frontal considerat „ideal”, utilizând o lungime a capotei având valoarea de 0,8 m. Forma profilului frontal „ideal” obținut în cazul autovehiculelor din clasa Van, precum și variația accelerațiilor la nivelul capului sunt prezentate în Figura 5.15.



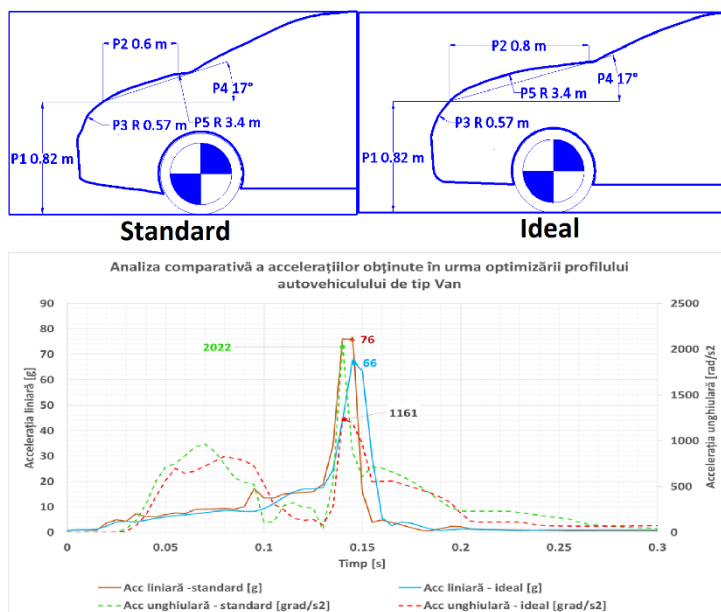


Fig. 5.15 Analiza comparativă a profilului standard, cu cel ideal, precum și valorile accelerațiilor obținute în cazul celor două profiluri.

Analizând diagrama din Figura 5.15, se poate observa faptul că prin creșterea lungimii capotei autovehiculului cu valoarea de 0,8 m, s-a ajuns la valori favorabile privind accelerațiile la nivelul capului pietonului: accelerația unghiulară a prezentat o reducere cu 861 rad/s<sup>2</sup>, iar accelerația liniară a fost redusă cu 10 g.

### Optimizarea profilului autovehiculului din clasa OneBox

Analizând datele prezente în Tabelul 5.10 se poate observa faptul că accelerațiile la nivelul capului sistemului virtual multi-corp este influențat de următorii parametri: înălțimea (P1), lungimea capotei (P2) și raza marginii anterioare a capotei (P3). Diagrama care prezintă variația accelerațiilor la nivelul capului, în funcție de mărimea parametrilor menționați anterior este prezentată în Figura 5.16.

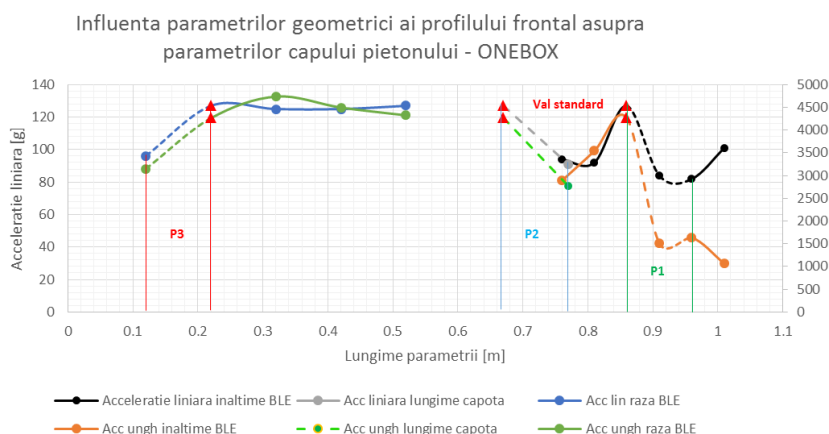


Fig. 5.16 Influența parametrilor geometrici ai capotei, asupra accelerațiilor capului.

Analizând diagrama prezentată în Figura 5.16, se poate constata faptul că prin reducerea parametrului P3, la o valoare mai mică decât cea standard, valoarea accelerațiilor capului prezintă o scădere. Concomitent, prin creșterea parametrului P2, accelerațiile au o tendință de descreștere, în timp ce o creștere a parametrului P1 cu o valoare de 0,05 m, conduce la obținerea celor mai mici valori ale accelerațiilor capului. O primă încercare a determinării profilului frontal „ideal” pentru această clasă de autovehicule, a fost prin combinarea tuturor parametrilor favorabili din diagrama prezentată în Figura 5.16, obținându-se rezultatele prezentate în Figura 5.17.

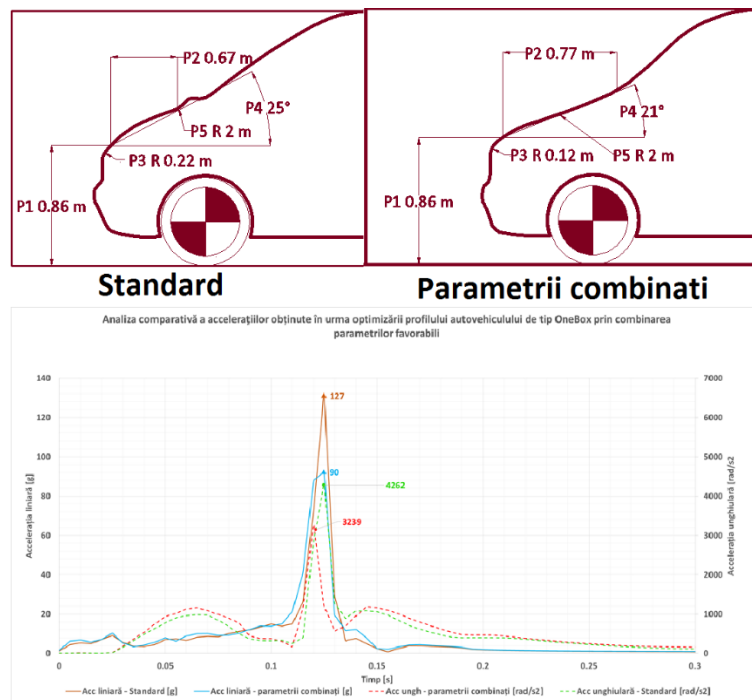


Fig. 5.17 Analiza comparativă a profilului standard, cu cel ideal, precum și valorile accelerațiilor obținute în cazul celor două profiluri.

Din diagrama prezentată în Figura 5.17, se poate observa faptul că s-a obținut o reducere a accelerației unghiulare cu  $923 \text{ rad/s}^2$ , în timp ce reducerea accelerației liniare la nivelul capului a fost cu 37 g.

Cu toate acestea, profilul proiectat în care parametrul P1 a fost crescut cu o valoare de 0,05 m, a prezentat valori mai reduse ale accelerațiilor capului, decât în cazul în care parametrii favorabili au fost combinați, conducând la concluzia ca profilul „ideal” pentru acest tip de autovehicul îl reprezintă profilul prezentat în Figura 5.18.

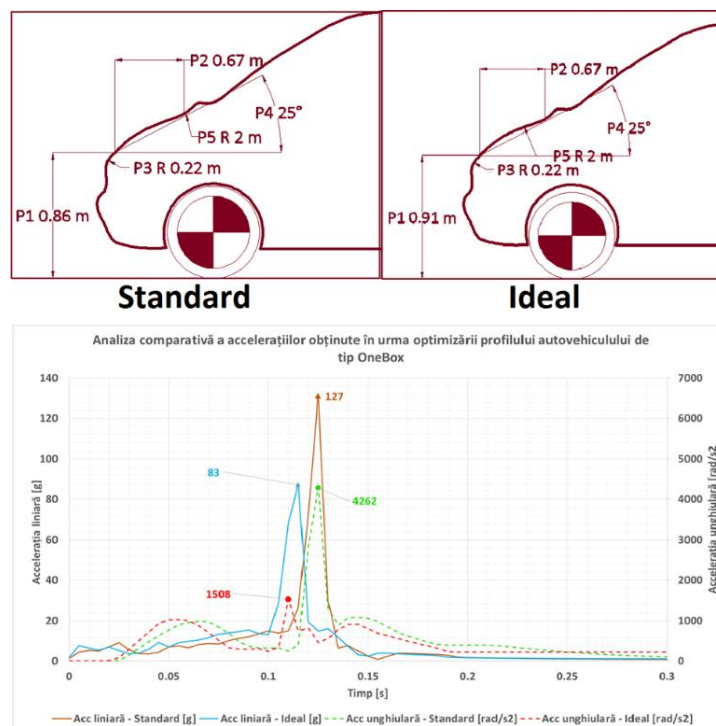


Fig. 5.18 Analiza comparativă a profilului standard, cu cel ideal, precum și valorile accelerațiilor obținute în cazul celor două profiluri.

Analizând diagrama prezentată în Figura 5.18, se poate observa faptul că reducerea accelerației liniare la nivelul capului a fost cu 44 g, în timp ce valoarea accelerației unghiulare a fost redusă cu  $2.754 \text{ rad/s}^2$ .

În concluzie, se poate afirma faptul că cel mai important parametru geometric al autovehiculului, care influențează accelerațiile apărute la nivelul capului pietonului îl reprezintă înălțimea capotei (parametrul P1).

### 5.2.8 Rezultate obținute

Prin compararea valorilor obținute în urma optimizării formei profilului standard al autovehiculelor din clasa Sedan, se poate observa faptul că accelerația unghiulară prezintă o reducere procentuală de 25%, iar accelerația liniară o reducere procentuală de 3%.

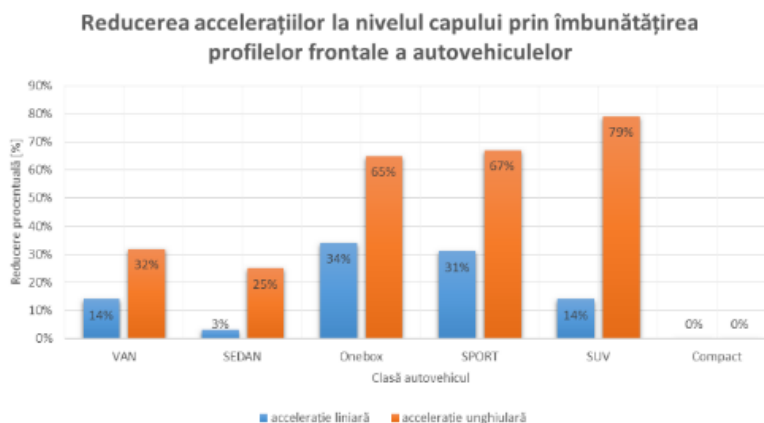
Pentru autovehiculele din clasa SUV, optimizarea formei profilului standard a condus la o reducere procentuală de 79% a accelerației unghiulare, respectiv la o reducere procentuală de 14% a accelerației liniare.

În cazul clasei de autovehicule Sport, prin modificarea înălțimii capotei (parametrul P1), s-au obținut reduceri semnificative ale accelerației: de 67% pentru accelerația unghiulară, respectiv de 31% pentru accelerația liniară.

Optimizarea formei profilului pentru autovehiculele din clasa Van, s-a bazat pe parametrul lungimea capotei (P2), iar prin creșterea acestuia la valoarea de 0,8 m, s-a obținut o reducere a accelerației unghiulare de 32%, în timp ce pentru accelerația liniară, reducerea a fost de 14%.

Pentru autovehiculele din clasa OneBox, s-a obținut o reducere de 65% pentru accelerația unghiulară, respectiv o reducere de 34% a accelerației liniare. Astfel, se poate concluziona că pentru autovehiculele din această clasă, cel mai important parametru care influențează accelerațiile capului reprezintă raza marginii anterioare a capotei (P3).

Toate datele prezentate anterior se regăsesc centralizate în graficul din Figura 5.19.



*Fig. 5.19 Reducerea procentuală a accelerațiilor la nivelul capului, în urma optimizării formei profilurilor frontale ale autovehiculelor.*

Analizând diagrama prezentată în Figura 5.19, se poate observa că cea mai bună optimizare, din punct de vedere a accelerațiilor unghiulare, s-a realizat la autovehiculele din clasa SUV, prezentând o reducere a acestui parametru de 79%, în timp ce pentru accelerația liniară, reducerea maximă s-a realizat la autovehiculele din clasa OneBox. Pentru autovehiculele din clasa Compact, nu a fost posibilă nicio optimizare, din cauza faptului că orice variație a parametrilor de interes, nu a oferit rezultate satisfăcătoare.

Pe baza accelerațiilor liniare obținute în urma simulărilor, s-a putut determina criteriul HIC15 (Head Injury Criteria, la interval de 15 ms) al autovehiculelor cu profil frontal "standard", respectiv cu profil

frontal "ideal". Astfel, cu ajutorul acestor valori s-a putut evalua gradul de vătămare al capului pietonului în funcție de scara de vătămare AIS (Abbreviated Injury Scale). Datele obținute sunt prezentate în graficul din Figura 5.20.

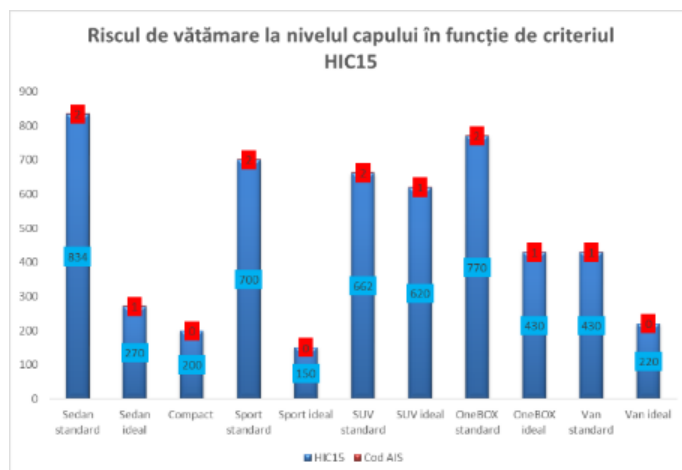


Fig. 5.20 Riscul de vătămare al capului în funcție de criteriul HIC15 (Head Injury Criteria, la interval de 15 ms).

În urma analizei datelor prezentate în graficul din Figura 5.20, se poate observa faptul că în urma optimizării profilurilor frontale ale fiecărei clase de autovehicule, s-au obținut diferite reduceri pe scara AIS.

Un studiu publicat de Omayya în anul 1984, indică valorile critice cu o probabilitate de 50% ale accelerațiilor unghiulare clasificate după scara AIS ca fiind cele prezentate în Tabelul 5.11 [10, 11]:

Tabelul 5.11 Valorile accelerațiilor unghiulare clasificate după scara AIS

Accelerație unghiulară [rad/s <sup>2</sup> ]	Codul AIS
1000-1700	AIS 1
1700-3000	AIS 2
3000-3900	AIS 3
3900-4500	AIS 4
>4500	AIS 5

Utilizând aceste valori de referință, s-a putut determina gradul de vătămare al capului, din cauza accelerațiilor unghiulare la care pietonul este solicitat în timpul coliziunii. Riscul de vătămare al capului în funcție de accelerațiile unghiulare determinate pentru profilurile frontale "standard", respectiv "ideale", în funcție de clasa de autovehicule, este prezentat în Figura 5.21.

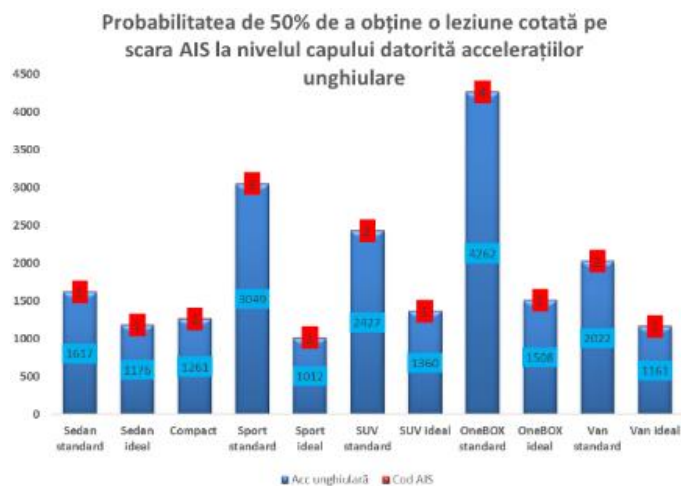


Fig. 5.21 Probabilitatea de 50% de a obține o leziune crotată pe scara AIS la nivelul capului, din cauza accelerațiilor unghiulare

Comparând graficele din Figurile 5.20 și 5.21, se poate observa că s-a obținut reducerea riscului de vătămare, pentru următoarele clase de vehicule:

- Sedan – o reducere totală pe scara AIS, de la codul 2 (vătămare medie), la codul 1 (vătămare minoră), prin reducerea criteriului HIC și prin reducerea accelerației liniare a capului. În ceea ce privește accelerația unghiulară, prognoza privind scara AIS, nu prezintă modificări. Cu toate acestea, accelerația unghiulară a fost redusă aproape de valoarea limită de  $1.000 \text{ rad/s}^2$ , reprezentând pragul dintre AIS 1 (vătămare minoră) și AIS 0 (fără vătămare). Analizând în ansamblu, se poate afirma că optimizând profilul frontal în cazul acestei clase de autovehicule, s-a ajuns la AIS general de 1 (vătămare minoră)
- Sport – o reducere totală pe scara AIS, de la codul 3 (vătămare gravă), la codul 1 (vătămare minoră), în ceea ce privește accelerația unghiulară a capului, în timp ce pentru accelerația liniară, reducerea a avut loc de la AIS 2 (vătămare medie), la AIS 0 (fără vătămare). Analizând în ansamblu, se poate afirma că prin optimizarea profilului frontal al acestei clase de vehicule, s-a obținut un AIS general de 1 (vătămare minoră)
- SUV – reducerea pentru această clasă de autovehicule a fost atât în ceea ce privește accelerațiile liniare, cât și cele unghiulare, de la AIS 2 (vătămare medie), la AIS 1 (vătămare minoră). Se va considera un AIS general de 1 (vătămare minoră)
- OneBox – pentru această clasă de autovehicule, reducerea majoră pe scara AIS a avut loc în cazul accelerațiilor unghiulare, obținând o reducere de la AIS 4 (vătămare severă), în cazul profilului frontal standard, la AIS 1 (vătămare minoră), după optimizarea profilului frontal standard. În cazul accelerațiilor liniare, s-a obținut o reducere a riscului de vătămare de la AIS 2 (vătămare medie), la AIS 1 (vătămare minoră). Astfel, se poate considera un risc de vătămare la nivelul capului pentru profilul optimizat, cotate pe scara AIS, cu codul 1 (vătămare minoră)
- Van – optimizarea a oferit rezultate satisfăcătoare în ceea ce privește accelerația liniară, conducând la o reducere pe scara AIS de la codul 1 (vătămare minoră), la codul 0 (fără vătămare), însă pentru accelerația unghiulară, reducerea a fost de la codul 2 (vătămare medie), la codul 1 (vătămare minoră). Astfel, cu toate că riscul de vătămare la nivelul capului în ceea ce privește accelerația liniară este aproape de codul 0 (fără vătămare), accelerația unghiulară poate produce răni minore, cotate pe scara AIS cu valoarea 1 (vătămare minoră). Prin urmare, în acest caz, se va putea considera un AIS general la nivelul capului cotate pe scara 1 (vătămare minoră).

### 5.2.9 Concluzii

Parametrii geometrici ai profilului frontal al autovehiculului, influențează cinematica pietonului în timpul coliziunii. În cadrul acestei cercetări a fost prezentată o nouă metodologie de testare, în ceea ce privește siguranța pietonilor, prin aplicarea de suprafețe de tip mesh, pe autovehiculele proiectate, pentru a determina parametrii geometrici ai profilului frontal al autovehiculului, care influențează riscul de accidentare la cap a pietonului. Prin modificarea diferiților parametri geometrici ai formei profilului frontal utilizat pe aceste suprafețe, s-au obținut reduceri ale accelerației capului, fără a lua în considerare rigiditatea elementelor caroseriei. Prin utilizarea parametrilor geometrici determinați, precum și a materialelor mai "moi" în construcția elementelor de caroserie, accelerațiile capului pot fi în continuare reduse.

În ceea ce privește influența parametrilor geometrici ai formei profilului frontal al autovehiculului asupra siguranței pietonului, putem susține că acești parametri depind de clasa autovehiculului. În condițiile date, lungimea capotei este cel mai important parametru pentru autovehiculele din clasa SUV și din clasa Van. Cu cât acest parametru are o valoare mai mare, accelerațiile capului sunt mai reduse. Un alt parametru care influențează accelerațiile capului sunt înălțimea capotei, pentru autovehiculele din clasa Sport și din clasa OneBox. Prin mărirea valorii acestui parametru la 0,69 m, pentru autovehiculele din clasa Sport, respectiv la 0,91 m pentru autovehiculele din clasa OneBox, s-au obținut reduceri semnificative, în ceea ce privește accelerațiile capului. Pentru autovehiculele

din clasa Sedan, cel mai important parametru este raza capotei, care prin mărirea valorii ei, până a putea obține aproape o capotă plată, conduce la o reducere de 25% a accelerației unghiulare, în timp ce pentru accelerația liniară, reducerea a fost mai mică (3 %).

Evaluarea leziunii craniene a fost realizată folosind criteriile biomecanice și prin optimizarea formei profilului frontal al autovehiculului, obținându-se o reducere generală a vătămarilor până la codul AIS 1 (vătămare minoră), conducând la o mică probabilitate de deces.

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate într-un articol științific publicat într-o revistă cotate ISI (Web of Science):

1. Țolea Bogdan, Radu Alexandru Ionuț, **Beleş Horia**, Antonya Csaba. *Influence of the geometric parameters of the vehicle frontal profile on the pedestrian's head accelerations in case of accidents*. International Journal of Automotive Technology, Volume: 19, Issue: 1, Pages: 85-98, DOI: 10.1007/s12239-018-0009-0, Published: FEB 2018. Publisher: Korean Soc Automotive Engineers-KSAE, South Korea, ISSN: 1229-9138, eISSN: 1976-3832. Journal Impact Factor (2022): 1.6. Q4 – zona albă. Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000412188100009>.

De asemenea, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate în 2 articole științifice prezentate în cadrul unor conferințe internaționale, fiind publicate în proceedings indexate în Web of Science:

1. Țolea Bogdan Adrian, Radu Alexandru Ionuț, **Beleş Horia**, Dragomir George, Moca Sorin. *Study of a car-to-pedestrian collision in case of vehicle's post-impact braking*. SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering: Science and Management of Automotive and Transportation Engineering SMAT 2019: The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering, pages 375-382. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0\\_44](https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_44). Print ISBN: 978-3-030-32563-3. Online ISBN: 978-3-030-32564-0. Publisher: Springer, Cham. Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000528526600044>.
2. Țolea Bogdan, Radu Alexandru Ionuț, **Beleş Horia**. *The overlap influence in case of a car-to-pedestrian accident*. International Congress of Automotive and Transport Engineering AMMA2018: Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), pages 820-827. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0\\_44](https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_44). Print ISBN: 978-3-030-32563-3. Online ISBN: 978-3-030-32564-0. Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000578264900096>.

## 5.3 CERCETĂRI PRIVIND EVALUAREA RISCULUI DE ACCIDENTARE A CAPULUI PIETONULUI, LA IMPACTUL CU CAPOTA, RESPECTIV PARBRIZUL AUTOVEHICULULUI

### 5.3.1 Introducere

Pietonii reprezintă partea cea mai semnificativă din totalul utilizatorilor drumurilor. În același timp, sunt considerați „utilizatori vulnerabili ai drumurilor”.

România reprezintă țara cu cea mai mare rată a pietonilor decedați la un milion de locuitori din UE, cu o rată cu 33% mai mare decât media UE [1].

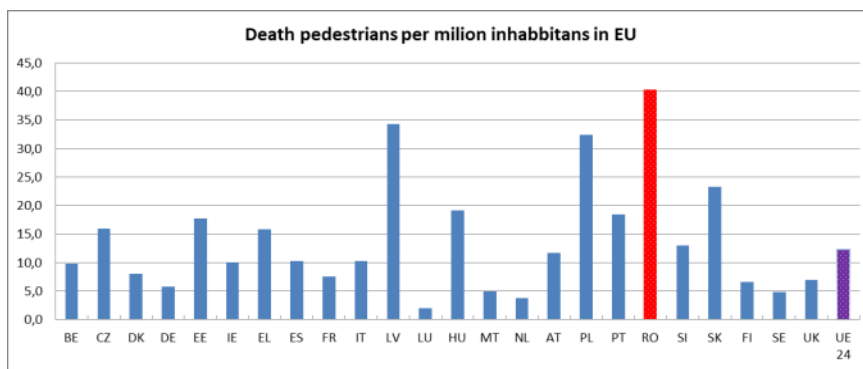


Fig. 5.22 Decese pietoni la milion de locuitori pentru țările UE [1]

Otte a raportat că cea mai frecventă parte rănită este capul pietonului [2]. Contactul între capul pietonului și capota, respectiv parbrizul autovehiculului are loc în fazele finale ale impactului primar [3].

Cele mai recente dispozitive de siguranță pasivă pentru pietoni sunt capota pop-up, respectiv airbag-ul pentru capul pietonului.

Capotele pop-up sunt clasificate în funcție de timpul lor de activare, după cum urmează [4]:

- Capota pasivă – bara de protecție intră în contact cu membrele inferioare ale pietonului;
- Capota activă – de obicei este activată înainte ca primul contact să aibă loc.

În anul 2012, Volvo a introdus primul airbag pentru pietoni, format din următoarele elemente: unitatea de control a airbag-ului, capacul de ridicare a capotei, mecanismul de deblocare a trapei capotei, balamalele capotei și senzorii [5].

EEVC (European Experimental Vehicles Committee) a stabilit mai multe tipuri de teste experimentale, pentru a evalua siguranța pietonilor. Unul dintre testele experimentale constă în utilizarea unui element de lovire, care are o configurație similară cu cea a capului pietonului, care este accelerat pentru a lovi capota vehiculului, respectiv parbrizul, în anumite zone. Acest tip de test evaluează riscul de accidentare a capului pietonului, la impactul cu vehiculul [6], [7].

### 5.3.2 Metodologia de lucru

Pentru a evalua riscul de accidentare a capului pietonului, în funcție zona de impact a capotei, respectiv parbrizul autovehiculului, au fost efectuate trei teste experimentale pentru impactul cu capota, respectiv trei teste experimentale pentru impactul cu parbrizul.

În cazul impactului cu capota, la primul test, zona de interes a fost partea din spate a capotei (în apropierea ramei parbrizului). În cazul celui de-al doilea test, impactul a avut loc în centrul capotei, în timp ce la al treilea test, impactul a avut loc în zona capătului superior lateral al capotei.

La impactul cu parbrizul, în primul test efectuat, zona de interes a fost o zonă din treimea inferioară a parbrizului. Pentru al doilea test, s-a dorit determinarea riscului de accidentare în zona din partea superioară al parbrizului, în timp ce pentru ultimul test, s-a dorit determinarea riscului de accidentare a capului, la impactul o zonă din treimea superioară a parbrizului.

Capota și parbrizul au fost montate pe standul de teste experimentale, fiind poziționate în plan vertical. În partea superioară a standului de teste experimentale, a fost montat un pendul, care a avut prevăzut în capăt ansamblul cap-gât. Standul proiectat pentru teste experimentale, poate fi utilizat în diferite scenarii: impact între capul pietonului și capotă; impact între capul pietonului și o capotă pop-up; impact între capul pietonului și parbriz.

În Figura 5.23 este prezentat standul proiectat pentru teste experimentale, împreună cu pendulul, care a are prevăzut în capăt ansamblul cap-gât.

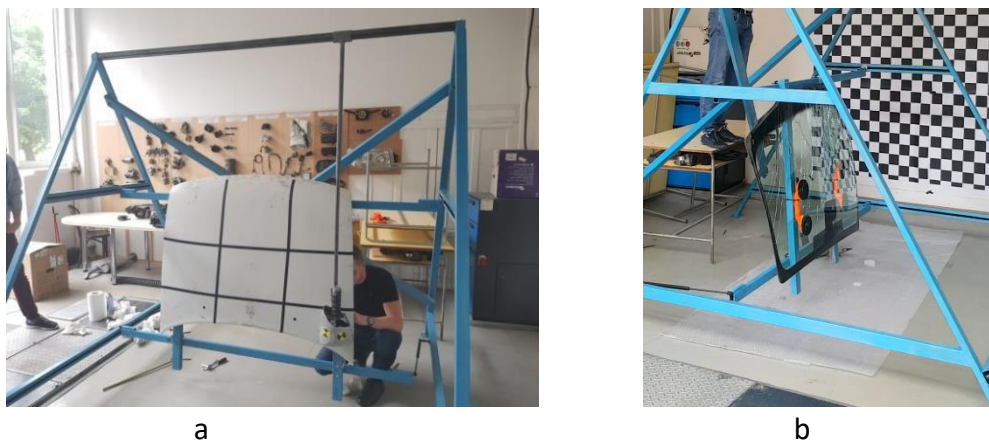


Fig. 5.23 Standul proiectat pentru teste experimentale: a) impactul cu capota; b) impactul cu parbrizul.

În toate cele trei scenarii de testare, viteza capului pietonului a fost de aproximativ 40 km/h, similară cu viteza folosită de Euro NCAP în timpul procedurilor de testare a componentelor.

Pentru a determina accelerația și viteza capului pietonului, au fost utilizate înregistrări de mare viteză, cu ajutorul programelor disponibile pe smartphone-uri. Camera disponibilă pe smartphone, a putut să înregistreze 480 de cadre pe secundă, având posibilitatea de înregistrare full HD. Videoclipurile înregistrate au fost procesate cu ajutorul software-ului Tracker, determinându-se valorile de interes (viteza și accelerația capului pietonului).

Cinematica capului pietonului, în cazul primului scenariu de teste experimentale este prezentată în Figura 5.24.

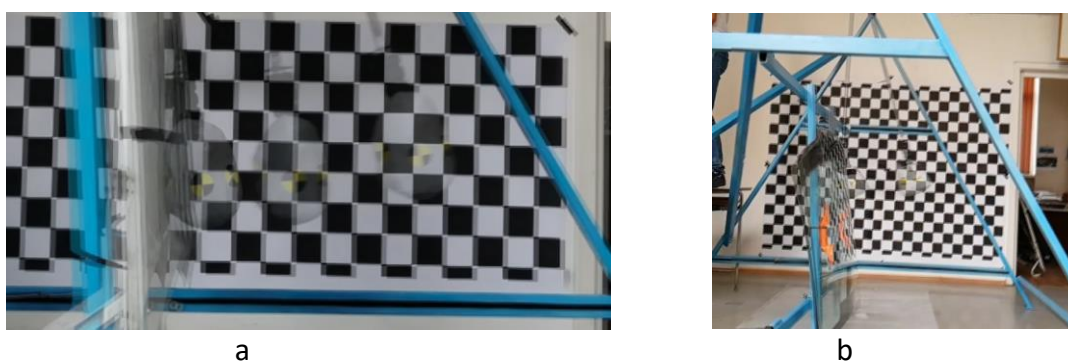


Fig. 5.24 Cinematica capului pietonului în primul scenariu de teste experimentale: a) impactul cu capota; b) impactul cu parbrizul.

În cel de-al doilea scenariu de teste experimentale, capul a lovit centrul capotei, respectiv partea superioară a parbrizului, iar cinematica acestora este prezentată în Figura 5.25.

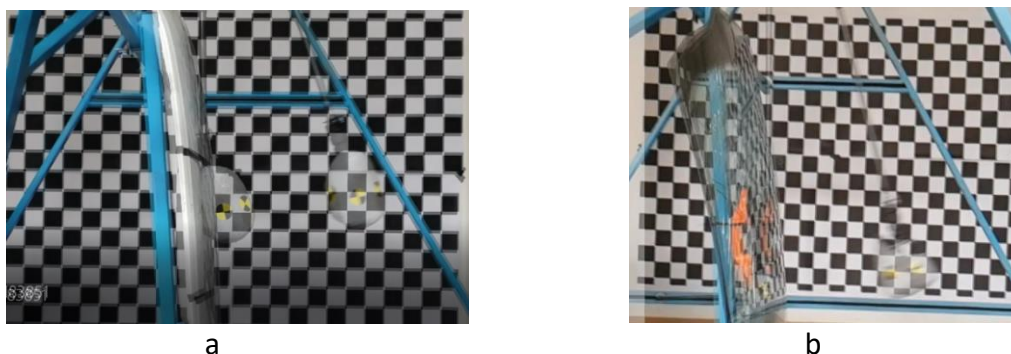


Fig. 5.25 Cinematica capului pietonului în al doilea scenariu de teste experimentale: a) impactul cu capota; b) impactul cu parbrizul.



În al treilea scenariu de teste experimentale, capul a lovit marginea laterală stângă a capotei, respectiv zona din treimea superioară a parbrizului, iar cinematica acestuia este prezentată în Figura 5.26.

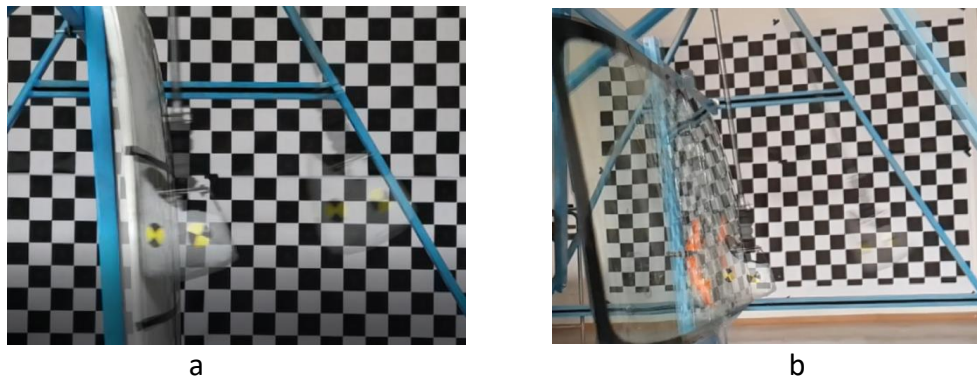


Fig. 5.26 Cinematica capului pietonului în al treilea scenariu de teste experimentale: a) impactul cu capota; b) impactul cu parbrizul.

### 5.3.3 Rezultate obținute

Diagramele accelerației capului pietonului, rezultate în urma testelor efectuate pe standul pentru teste experimentale, în cazul impactului cu capota, sunt prezentate în Figura 5.27.

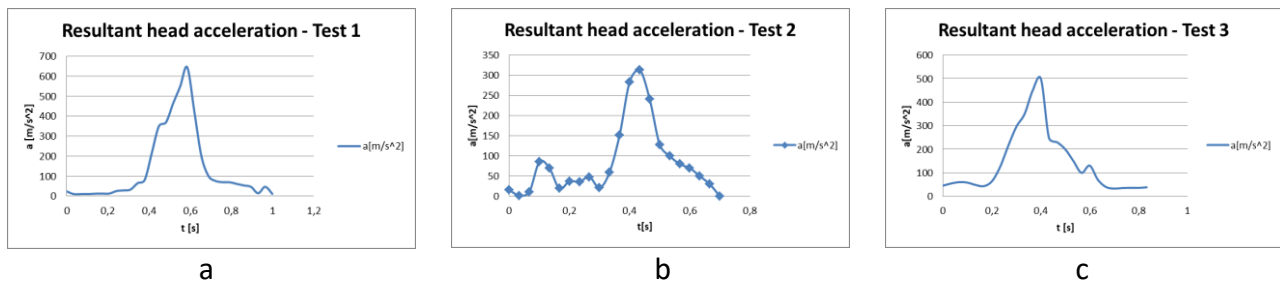


Fig. 5.27 Accelerația capului pietonului, rezultată în urma testelor efectuate pe standul pentru teste experimentale, în cazul impactului cu capota: a) primul test; b) al doilea test; c) al treilea test.

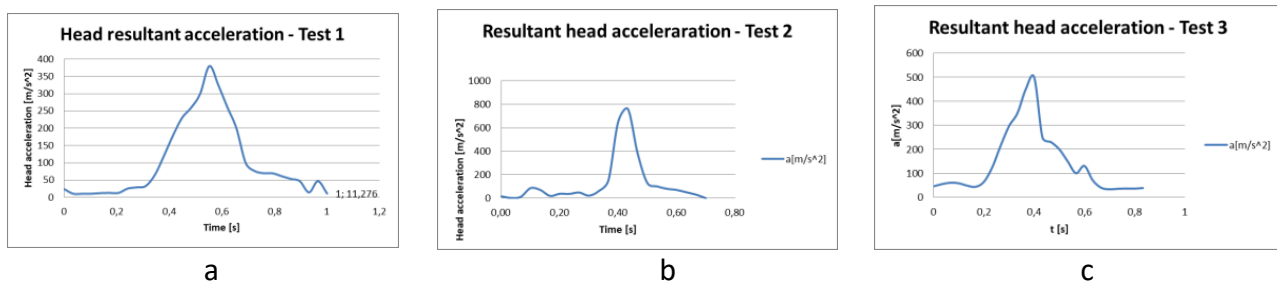


Fig. 5.28 Accelerația capului pietonului, rezultată în urma testelor efectuate pe standul pentru teste experimentale, în cazul impactului cu parbrizul: a) primul test; b) al doilea test; c) al treilea test.

Pentru a cuantifica leziunile care pot apărea la nivelul creierului, au fost propuse diverse metode de măsurare, atât a parametrilor cinematici, cât și dinamici. Una dintre cele mai populare metode de a determina toleranța la impactul capului este HIC (Head Injury Criteria). Valoarea HIC este determinată prin integrarea accelerației rezultate, în funcție de intervalul de timp setat. Astfel, formula de calcul HIC este [8], [9], [10], [11], [12], [13]:

$$HIC = \left\{ \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}_{MAX} \quad (5.1)$$

unde:  $a$  reprezintă accelerația capului, măsurată în  $m/s^2$ , în timp ce  $t_1$  și  $t_2$ , reprezintă intervalul de timp în care se calculează valoarea HIC și se măsoară în secunde. De obicei, zona de interes a calculului HIC este acolo unde sunt accelerațiile de vârf.

Prin utilizarea software-ului Mathcad, s-au putut calcula valorile HIC pentru fiecare test efectuat pe standul pentru teste experimentale:

$$HIC_{test1} = \left\{ \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}_{MAX} = 500 \quad \text{Impact cu capota} \quad 200 \quad (5.2)$$

$$HIC_{test2} = \left\{ \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}_{MAX} = 127 \quad \text{Impact cu parbrizul} \quad 620 \quad (5.3)$$

$$HIC_{test3} = \left\{ \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}_{MAX} = 281 \quad \text{Impact cu parbrizul} \quad 480 \quad (5.4)$$

Pentru a rezuma valorile obținute, a fost configurată o diagramă, împreună cu zonele impactului cu capul pietonului, care este prezentată în Figura 5.28.

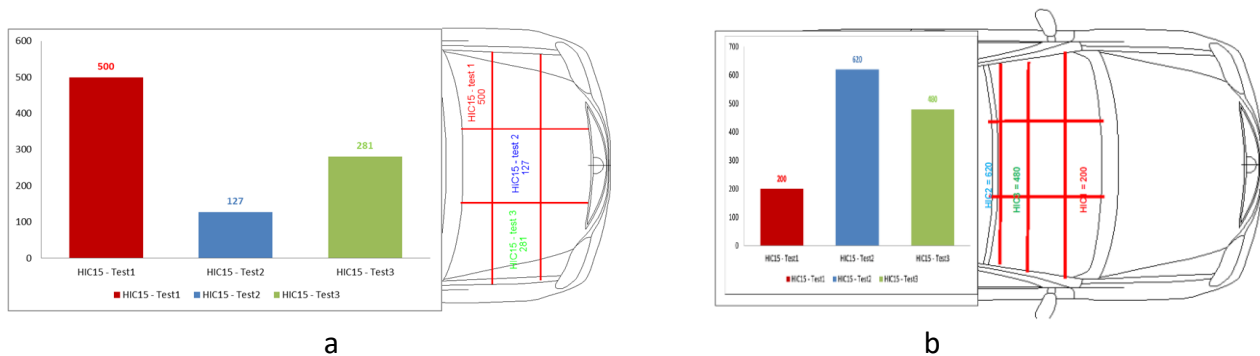


Fig. 5.29 Valorile HIC obținute, în funcție de zonele impactului cu capul pietonului: a) impactul cu capota; b) impactul cu parbrizul.

### 5.3.4 Concluzii

Raportat la valorile obținute, cea mai mare șansă ca un pieton să sufere o accidentare gravă a capului este în partea superioară a capotei (partea care face legătura cu partea inferioară a parbrizului), unde s-a obținut o valoare HIC de 500. În al doilea scenariu, în care impactul a fost în centrul capotei, valoarea HIC a scăzut cu aproximativ 75%, în timp ce pentru al treilea scenariu de test, scăderea în comparație cu primul test de impact a fost de 56%.

Pe baza valorilor obținute, se poate concluziona că cea mai mare șansă ca un pieton să fie accidentat grav este în cazul unui impact cu cadrul parbrizului (zona superioară), în timp ce cea mai mică șansă să fie accidentat este în cazul unui impact cu partea centrală inferioară a parbrizului. Cea mai mare valoare HIC calculată a fost 620 pentru al doilea scenariu de testare, în timp ce cea mai mică valoare HIC a fost obținută în primul test. Valoarea HIC pentru primul test a fost cu 68,8% mai mică decât în cazul celui de-al doilea test, în timp ce pentru al treilea test, a fost cu 23,4% mai mică decât pentru al doilea test.

În concluzie, zona critică a capotei autovehiculului este partea superioară, unde se face legătura cu parbrizul, în timp ce partea cea mai sigură este în centrul capotei. Pentru a studia influența sistemelor de siguranță pasivă a pietonilor (capotă pop-up, airbag-uri pentru pietoni), se vor efectua teste ulterioare pe bancul de testare proiectat.

Totodată, se poate concluziona faptul că, cadrul parbrizului autovehiculului este mai critic în cazul unui impact cu capul pietonului, în timp ce centrul parbrizului este o zonă „prietenoasă”.

Suplimentar, se poate menționa că producătorii de autovehicule au redus riscul de accidentare a capului în zona inferioară a parbrizului, respectiv la nivelul stâlpilor A, prin intermediul airbag-ului pietonal, dar riscul de accidentare a capului este încă mare, în partea superioară zona cadrului parbrizului.

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate în 2 articole științifice, prezentate în cadrul unor manifestări științifice internaționale, fiind publicate în volumele acestor manifestări științifice, care au fost indexate în BDI:

1. Țolea Bogdan Adrian, **Beleş Horia**, Radu Alexandru Ionuț, Scurt Florin, Dragomir George. *The assessment of pedestrian's head injury risk at the impact with the vehicle's windshield*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1256, The Annual Session Of Scientific Papers (IMT Oradea 2022) 7th-8th July 2022, Oradea, Romania. Published under licence by IOP Publishing Ltd. DOI: 10.1088/1757-899X/1256/1/012042. Crossref: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1256/1/012042/pdf>.
2. **Beleş Horia**, Țolea Bogdan Adrian, Crișan George Florin, Dogar Claudiu Alexandru, Ciota-chiev Vlad Vasile. *The assessment of pedestrian's head injury risk at the contact with the vehicle's hood*. Annual Session of Scientific Papers "IMT ORADEA 2019" 30–31 May 2019, Oradea, Felix SPA, Romania. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 568 (2019) 012095, Pages: 396-400, IOP Publishing, DOI:10.1088/1757-899X/568/1/012095. Scopus: [https://www.scopus-com.am.e-information.ro/record/display.uri?eid=2-s2.0-85073454280&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=Beles+H\\*&sid=a61d21aa86a0e3fce277f6cec44ef9d0&sot=b&sdt=b&sl=21&s=AUTHOR-NAME%28Beles+H\\*%29&relpos=1&citeCnt=2&searchTerm=](https://www.scopus-com.am.e-information.ro/record/display.uri?eid=2-s2.0-85073454280&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=Beles+H*&sid=a61d21aa86a0e3fce277f6cec44ef9d0&sot=b&sdt=b&sl=21&s=AUTHOR-NAME%28Beles+H*%29&relpos=1&citeCnt=2&searchTerm=).

## **6 CERCETĂRI PRIVIND REDUCEREA CONSUMULUI DE CARBURANT ȘI A EMISIILOR POLUANTE LA MOTOARELE PENTRU AUTOVEHICULE**

În cadrul acestui capitol, se abordează teme de cercetare din domeniul motoarelor pentru autovehicule, care vizează reducerea consumului de carburant și a emisiilor poluante. Pentru început, se prezintă cercetările privind dezvoltarea camerei de ardere a motorului cu ardere internă, cu pistoane opuse. În continuare, se prezintă cercetările privind adaptarea constructivă a unui motor cu ardere internă, cu pistoane opuse și cilindri opuși, în vederea funcționării acestuia cu hidrogen, într-un ciclu termodinamic în doi timpi. Apoi, se prezintă cercetările privind dezvoltarea unui sistem de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor de autovehicule. În final, se prezintă cercetările privind motoarele cu funcționare într-un singur regim (mono-regim).

### **6.1 CERCETĂRI PRIVIND DEZVOLTAREA CAMEREI DE ARDERE A MOTORULUI CU ARDERE INTERNĂ, CU PISTOANE OPUSE ȘI CILINDRI OPUȘI**

Reducerea consumului de carburant și a emisiilor poluante la motoarele pentru autovehicule, reprezintă principalele provocări pentru constructorii de autovehicule. Motoarele cu ardere internă, utilizate și în cadrul în sistemelor de propulsie hibridă, au ponderea cea mai mare în rândul surselor de propulsie utilizate pentru autovehicule. Prin urmare, performanțele motoarelor cu ardere internă trebuie îmbunătățite în continuare.

#### **6.1.1 Considerații teoretice**

Motorul cu pistoane opuse și cilindri opuși (OPOC), care face obiectul cercetării (codificat EM100D), este o combinație a motorului cu pistoane opuse Jumo 205 (proiectat și realizat de Hugo Junkers), cu motorul Boxer. Acest motor OPOC a fost ales pentru cercetare, deoarece înglobează avantajele celor două tipuri de motoare, și anume: putere specifică mare, compactitate, greutate specifică scăzută și capacitatea de a atinge viteze mari de rotație. În plus, cursa pistonului este împărțită în două, iar ca rezultat, la aceeași viteză de rotație a motorului, viteza medie a pistonului este redusă semnificativ, ceea ce conduce la o reducere a frecărilor interne. Un alt avantaj este reducerea numărului de cilindri și mărirea deplasării pistonului în cilindru. Dezavantajele motorului Jumo 205 (sincronizarea celor doi arbori cotiți, cu ajutorul a două roți dințate suprasolicitate din punct de vedere mecanic și o construcție rigidă a blocului motor) și cele ale motorului Boxer (solicitări mari asupra blocului cilindrilor și a arborelui cotit) au fost eliminate la motorul OPOC, în contextul în care acesta are un singur arbore cotit, iar blocul cilindrilor nu este suprasolicitat. Dezavantajele motorului OPOC sunt cele ale unui motor în doi timpi, și anume: dificultatea de a controla procesul de schimb de gaze, precum și emisiile poluante. Unul dintre factorii cheie, care conduc la o reducere a consumului specific de combustibil, precum și a emisiilor poluante a unui motor OPOC, este modul în care are loc arderea. Astfel, cercetarea a fost concentrată pe optimizarea geometriei camerei de ardere. Forma camerei de ardere, prevăzută în capul pistonului, are o influență mare asupra procesului de ardere, motiv pentru care a fost extrem de important să se studieze geometria camerei de ardere [21, 22]. Astfel, au fost studiate trei variante ale formei camerei de ardere, pentru a se putea ajunge la o reducere a consumului specific de combustibil și a emisiilor poluante (oxizi de azot și fum). În consecință, a fost necesar inițial să se proiecteze o cameră de ardere. După proiectarea și fabricarea acestei camere de ardere, au fost efectuate teste pentru a determina performanțele energetice și ecologice ale motorului. Rezultatele nu au fost pe deplin satisfăcătoare, motiv pentru care au fost efectuate cercetări suplimentare, pentru a îmbunătăți performanțele motorului, prin modificarea formei camerei de ardere. Acest lucru a necesitat dezvoltarea unei camere de ardere transparente (capabilă să asigure și mișcarea de vârtej a aerului), pentru a determina principalii parametri ai injecției de combustibil, și ai formării, respectiv evoluției pulverizării combustibilului.

### 6.1.2 Materiale și metode utilizate

Cercetarea a fost realizată pe un motor diesel în doi timpi, cu pistoane opuse și cilindri opuși (OPOC), având camere de ardere experimentale transparente. Motorul a fost construit de firma EcoMotors International, pe baza unui brevet al profesorului Peter Hofbauer [23]. După cum se prezintă în Figura 6.1.a, motorul OPOC are doi cilindri opuși (ca și un motor Boxer), iar în fiecare dintre cei doi cilindri, există câte două pistoane opuse (ca și în motorul Jumo), unul dintre pistoane controlează ferestrele de admisie (pistonul de admisie), iar celălalt piston controlează ferestrele de evacuare (piston de evacuare). În Figura 6.1.b, se prezintă motorul OPOC montat pe standul de testare.

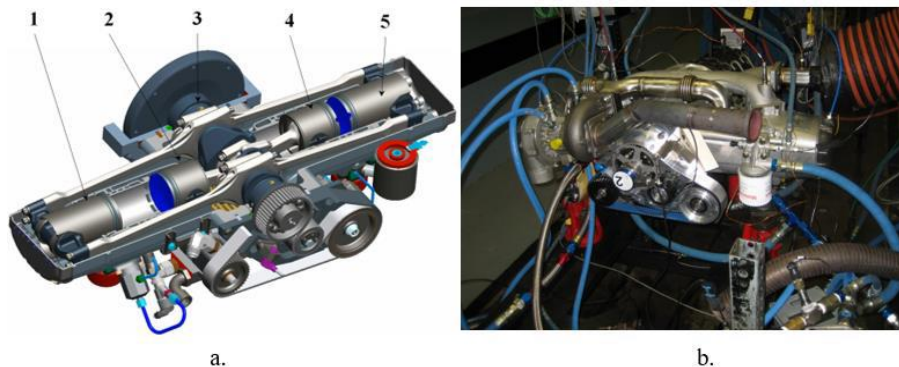


Fig. 6.1 (a) Schema motorului cu pistoane opuse (OPOC): 1-Piston exterior (de evacuare); 2-Piston interior (de admisie); 3-Arbore cotit; 4-Piston interior (de admisie); 5-Piston exterior (de evacuare); (b) Motorul OPOC montat pe standul de testare.

Camera de ardere este constituită între cele două pistoane opuse ale fiecărui cilindru, fiind unul dintre elementele fundamentale care concură la formarea și arderea amestecului aer-combustibil. Într-un motor diesel în doi timpi, cu injecție directă, dezvoltarea geometriei camerei de ardere trebuie corelată atât cu procesul de admisie a aerului în cilindri, cât și cu caracteristicile procesului de pulverizare a combustibilului (legea de injecție, avansul la injecție, caracteristicile jetului de combustibil). Pentru a stabili forma optimă a camerei de ardere a motorului OPOC, a fost necesară o analiză iterativă asupra diverselor geometrii posibile, criteriul final de apreciere a calităților unei camere de ardere, fiind cel legat de performanțele ecologice ( $\text{NO}_x$ , fum) și energetice (consum specific de combustibil, puterea și cuplul dezvoltate).

Motorul OPOC a fost instalat și testat pe un stand de testare, echipat cu o frână electrică cu o putere de frânare de 300 kW și o turație limită de 8.000 rot/min. Cuplul motor a fost măsurat cu ajutorul unui traductor de cuplu fără contact, cu o capacitate de 1.000 Nm. În Figura 6.2 se prezintă schema standului de testare și a traductorului de cuplu.

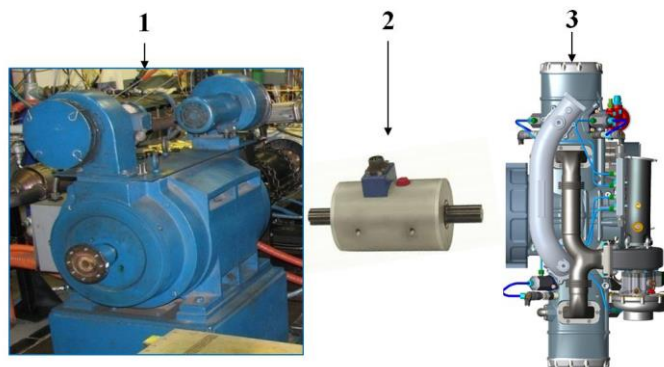


Fig. 6.2 Schema standului de testare și a traductorului de cuplu: 1-Frână electrică; 2-Traductor de cuplu; 3-motor OPOC.

Pentru a putea răspunde tuturor cerințelor de testare a motorului OPOC, standul de testare a fost complet echipat cu un sistem de filtrare și condiționare a aerului de admisie (intercooler răcit cu

lichid), un sistem de condiționare a presiunii de evacuare, pentru a se putea simula contrapresiunea din sistemul de evacuare a gazelor, un sistem pentru condiționarea temperaturii lichidului de răcire și a uleiului din motor și un sistem de alimentare cu motorină a pompei de înaltă presiune. Având în vedere faptul că motorul OPOC a fost proiectat cu baie de ulei uscată, standul de testare a fost prevăzut cu un rezervor de ulei, echipat cu un sistem de recirculare și filtrare a gazelor de carter.

Măsurarea debitului de aer care trece prin motor, s-a făcut cu ajutorul unui debitmetru. Debitul de combustibil s-a măsurat tot cu ajutorul unui debitmetru.

Debitul de ulei și debitul de lichid de răcire s-au măsurat cu ajutorul unor debitmetre. Debitmetrul de ulei este un sistem total integrat de control, achiziție și procesare de date, cu afișare electronică, fiind dotat cu un sistem de compensare a densității specifice pentru diferite tipuri de uleiuri.

Măsurarea turației motorului a fost realizată cu ajutorul unui traductor de turație montat în partea din față a motorului, în prelungirea arborelui cotit, în timp ce turația turbocompresorului s-a măsurat cu ajutorul unui traductor de turație, combinat cu un dispozitiv electronic de control.

Managementul electronic al motorului a fost asigurat de către o unitate electronică de comandă (ECU) modificată, pentru a permite utilizarea a două injectoare pentru fiecare cilindru, care să fie capabile de a injecta concomitent, având aceeași lege de injecție, la fiecare rotație completă a arborelui cotit, pentru fiecare cilindru.

Schema sistemului de achiziție și prelucrare a datelor, utilizat în timpul încercărilor motorului OPOC pe standul de testare este prezentată în Figura 6.3.

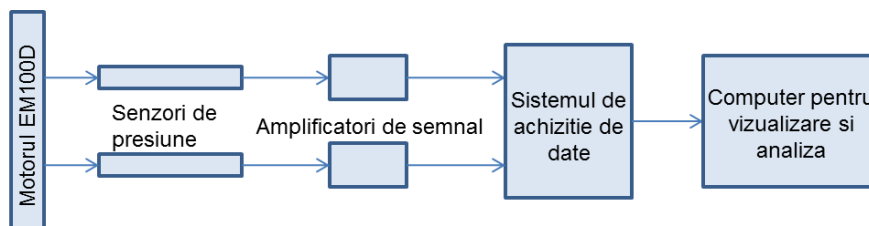


Fig. 6.3 Schema sistemului de achiziție și prelucrare a datelor.

Senzorii de presiune utilizați se împart în două categorii: senzori de măsurare a presiunii statice și senzori de măsurare a presiunii dinamice (instantanee). Pentru achiziția datelor cu privire la valorile presiunii din cilindri, din colectoarele de admisie și de evacuare, volumelor din jurul ferestrelor de admisie și de evacuare, s-au utilizat senzori de presiune dinamică. Pentru achiziția presiunilor din amonte și avalul turbocompresorului, respectiv carterul motorului, precum și din zonele de intrare și ieșire ale colectoarelor de admisie și de evacuare s-au folosit senzori pentru presiune statică. Semnalul de la senzorii de presiune a fost preluat de către amplificatorii de semnal.

Echipamentul cu ajutorul căruia s-au achiziționat o parte din datele experimentale a fost de tipul AVL Indimodul. Parametrizarea, afișarea și evaluarea datelor experimentale a fost efectuată prin intermediul software-ului AVL IndiCom.

Datele de testare achiziționate de placa de achiziție, au fost transmise sistemului de calculatoare, pentru vizualizare și controlul procesului de testare a motorului.

Determinarea calităților ecologice ale motorului, s-a făcut prin intermediul aparaturii specializate, cu ajutorul căreia s-a analizat compoziția chimică a gazelor de evacuare ale motorului OPOC. Schema sistemului de analiză a gazelor de evacuare este prezentată în Figura 6.4.

Analiza emisiilor de fum s-a realizat cu ajutorul unui fummetru. Rezultatul a fost analizat de către un microprocesor, iar valoarea determinată constituie Numărul Filtrat de Fum (FSN).

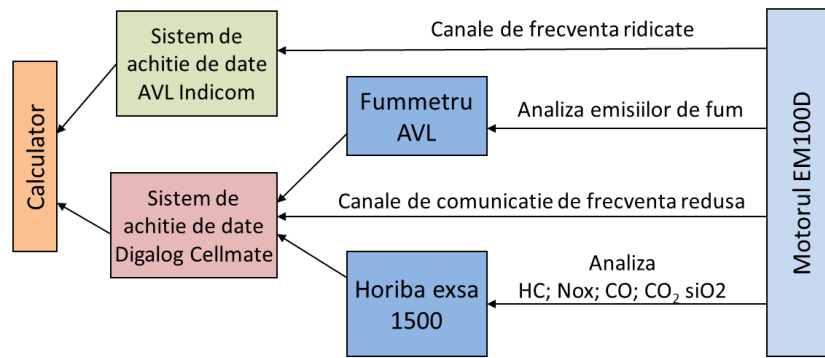


Fig. 6.4 Schema sistemului de analiză a gazelor de evacuare.

Analiza celorlalte emisii poluante (HC, NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>), s-a realizat cu ajutorul unui analizor de gaze.

În cadrul cercetării au fost investigate trei forme ale camerei de ardere, în următoarea ordine:

1. Camera 1, de formă ovoidală (lenticulară)
2. Camera 2, de formă „fluture”
3. Camera 3, de formă toroidală

În prima fază, motorul a fost asamblat, pentru a se efectua testări cu camera de ardere 1, în punctele de testare conforme cu ciclul de testare US-13 Mode. Punctele din ciclul de testare adaptate motorului OPOC, considerând curbele de putere, cuplul motor și turația motorului, sunt prezentate în Figura 6.5.

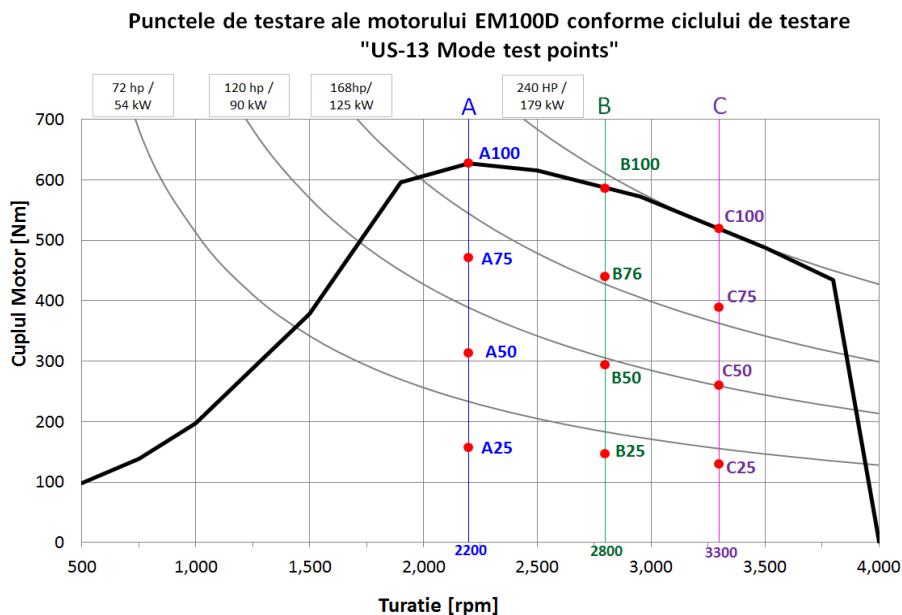


Fig. 6.5 Punctele de testare ale motorului OPOC, conforme cu ciclul de testare US-13 Mode.

Strategia de testare a motorului, cu toate cele trei camere de ardere menționate anterior, constă în calibrarea motorului pentru toate punctele de încercare, conforme cu ciclul de testare US-13 Mode, în condiții de funcționare stabilă, pentru obținerea celui mai mic consum specific de combustibil. Obținerea valorii minime posibile a consumului specific de combustibil, pentru un punct anume, se realizează prin modificarea parametrilor injecției: presiunea de injecție, avansul la injecție, strategia de injecție (injecție pilot, post injecție, preinjecție) și procentajul de asistare electrică a turbocompresorului. În momentul în care s-a atins valoarea minimă a consumului specific de combustibil, s-au modificat din nou parametrii injecției, în așa fel încât să se micșoreze emisiile de fum și a celor de oxizi de azot, în ordinea respectivă, fără a fi afectat consumul specific de combustibil.

După calibrarea tuturor punctelor din Figura 6.5, cu camera de ardere 1, s-au înregistrat rezultatele și s-a trecut la dezasamblarea motorului și implementarea celei de-a doua, respectiv a treia configurații a camerei de ardere, urmărindu-se aceeași strategie ca și în cazul camerei de ardere 1.

Geometria camerelor de ardere a fost proiectată în toate cele trei cazuri, astfel încât să se afecteze cât mai puțin forma capului pistonului care controlează ferestrele de admisie.

Pe parcursul cercetării-dezvoltării camerelor de ardere, s-a ajuns la concluzia că optimizarea geometriei acestora necesită cercetări mai profunde legate de procesul de injecție și de rolul vârtejului de aer în formarea amestecului. Aceasta a impus, ca după o primă fază a cercetării camerei ovoidale (lenticulare), să se recurgă la realizarea unei camere transparente, capabilă să realizeze și mișcarea de vârtej a aerului cu diferite turații, astfel încât să se observe corelația cu parametrii importanți ai jetului injectat (penetrabilitate, dispersie, finețe, omogenizarea amestecului) pentru diverse regimuri de funcționare, caracterizate de presiunea de injecție, contrapresiunea în cameră, starea de repaus sau de mișcare de vârtej a aerului. Algoritmul dezvoltării unei geometrii optime a camerei de ardere este prezentat în Figura 6.6.

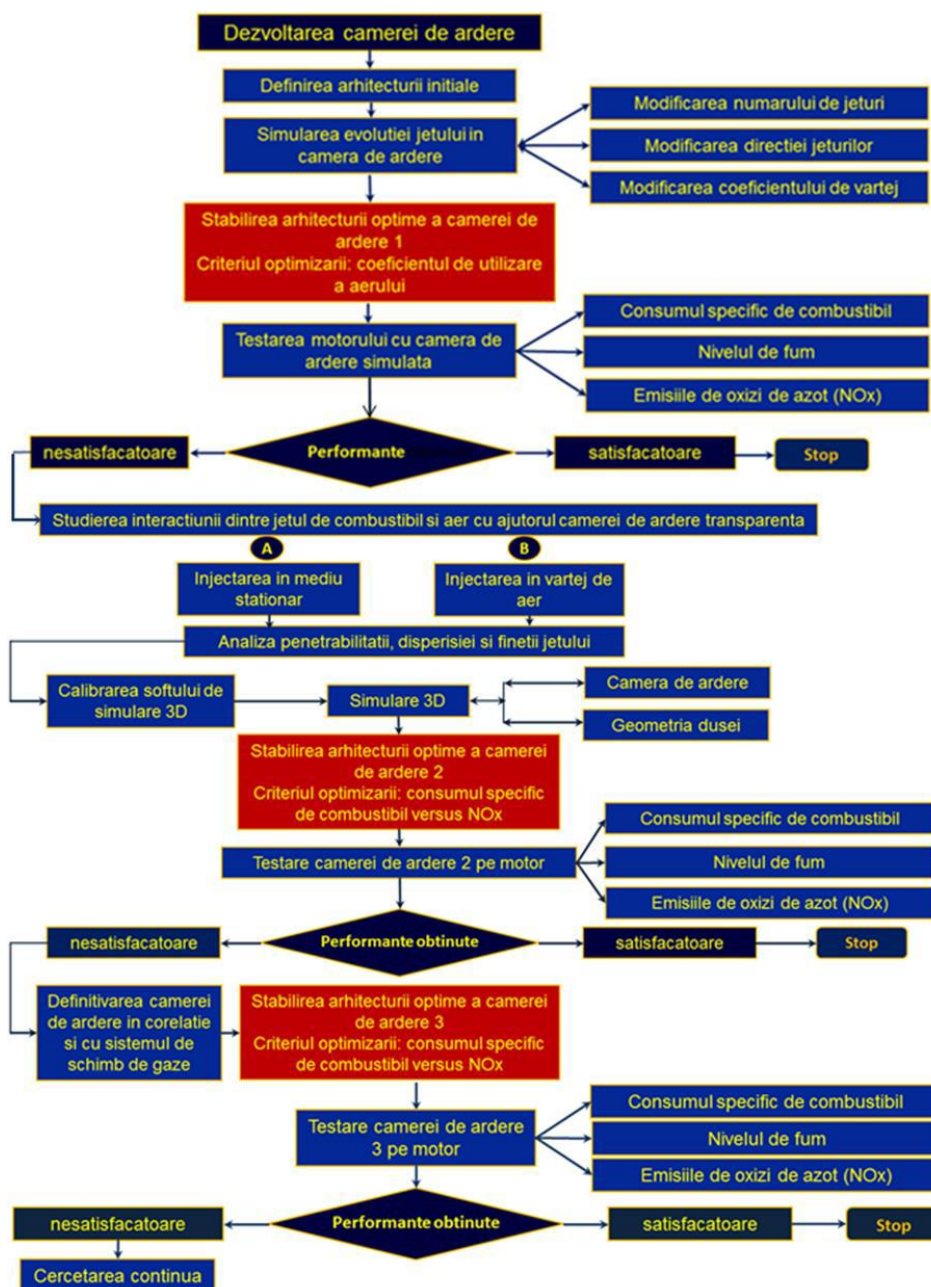


Fig. 6.6 Algoritmul dezvoltării unei geometrii optime a camerei de ardere.



Cercetarea a început cu stabilirea geometriei camerei de ardere 1, de formă ovoidală (lenticulară), având un volum de 60 cm<sup>3</sup>, căreia i-a fost asociat un sistem de injecție cu două injectoare pentru o cameră (Figura 6.7). În Figura 6.7, se poate observa că zona principală a camerei de ardere este realizată în pistonul care controlează deschiderea și închiderea ferestrelor de evacuare (pistonul de evacuare), iar injectoarele sunt dispuse diametral opus. Jeturile de combustibil furnizate de cele două injectoare se întrepătrund.

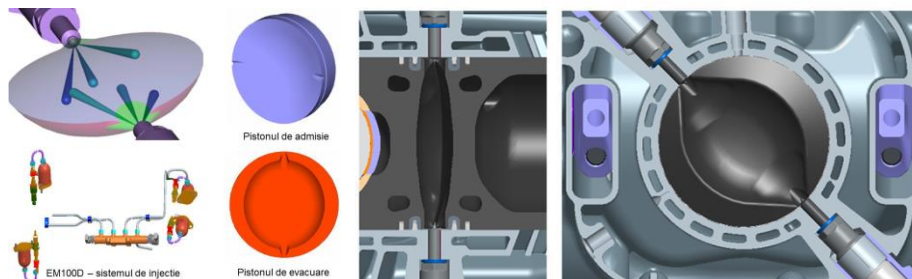


Fig. 6.7 Camera de ardere de formă ovoidală.

Conform algoritmului cercetării experimentale, camera de ardere 1 a fost instalată pe motorul OPOC, iar pe standul de încercări au fost determinați următorii parametri: consumul specific de combustibil, nivelul emisiilor de fum și de oxizi de azot. Condițiile de încercare au fost cele impuse de ciclul de testare US-13. Punctele de măsurare, conform acestui ciclu de testare, sunt precizate în Figura 6.8.

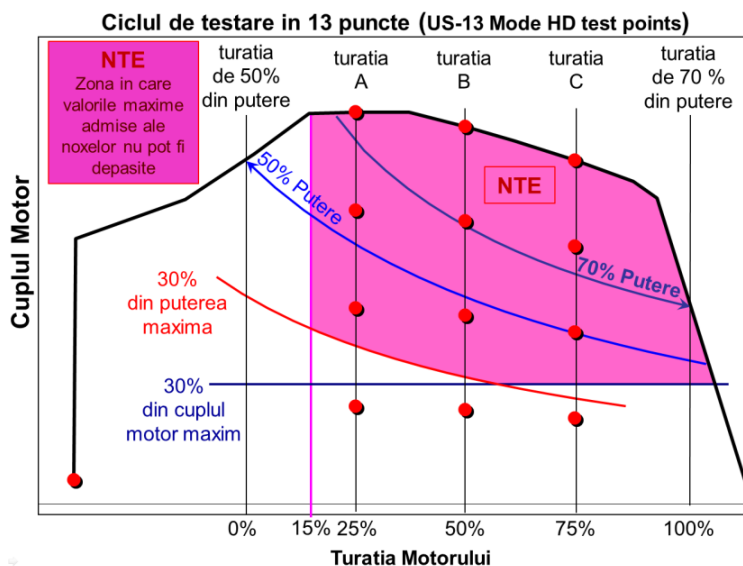


Fig. 6.8 Ciclul de testare US-13.

Valorile țintă pentru performanțele motorului, în ceea ce privește NO<sub>x</sub>, fumul și consumul de combustibil, care au fost prezentate în Figura 6.8, se bazează pe reglementările privind emisiile Euro IV. Aceste valori țintă, o dată atinse, oferă posibilitatea ca motorul să poată fi echipat relativ ușor cu un sistem de post-tratare a gazelor de evacuare, pentru a îndeplini condițiile impuse de reglementările EURO VI, în momentul în care motorul OPOC ar trebui să echipeze autobuze și autocamioane. În aceste condiții, se poate aprecia faptul că funcționarea motorului OPOC cu camera 1 este nesatisfăcătoare.

Pentru dezvoltarea unei noi camere de ardere, s-a recurs la un studiu aprofundat și complex utilizând o camera transparentă, capabilă să asigure în interior atât un mediu staționar, cât și un mediu de vârtej (swirl) și contrapresiuni de injecție diferite, cu ajutorul căreia s-a studiat interacțiunea dintre jetul de combustibil (având legi de injecție diferite, presiuni de injecție diferite, diametre ale orificiilor duzei diferite), cu mediul din interiorul camerei de ardere transparente.

Astfel, a fost proiectată și fabricată o cameră de ardere transparentă, având geometria similară cu camera de ardere 1, de formă ovoidală (lenticulară). Această cameră este compusă dintr-un cadru de oțel, pe care pot fi instalate două injectoare, un senzor de presiune și un termocuplu. Cadrul de oțel permite instalarea a două componente, având formele similare cu pistoanele de admisie, respectiv de evacuare, precum și a două pahare de cuarț, care închid volumul camerei. Cadrul de oțel are o flanșă care poate fi conectată la alte camere sau dispozitive, pentru a permite generarea mișcării aerului în interiorul camerei, așa cum este prezentat în Figura 6.9.

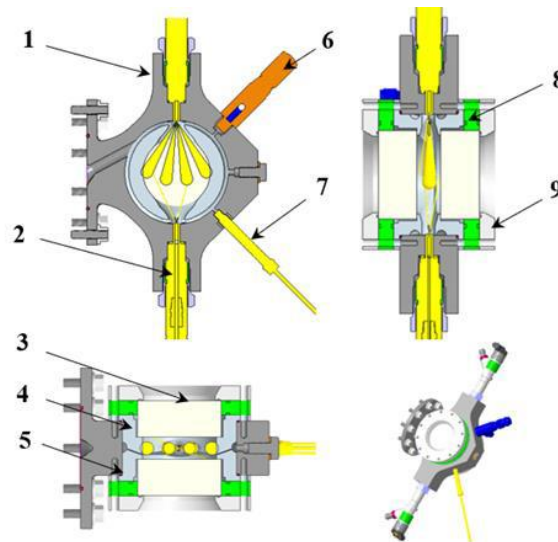


Fig. 6.9 Camera de ardere transparentă: 1-Cadru de oțel; 2-Injector; 3-Sticlă de cuarț; 4-Cap piston de evacuare; 5-Cap piston de admisie; 6-Supapă de siguranță; 7-Senzor de presiune dinamică; 8-Placă de etanșare; 9-Capac de închidere.

De asemenea, a fost proiectată și fabricată o cameră de preîncălzire, pentru a ajuta la creșterea temperaturii aerului care intră în camera de ardere transparentă (Figura 6.10). Controlul temperaturii, permite studiul efectului diferitelor temperaturi asupra formării jeturilor de combustibil și asupra procesul de începere a arderii.

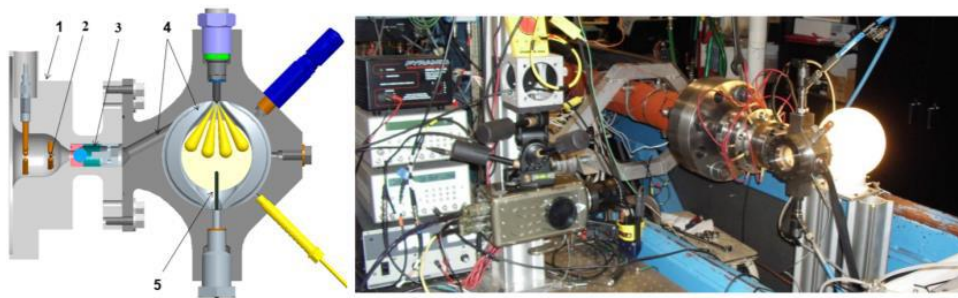


Fig. 6.10 Ansamblu cameră de preîncălzire și cameră transparentă: 1-Carcasa camerei de preîncălzire; 2-Bujie incandescentă; 3-Supapă unisens; 4-Canal tangențial pentru generarea mișcării de vârtej; 5-Senzor de temperatură.

Camera de preîncălzire, permite instalarea a până la 10 bujii incandescente, care pot fi controlate individual, pentru a influența și controla temperatura aerului care intră în camera de ardere transparentă. Pentru a genera mișcarea aerului în interiorul camerei de ardere transparentă, a fost utilizată o cameră de ardere separată, cu aprindere pilot (Figura 6.11). Camera de aprindere pilot a fost modificată dintr-o cameră de ardere transparentă existentă, prin instalarea unei bujii în locul injectorului.

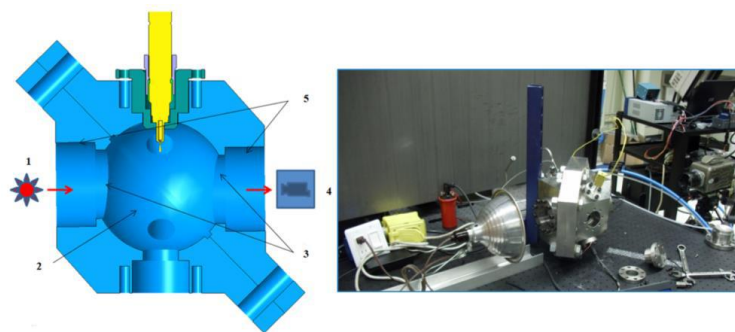


Fig. 6.11 Camera transparentă de aprindere pilot: 1-Sursă de lumină; 2-Cameră de ardere sferică; 3-Camere de vizualizare; 4-Camera video de mare viteză; 5-Camere transparente.

Combi-nația celor trei camere (camera transparentă de aprindere pilot, camera de preîncălzire și camera de ardere) este prezentată în Figura 6.12, împreună cu configurația orificiului duzei injectorului, care a fost utilizată în cadrul acestui test. Prin combinarea celor două camere de ardere s-a realizat un ansamblu care a permis obținerea de presiuni și temperaturi, precum și valorile mișcării turbionare (de vârtej), înregistrate de motorul OPOC, în timpul funcționării acestuia.

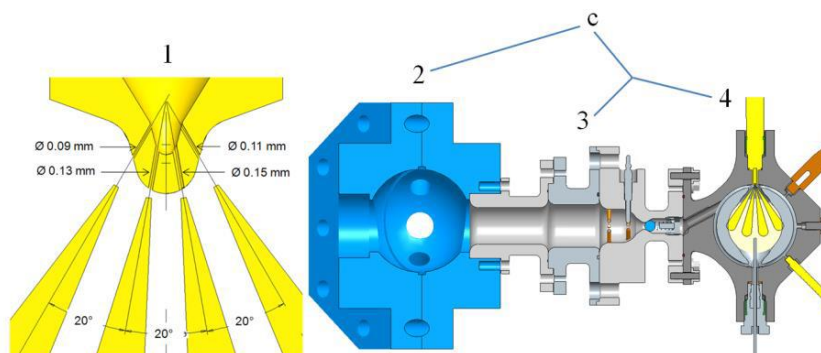


Fig. 6.12 Ansamblul camerei de turbionare (de vârtej), obținut prin combinarea camerei transparente de aprindere pilot, camera de preîncălzire și camera de ardere: 1-Injector utilizat pentru caracteristicile jetului de pulverizare; 2-Cameră transparentă de aprindere pilot; 3-Cameră de preîncălzire; 4-Cameră transparentă de ardere staționară.

Camera de turbionare (vârtej), asigură presurizarea individuală la valori diferite a celor două camere, datorită supapei unisens instalată între cele două flanșe. Supapa unisens, permite transfer de gaze între cele două camere, doar din direcția camerei staționare, în direcția camerei cu mediu de vârtej.

De asemenea, compoziția chimică a gazelor din cele două camere poate fi diferită, ele putând fi alimentate separat din butelii diferite de gaze. În această situație, camera de ardere cu mediu de vârtej poate fi presurizată cu gaz inert (azot) sau aer, în funcție de testul efectuat, în timp ce camera de ardere cu mediu staționar, poate fi presurizată cu un amestec carburant de azot, oxigen și metan în diferite concentrații, amestec a cărui ardere poate fi inițiată de scânteia unei bujii montată în locul injectorului. Atâta timp cât presiunea din camera cu mediu de vârtej este mai mare decât presiunea din camera cu mediu staționar, transferul de masă între cele două camere este întrerupt de supapa unisens. În momentul în care amestecul carburant din camera cu mediu staționar este aprins, presiunea și temperatura cresc, depășind presiunea din camera cu mediu de vârtej. Transferul de masă între cele două camere se inițiază rapid, prin deschiderea supapei unisens, generând mișcare de vârtej, datorată canalelor tangențiale prin care produsele de ardere din camera cu mediu staționar, pătrund în camera cu mediu de vârtej.

Utilizând camerele transparente, s-au întreprins studii privind interacțiunea dintre jetul injectat și mediul de injecție aflat atât în stare staționară, cât și în mișcare de vârtej. Au fost studiate: penetrabilitatea, dispersia, finețea jetului și s-a putut aprecia procesul de omogenizare a amestecului carburant.

În Figurile 6.13 și 6.14, se prezintă evoluția jeturilor de combustibil injectate în mediu staționar și în mediu cu vârtaj, la turația de 2.500 rot/min, la patru intervale de timp după procesul de injecție, la aceeași contrapresiune și cu aceeași presiune de injecție.

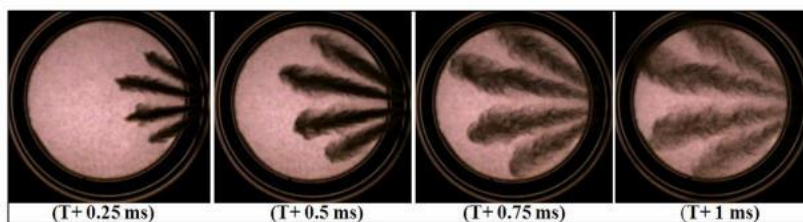


Fig. 6.13 Imagini prelevate în camera cu mediu staționar.

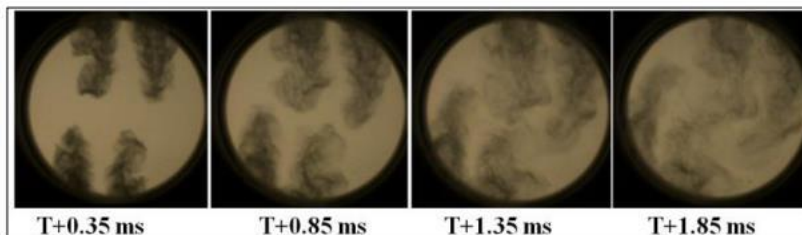


Fig. 6.14 Imagini prelevate în camera de mediu de vârtaj.

Camerele de ardere transparente, au oferit posibilitatea vizualizării amorsării (inițierii) și desfășurării procesului de ardere (Figura 6.15).

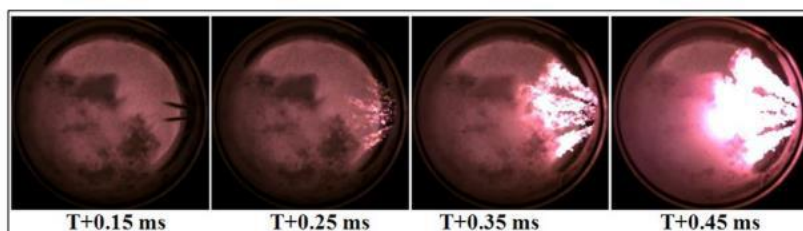


Fig. 6.15 Inițierea autoaprinderii și deplasarea frontului de flacără în camera cu mediu staționar.

Imaginile prezentate în Figura 6.15, au fost prelevate în mediu staționar, pentru următoarele condiții: presiunea de injecție 1.000 bar, contrapresiunea în camera transparentă 23 bar, temperatura mediului în care s-a făcut injecția 800 °C, durata injecției de 0,23 ms.

În Figura 6.16, se prezintă procesul de autoaprindere și de deplasare a frontului flăcării, pentru următoarele condiții: injecția în mediu de vârtaj cu turația de 6.000 rot/min, presiunea de injecție 1.500 bar, contrapresiunea în camera transparentă 20 bar și durata injecției 0,5 ms.

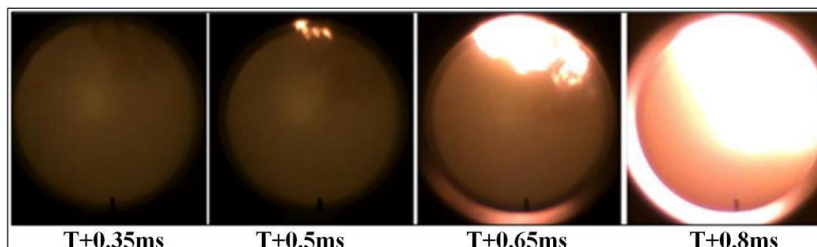


Fig. 6.16 Inițierea autoaprinderii și deplasarea frontului de flacără în camera cu mediu de vârtaj.

Camera de ardere 2, concepută și proiectată cu o formă mai complexă, denumită „fluture”, a avut volumul tot de 60 cm<sup>3</sup>, păstrându-se același raport de compresie a motorului. Optimizarea constructiv-funcțională a fost realizată în mediul virtual, folosind programul Fluent. Datele de intrare modificate au fost: presiunea de injecție, contrapresiunea de injecție, starea mediului în care s-a făcut injecția (staționară sau cu diverse valori ale vitezei de rotație a vârtejului), temperatura

mediului de injecție, diametrul orificiilor de pulverizare ale injectorului și orientarea acestora. Modelul de analizat a fost calibrat, utilizând datele experimentale obținute prin vizualizarea proceselor de injecție și de formare a amestecului carburant în interiorul camerelor transparente.

Criteriul de optimizare al camerei de ardere 2, a fost dependența dintre valoarea consumului specific de combustibil, funcție de emisia de  $\text{NO}_x$ , la diverse valori ale vitezei de rotație a vârtejului.

În Figura 6.17, se prezintă geometria camerei de ardere 2 (formă de fluture), realizarea formei de fluture fiind făcută în pistonul de evacuare. De asemenea, se prezintă evoluția valorilor criteriului de optimizare a camerei în mediul virtual, constatându-se că dependența consumului specific indicat de combustibil „ $C_i$ ”, funcție de  $\text{NO}_x$  indicat, este cea mai favorabilă pentru mișcarea de vârtej (turația mediului de injecție este de două ori mai mare decât turația motorului). Pentru această situație optimă, în Figura 6.17 se prezintă și desfășurarea în timp a procesului de injecție, amorsarea (inițierea) autoaprinderii și evoluția frontului de flacără.

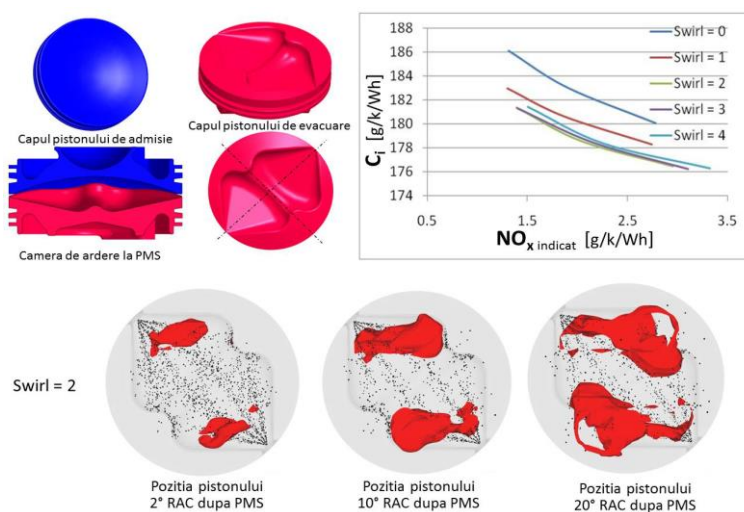


Fig. 6.17 Camera de ardere 2 (formă fluture) și performanțele acesteia în mediul virtual.

Camera de ardere 2, care a fost realizată practic, s-a montat pe motorul OPOC, prin intermediul căruia s-au efectuat teste pe standul de testare, corespunzătoare ciclului de testare ciclul de testare US-13 (Figura 6.5).

Arhitectura camerei de ardere 3 a fost concepută în așa fel încât să se utilizeze mișcarea de vârtej în pulverizarea jetului de combustibil și în ocuparea întregului spațiu din camera de ardere, cu combustibil pulverizat. Din cercetările anterioare, s-a observat existența unor dificultăți în ocuparea centrului camerei de ardere, de către combustibilul injectat. Ca urmare, în construcția camerei de ardere 3 (de formă toroidală), s-a optat pentru existența unui „dom” central, care are rolul de a disloca volumul din centrul camerei și de a contribui la generarea unei mișcări de „tumble” (rostogolire), a aerului din interiorul camerei de ardere. În consecință, forma camerei de ardere 3 a fost concepută sub formă de tor, jeturile de combustibil fiind injectate în direcția mișcării de vârtej.

În Figura 6.18 se prezintă geometria camerei de ardere în formă de tor, observându-se că de această dată, forma camerei de ardere a fost uzinată atât în capul pistonului de evacuare, cât și a celui de admisie. Uzinarea unei părți din camera de ardere în pistonul de admisie nu influențează major procesul de baleiaj, datorită faptului că „domul” central ocupă o porțiune relativ mică din volumul camerei de ardere. Forma suprafeței de la periferia camerei de ardere a rămas propice intrării aerului proaspăt în cilindru. Volumul camerei de ardere 3 a fost menținut tot la  $60 \text{ cm}^3$ , pentru a se păstra raportul de compresie al motorului.

La fel ca și la camera de ardere 2, criteriul de optimizare al camerei de ardere 3, a fost dependența dintre valoarea consumului specific de combustibil, funcție de emisia de  $\text{NO}_x$ , la diverse valori ale

vitezei de rotație a vârtejului, dependență care se prezintă de asemenea în Figura 6.18. Se observă că, curba de dependență cea mai favorabilă între consumul specific indicat de combustibil „ $C_i$ ” și emisiile de oxizi de azot  $NO_x$ , se realizează în situația în care valoarea coeficientului mișcării de vârtej este cinci, cu mult mai ridicat decât în cazul camerei de ardere 2.

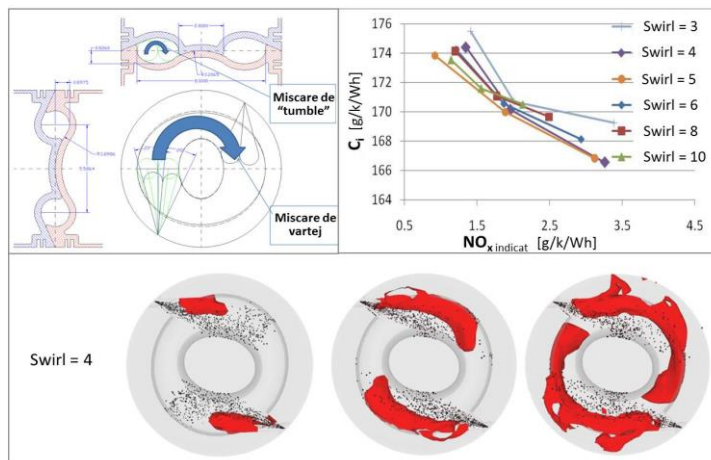


Fig. 6.18 Camera de ardere 3 (forma toroidală) și performanțele acesteia în mediu virtual.

În urma simulărilor, s-a observat o îmbunătățire a performanțelor camerei de ardere 3, din punct de vedere al criteriului de performanță, în comparație cu camera de ardere 2, ceea ce a condus la realizarea practică a acestei camere și testarea ei pe motorul OPOC, de asemenea conform ciclului de testare US-13 (Figura 6.5).

### 6.1.3 Rezultate obținute

Având în vedere rezultatele obținute, în urma analizei proceselor fundamentale, s-au realizat cele trei tipuri de camere de ardere, descrise în paragraful anterior. În continuare, se va prezenta o sinteză a rezultatelor energetice și ecologice obținute experimental.

În Figura 6.19 este prezentată evoluția consumului specific de combustibil al motorului OPOC, care a fost echipat cu camera de ardere 1.

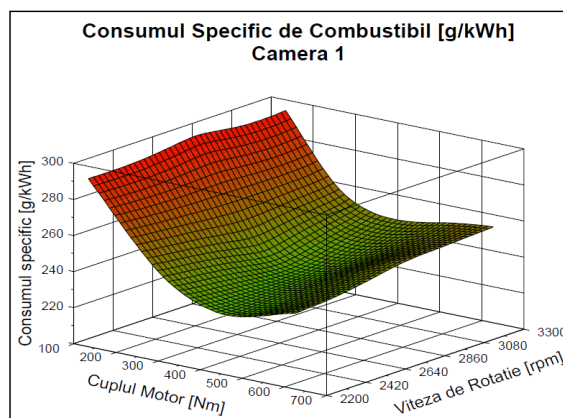


Fig. 6.19 Consumul specific de combustibil al motorului OPOC echipat cu camera de ardere 1.

Din Figura 6.19, se constată o evoluție stabilă a motorului în domeniul de încercare, cu valori minime ale consumului specific de combustibil la aproximativ jumătate din sarcina maximă și o evoluție aproximativ constantă a consumului specific de combustibil, în funcție de turație, cu o mărire moderată la turațiile de la capetele intervalului funcțional.

În Figura 6.20, se prezintă evoluția emisiilor de oxizi de azot.

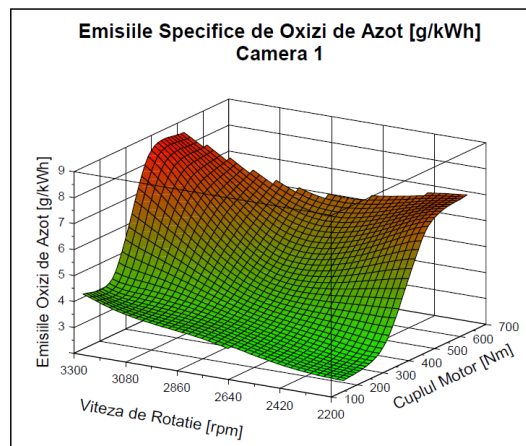


Fig. 6.20 Emisia de oxizi de azot a motorului OPOC echipat cu camera de ardere 1.

Din Figura 6.20, se observă creșterea rapidă a emisiilor de oxizi de azot la sarcini ridicate, datorată în special temperaturilor ridicate de ardere.

În Figura 6.21 este prezentată evoluția emisiei de fum.

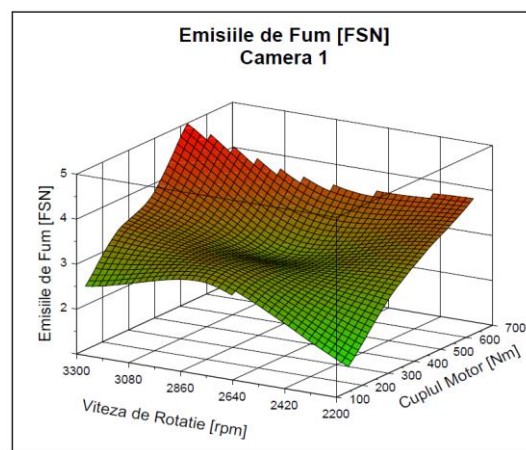


Fig. 6.21 Emisia de fum a motorului OPOC echipat cu camera de ardere 1.

Din Figura 6.21, se observă că evoluția emisiei de fum are o distribuție neregulată pe domeniul de funcționare a motorului, fapt care este posibil a se datora turbionării diferite cu vârtejuri pronunțate formate în mișcare circulară, perpendicular pe axa cilindrului. Cantitatea mai mare de combustibil injectată la sarcini mari, conduce și la emisii superioare de fum.

Al doilea tip de cameră de ardere studiat (camera 2), a fost camera de ardere în formă de “fluture”. În Figurile 6.22, 6.23 și 6.24 se prezintă, în diagrame spațiale, evoluțiile consumului specific de combustibil, a emisiilor de oxizi de azot, respectiv a emisiilor de fum, pentru acest tip de cameră.

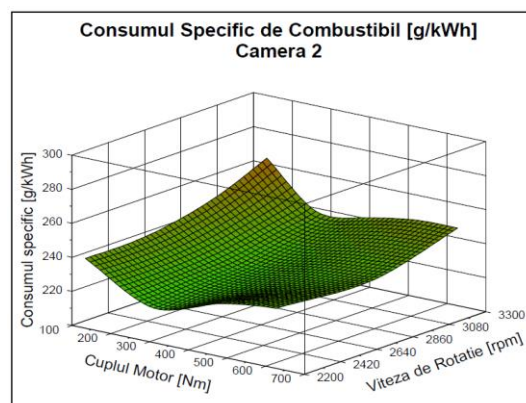


Fig. 6.22 Consumul specific de combustibil pentru motorul OPOC echipat cu camera de ardere 2.

Din Figura 6.22, se observă o evoluție stabilă a motorului în domeniul de încercare, cu valori minime ale consumului specific la aproximativ 30% din sarcina maximă și o evoluție aproximativ constantă, în funcție de turație, cu o mărire moderată la turațiile de la capetele intervalului funcțional.

În Figura 6.23, se prezintă evoluția emisiilor de oxizi de azot.

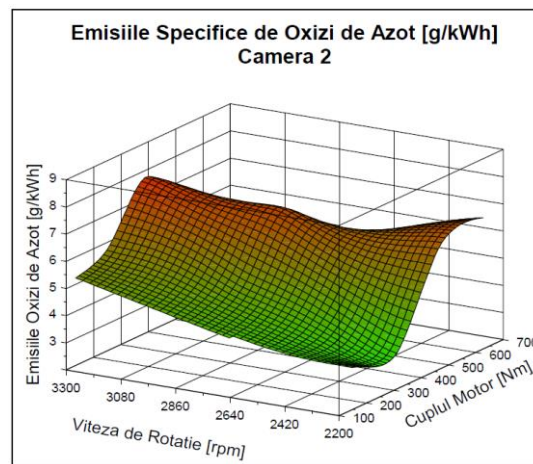


Fig. 6.23 Emisia de oxizi de azot a motorului OPOC echipat cu camera de ardere 2.

Din Figura 6.23, se constată valori maxime ale emisiilor de oxizi de azot în domeniul sarcinilor mari și o creștere constantă a acestora, o dată cu creșterea turației.

În Figura 6.24 este prezentată evoluția emisiei de fum.

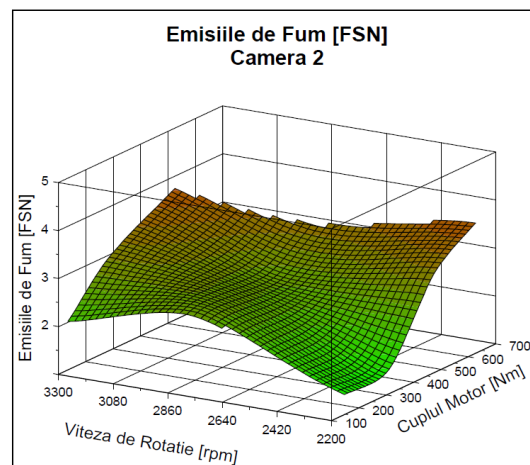


Fig. 6.24 Emisia de oxizi de azot a motorului OPOC echipat cu camera de ardere 2.

Din Figura 6.24, se constată că evoluția emisiei de fum are o distribuție neregulată pe domeniul de funcționare al motorului, cu maxime locale la turații și sarcini maxime, la turații medii și sarcini joase și turații reduse și sarcini mari, evoluție care sugerează corelația cu mișcarea gazului în cilindru, mai puțin favorabilă la turații reduse, dar și prea intensă la turații mari.

Al treilea tip de cameră de ardere, se bazează pe structura toroidală a geometriei sale. În Figurile 6.25, 6.26 și 6.27 se prezintă, în diagrame spațiale, evoluțiile consumului specific de combustibil, a emisiilor de oxizi de azot, respectiv a emisiilor de fum, pentru acest tip de cameră de ardere.

În Figura 6.25, se prezintă evoluția consumului specific de combustibil.



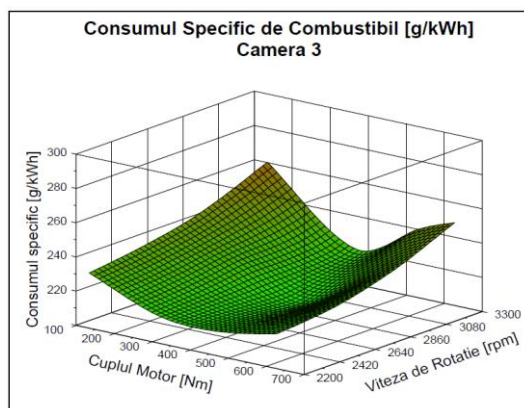


Fig. 6.25 Consumul specific de combustibil pentru motorul OPOC echipat cu camera de ardere 3.

Din Figura 6.25, se observă o evoluție stabilă a motorului în domeniul de încercare, cu valori minime ale consumului specific la aproximativ jumătate din sarcina maximă și o evoluție aproximativ constantă, în funcție de turație, cu o mărire moderată la turațiile de la capetele intervalului funcțional. Față de evoluțiile celorlalte structuri, se constată o accentuare spre nivelurile superioare a consumului de combustibil la capetele intervalului de testare.

În Figura 6.26, se prezintă evoluția emisiilor de oxizi de azot.

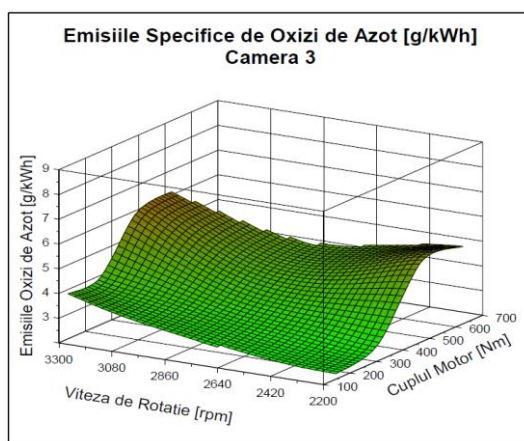


Fig. 6.26 Emisia de oxizi de azot a motorului OPOC echipat cu camera de ardere 3.

Din Figura 6.26, se observă creșterea rapidă a emisiilor de oxizi de azot la sarcini ridicate, datorată în special temperaturilor ridicate de ardere. Se înregistrează o creștere constantă cu turația, la sarcini reduse și o evoluție cu minim local, la sarcini mari și turații medii.

În Figura 6.27 este prezentată evoluția emisiei de fum.

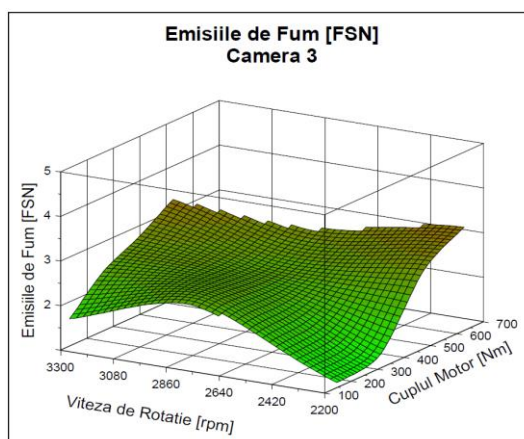


Fig. 6.27 Emisia de fum a motorului OPOC echipat cu camera de ardere 3.

Evoluția emisiei de fum, prezentată în Figura 6.27, are o distribuție neregulată în domeniul de funcționare al motorului, fapt care este posibil a se datora turbionării diferite cu vârtejuri pronunțate formate în mișcare circulară, perpendicular pe axa cilindrului. Cantitatea mai mare de combustibil injectată la sarcini mari duce și la emisii superioare de fum.

Sinteza parametrilor energetici și ecologici, pentru cele trei soluții constructive ale camerelor de ardere, în punctele de testare standardizate, se prezintă centralizat în Tabelul 6.1.

Tabelul 6.1 Valorile parametrilor energetici și ecologici, pentru cele trei soluții constructive ale camerelor de ardere

Puncte de testare	Viteza de rotație [rpm]	Cuplul Motor [Nm]	pme [bar]	Putere [kW]	Consumul specific de combustibil "Ce" [g/kWh]			NOx [g/kWh]			Indicele de Fum [FSN]		
					Camera #1	Camera #2	Camera #3	Camera #1	Camera #2	Camera #3	Camera #1	Camera #2	Camera #3
					[g/kWh]			[g/kWh]			[FSN]		
A100	2200	627	15,9	144	242	235	220	7,3	6,8	5,1	3,5	3,2	2,8
A75	2200	470	11,9	108	233	230	214	6,7	6,5	5,2	2,9	2,5	2,2
A50	2200	314	8,0	72	247	220	216	3,1	3,3	2,7	2,2	1,0	0,8
A25	2200	157	4,0	36	287	238	230	2,4	3,5	2,2	1,1	0,9	0,6
B25	2800	147	3,8	43	292	243	240	3,2	4,2	2,8	2,5	2,1	1,9
B50	2800	293	7,6	86	241	225	223	3,7	5,1	3,2	2,5	2,1	1,9
B75	2800	440	11,1	129	235	228	209	4,9	7,1	4,1	2,3	2,1	1,9
B100	2800	586	14,8	172	248	231	225	6,5	5,0	4,5	3,3	2,7	2,3
C100	3300	520	11,7	180	250	245	238	8,5	6,2	6,1	4,4	3,2	2,7
C75	3300	390	9,8	135	246	240	220	8,2	7,7	5,8	3,2	2,8	2,2
C50	3300	260	6,6	90	257	238	235	4,3	5,8	3,9	2,8	2,3	1,8
C25	3300	130	3,4	45	294	263	260	4,1	5,2	3,8	1,9	1,5	1,1

De asemenea, sinteza parametrilor energetici și ecologici, pentru cele trei soluții constructive ale camerelor de ardere, în punctele de testare standardizate, se prezintă grafic în Figurile 6.28, 6.29 și 6.30.

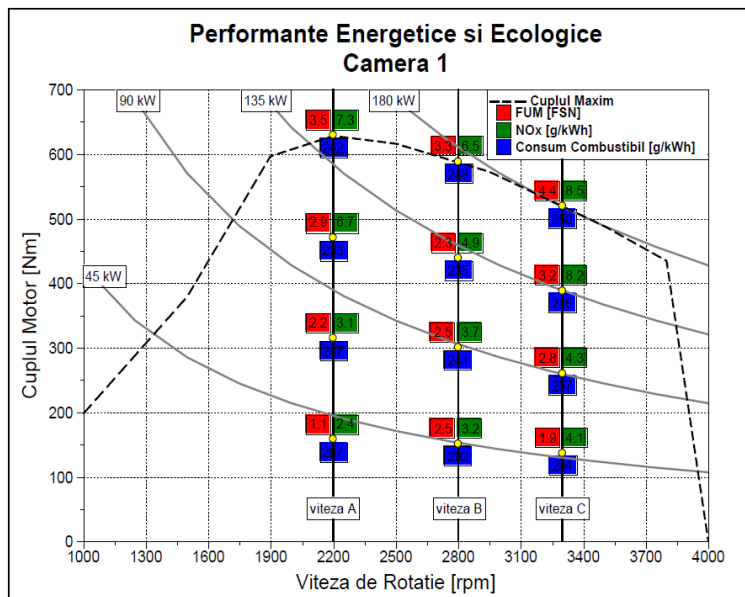


Fig. 6.28 Parametri energetici și ecologici ai motorului OPOC echipat cu camera de ardere 1.

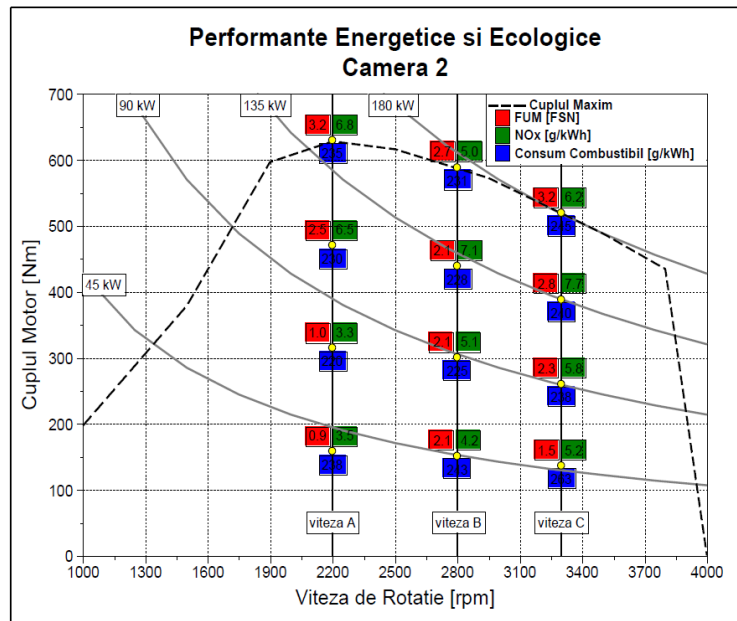


Fig. 6.29 Parametri energetici și ecologici ai motorului OPOC echipat cu camera de ardere 2.

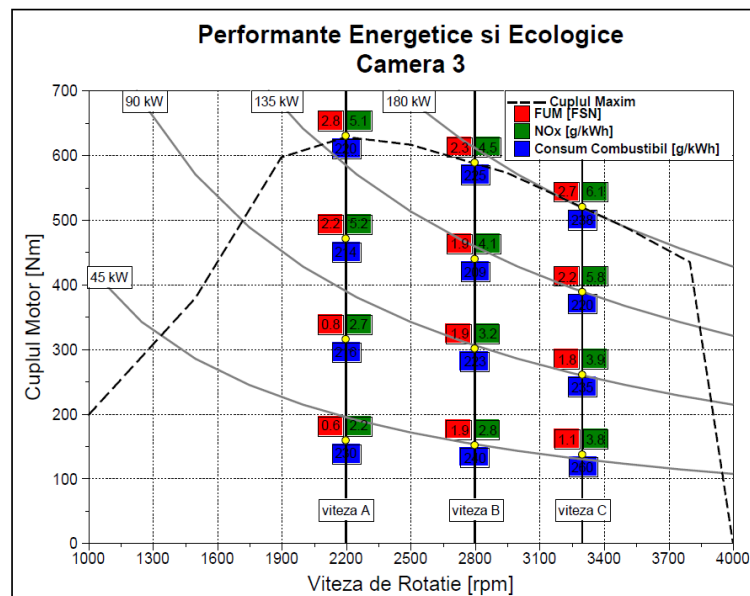


Fig. 6.30 Parametri energetici și ecologici ai motorului OPOC echipat cu camera de ardere 3.

În urma analizei parametrilor energetici și ecologici ai motorului OPOC, determinați pentru cele trei camere de ardere, se constată că una dintre camerele de ardere (camera 3, în formă toroidală), asigură un comportament superior motorului, sub aspect energetic și ecologic, consumul specific de combustibil reducându-se cu 11,5%, față de camera 1 (în formă ovoidală (lenticulară)) și cu 9,0% față de camera 2 (în formă de fluture), emisiile poluante de tip NO<sub>x</sub> diminuându-se cu 27%, față de camera 1 și cu 34%, față de camera 2, emisia de fum diminuându-se cu 47%, față de camera 1 și cu 19% față de camera 2.

În Figura 6.31, se prezintă compararea consumului specific minim de combustibil, între cele trei variante de camere de ardere.

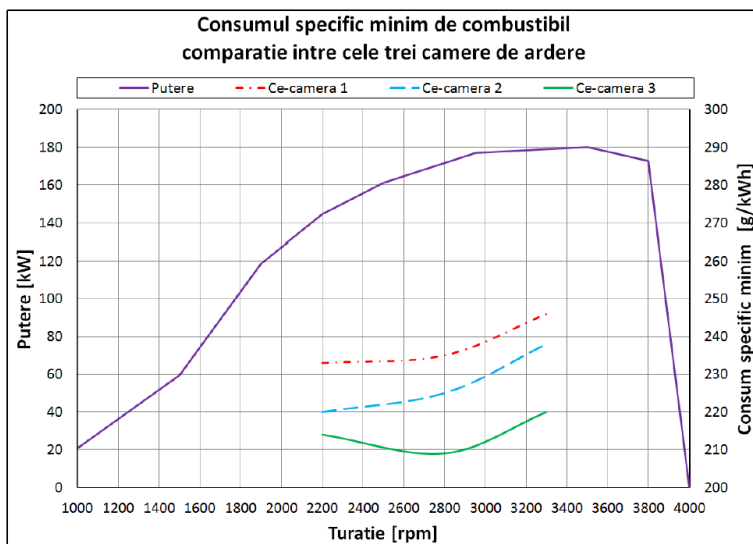


Fig. 6.31 Comparație între consumul specific minim de combustibil între cele trei camere de ardere.

Din Figura 6.31, rezultă că în cazul camerei 3 (în formă toroidală), consumul de combustibil a fost redus cu până la 12,5%, în comparație cu camera 1 (în formă ovoidală (lenticulară)) și cu până la 8%, față de camera 2 (în formă de fluture).

În Figura 6.32, se prezintă comparația dintre valorile medii ale oxizilor de azot, respectiv emisiilor de fum, pentru cele trei camere de ardere.

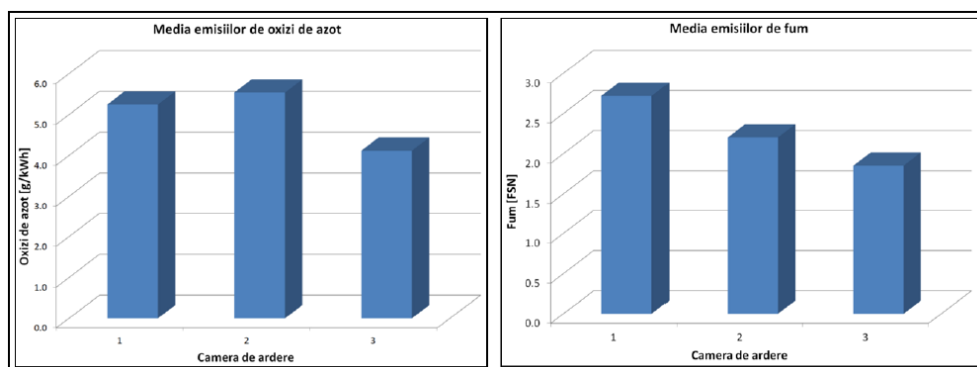


Fig. 6.32 Comparația dintre valorile medii ale oxizilor de azot, respectiv emisiilor de fum, pentru cele trei camere de ardere.

În urma analizei datelor prezentate în Tabelul 6.1 și Figura 6.28, în cazul camerei de ardere 1, se poate constata faptul că emisia de  $\text{NO}_x$  are o valoare maximă de 8,5 g/kWh, în punctul C100 din Figura 6.5, corespunzătoare unei viteze de rotație de 3.300 rot/min și unei puteri a motorului de 180 kW. Emisia de fum atinge valoarea maximă de 4,4 g/kWh, tot în punctul C100. Valoarea minimă a consumului specific de combustibil de 233 g/kWh este înregistrată în punctul A75, prezentat în Figura 6.5, corespunzător unei viteze de rotație de 2.200 rot/min și unei puteri a motorului de 108 kW. În aceste condiții, s-a apreciat faptul că funcționarea motorului OPOC este nesatisfăcătoare, motiv pentru care cercetarea a fost orientată către dezvoltarea unei alte camere de ardere, conform schemei prezentate în Figura 6.6.

Urmare a analizei datelor prezentate în Tabelul 6.1 și Figura 6.29, în cazul camerei de ardere 2, se poate constata faptul că emisia de  $\text{NO}_x$  are o valoare maximă de 7,7 g/kWh, în punctul C100 din Figura 6.5, corespunzătoare unei viteze de rotație de 3.300 rot/min și o putere a motorului de 180 kW. Emisia de fum atinge valoarea maximă de 3,2, tot în punctul C100. Valoarea minimă a consumului specific de combustibil de 220 g/kWh este înregistrat la punctul A50, prezentat în Figura 6.5, corespunzătoare unei viteze de rotație de 2.200 rot/min și unei puteri a motorului de 72 kW. În

aceste condiții, s-a apreciat faptul că funcționarea motorului OPOC este, de asemenea, nesatisfăcătoare, motiv pentru care cercetarea a fost orientată pentru a dezvolta o altă cameră de ardere, conform schemei prezentate în Figura 6.6.

În urma analizei datelor prezentate în Tabelul 6.1 și Figura 6.30, în cazul camerei de ardere 3, se poate constata faptul că emisia  $\text{NO}_x$  are o valoare maximă de 6,1 g/kWh, în punctul C100 din Figura 6.5, corespunzătoare unei viteze de rotație de 3.300 rot/min și o putere a motorului de 180 kW. Emisia de fum atinge valoarea maximă de 2,8, în punctul A100, corespunzătoare unei viteze de rotație de 2.200 rot/min și unei puteri a motorului de 144 kW. Valoarea minimă a consumului specific de combustibil de 209 g/kWh este înregistrată în punctul B75, prezentat în Figura 6.5, corespunzătoare unei viteze de rotație de 2.800 rot/min și unei puteri a motorului de 129 kW.

Analizând datele prezentate în Tabelul 6.1, se poate observa faptul că valorile minime ale oxizilor de azot și ale emisiilor de fum, se înregistrează la punctul A25, corespunzătoare unei viteze de rotație de 2.200 rot/min și o putere a motorului de 36 kW.

Cu toate acestea, rezultate cercetării nu au fost considerate total satisfăcătoare, din cauza faptului că, camera de ardere 3 nu îndeplinește, în totalitate, nivelul condițiilor impuse de valorile țintă preconizate inițial.

#### 6.1.4 Concluzii

Testele au arătat că pentru motorul OPOC este necesar să fie prevăzut cu mai mult de un injector pe cilindru. Acest lucru este impus de volumul mai mare pe cilindru, de dorința de a avea un diametru rezonabil de mic al orificiilor de pulverizare ale injectorului, precum și de dificultatea de a plasa un număr mai mare de orificii de pulverizare, la nivelul unui injector. Pentru a preveni intersectarea cu jeturile generate de un alt injector, penetrarea jeturilor de combustibil trebuie să fie suficient de scurtă. Se recomandă utilizarea unor diametre cât mai mici ale orificiilor de pulverizare ale injectoarelor, deoarece penetrarea și atomizarea jeturilor depind în mare măsură de acest parametru. Durata injecției de combustibil are o influență semnificativă asupra atomizării și penetrării jeturilor, astfel încât mai multe secvențe de injecție vor fi extrem de benefice. Pulverizările de combustibil pot ocupa întregul volum al camerei de ardere, chiar dacă aerul nu se mișcă în interiorul cilindrului. Pentru o mai bună evacuare, arhitectura camerei de ardere trebuie să reducă viteza de rotație a aerului și să crească în schimb turbulențele locale. Un nivel mai ridicat de turbulențe va afecta în sens negativ formarea amestecului carburant.

Pe parcursul cercetării, s-a observat faptul că în cazul camerei de ardere 1 (cea de formă ovoidă) și a camerei de ardere 2 (cea de formă „fluture”), jeturile de combustibil sunt afectate, iar combustibilul nu ajunge în centrul cilindrului. Din acest motiv, a fost realizată camera de ardere 3 (cea de formă toroidală). În acest caz, s-a observat faptul că, camera de ardere a fost ocupată în totalitate de combustibilul injectat. Prin urmare, performanțele energetice și ecologice ale motorului OPOC, în cazul camerei de ardere 3, sunt mult îmbunătățite, în comparație cu celelalte variante de camere de ardere. Rezultatele acestei cercetări pot fi utilizate pentru dezvoltarea ulterioară a motorului OPOC.

Acest motor cu ardere internă, cu pistoane opuse și cilindri opuși (OPOC), poate fi utilizat și la autovehiculele dotate cu surse de propulsie hibride. După cum s-a prezentat anterior, valorile minime ale emisiilor poluante, în cazul motorului OPOC, se înregistrează la sarcini mici și medii, dar consumul specific de combustibil este mai mare. Un astfel de motor cu ardere internă, utilizat la autovehiculele hibride, are avantajul că poate să funcționeze într-un singur regim, astfel încât controlul său este mult mai simplu. Regimul de funcționare al motorului trebuie ales astfel încât să se obțină un compromis între valoarea consumului specific de combustibil și nivelul emisiilor poluante.

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate într-un articol științific publicat într-o revistă cotate ISI (Web of Science):

1. **Beleş Horia**, Tușinean Adrian, Mitran Tudor, Scurt Florin Bogdan. *Research regarding the development of the combustion chamber of internal combustion engines with opposite pistons*. MDPI, Machines Journal, Special Issue "Internal Combustion Engine and Vehicles: Present Situation and Prospects", Volume 11, Issue 2, Article Number: 309, DOI: 10.3390/machines11020309, Published: FEB 2023, eISSN: 2075-1702, Journal Impact Factor (2021): 2.899. Q3 – zona gri. Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000940662800001>.

De asemenea, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate în 2 articole științifice prezentate în cadrul unor conferințe internaționale, fiind publicate în proceedings indexate în Web of Science:

1. Tușinean Adrian, Hofbauer Peter, **Beleş Horia**, Mitran Tudor. The simulation of the gas exchange process for the internal combustion engines with opposite pistons. *Ingenieria Automobilului*, Issue: 52, Pages: 19-23, Published: SEP 2019. Publisher: Soc Automotive Engineers Romania, Bucuresti, Romania, ISSN: 1842-4074. Journal Impact Factor < 0.1. Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000486369100009>.
2. Tușinean Adrian, Hofbauer Peter, **Beleş Horia**, Radu Sebastian. *Considerations on the gas exchange process in internal combustion engines with opposite pistons*. *Ingenieria Automobilului*, Issue: 50, Pages: 15-18, Published: MAR 2019. Publisher: Soc Automotive Engineers Romania, Bucuresti, Romania, ISSN: 1842-4074. Journal Impact Factor < 0.1. Web of Science: <https://1710q2bys-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000486368200007>.

## 6.2 CERCETĂRI PRIVIND ADAPTAREA CONSTRUCTIVĂ A UNUI MOTOR CU ARDERE INTERNĂ, CU PISTOANE OPUSE ȘI CILINDRI OPUȘI, ÎN VEDEREA FUNCȚIONĂRII ACESTUIA CU HIDROGEN, ÎNTR-UN CICLU TERMODINAMIC ÎN DOI TIMPI

În cadrul acestui subcapitol se prezintă cercetările privind adaptarea constructivă a unui motor cu ardere internă, cu pistoane opuse și cilindri opuși, în vederea funcționării acestuia cu hidrogen, într-un ciclu termodinamic în doi timpi.

### 6.2.1 Analiza și identificarea soluției constructive a camerei de ardere prevăzută în capul pistoanelor

În urma studiului bibliografiei de specialitate, precum și cercetărilor efectuate în cadrul proiectului de cercetare, s-a ajuns la o formă de cameră de ardere semisferică, prevăzută atât în capul pistonului interior, cât și în capul pistonului exterior. Forma preconizată pentru camera de ardere, prevăzută în capul pistonului este prezentată în Figura 6.33.



Fig. 6.33 Forma camerei de ardere prevăzută în capul pistonului.

## 6.2.2 Concepția, proiectarea și simularea configurației camerei de ardere prevăzută în capul pistoanelor motorului

Pe baza cercetărilor efectuate în cadrul proiectului de cercetare, au fost concepute și proiectate pistoanele aferente funcționării motorului cu benzină, ale căror desene de execuție sunt prezentate în Figurile 6.34 și 6.35.

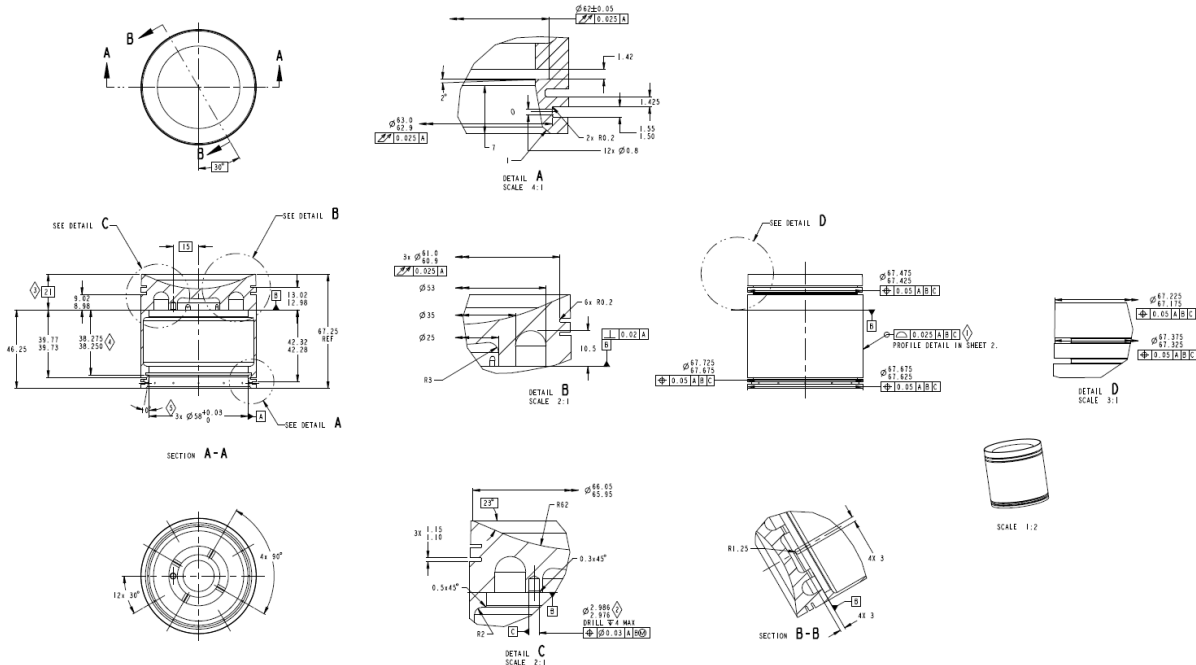


Fig. 6.34 Copie desen de execuție piston interior pentru funcționarea motorului cu benzină.

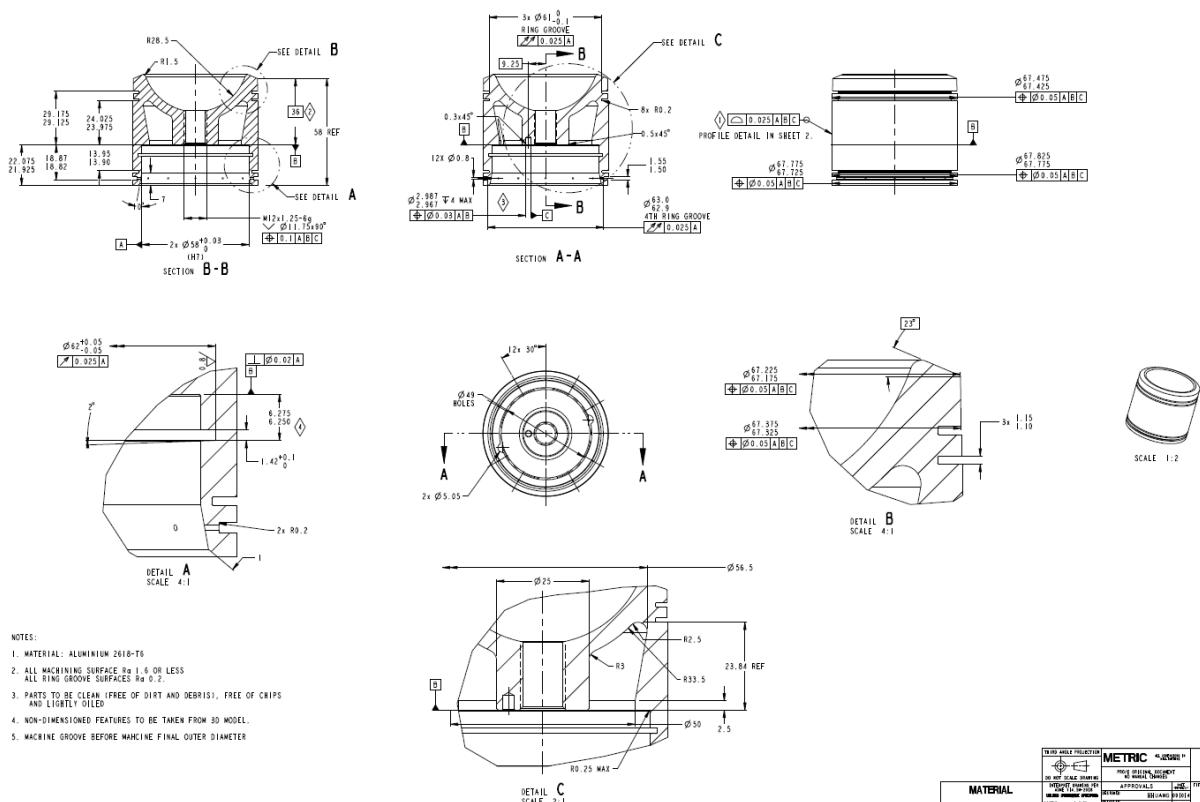


Fig. 6.35 Copie desen de execuție piston exterior pentru funcționarea motorului cu benzină.

Trebuie menționat faptul că în capul pistonului exterior a fost prevăzut un orificiu cu filet, în vederea montajului bujiei de aprindere.

Tot pe baza cercetărilor efectuate în cadrul proiectului de cercetare, a fost concepută și proiectată cămașa de cilindru aferentă funcționării motorului cu benzină, în prima fază (Figura 6.36).

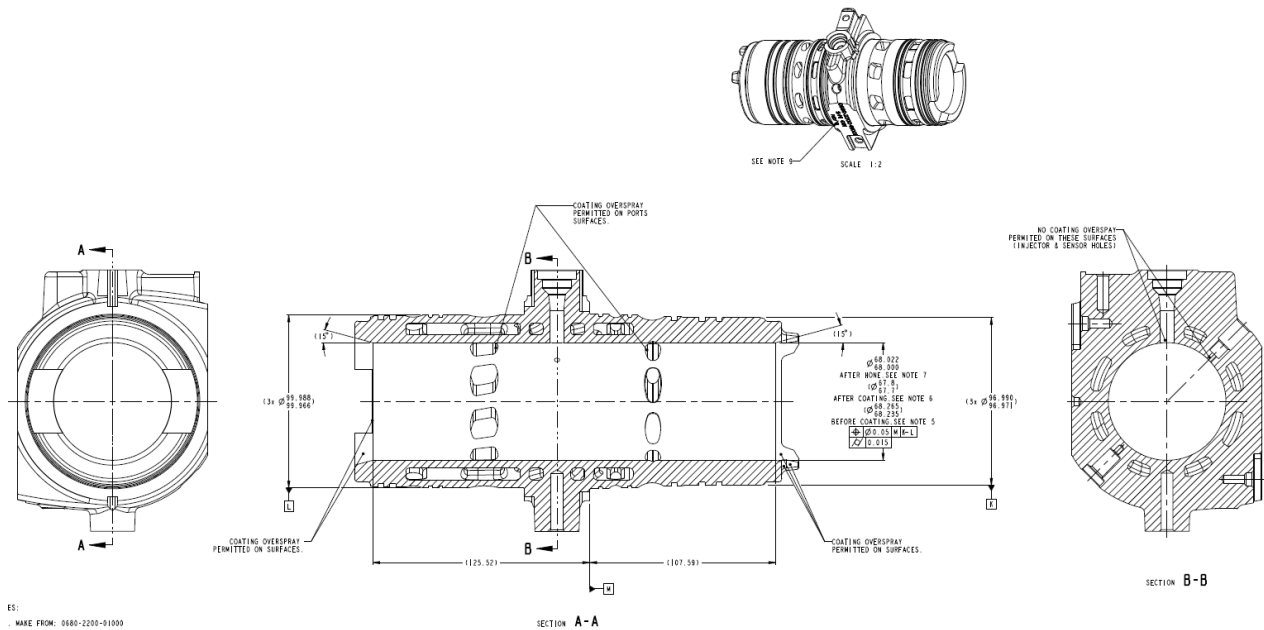


Fig. 6.36 Copie desen de execuție cămașă de cilindru.

### 6.2.3 Concepția și proiectarea elementelor sistemului de transmitere a tensiunii înalte la bujia de aprindere

Pe baza cercetărilor efectuate în cadrul proiectului de cercetare, a fost realizată concepția și proiectarea elementelor sistemului de transmitere a tensiunii înalte la bujia de aprindere.

În Figura 6.37, se prezintă copia schemei de montaj a elementelor componente ale sistemului de transmitere a tensiunii înalte, de la modulul de aprindere, la bujia de aprindere.

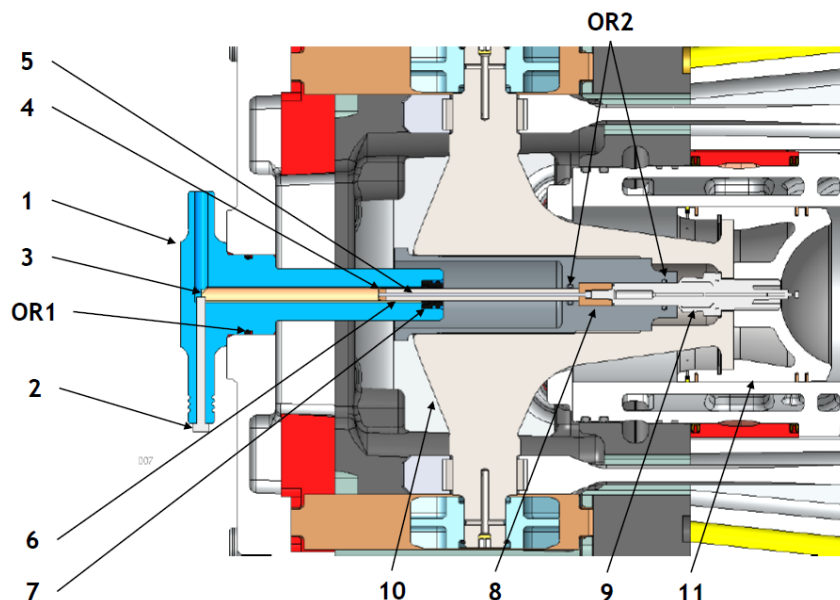


Fig. 6.37 Copia schemei de montaj a elementelor componente ale sistemului de transmitere a tensiunii înalte, de la modulul de aprindere, la bujia de aprindere: 1 – izolator tijă + tub transmsitere tensiune înaltă; 2 – tijă transmsitere tensiune înaltă; 3 – tub transmsitere tensiune înaltă; 4 – bucșă; 5 – tijă transmsitere tensiune înaltă; 6 – izolator tijă transmsitere tensiune înaltă; 7 – simering; 8 – bucșă prevăzută cu filet interior, care se montează pe capătul bujiei de aprindere; 9 – bujia de aprindere; 10 – suport piston exterior; 11 – piston exterior; OR1 – oring; OR2 – oring (2 buc.).





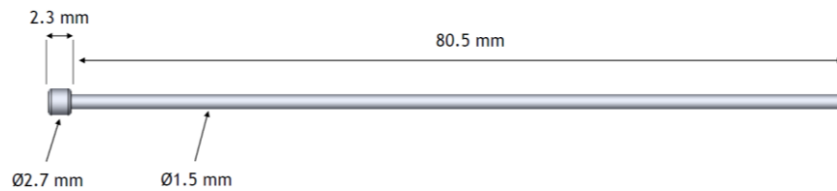


Fig. 6.42 Copie desen 3D tijă transmsitere tensiune înaltă (poziția nr. 5 din Figura 6.37).

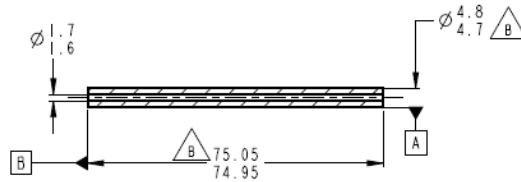


Fig. 6.43 Copie desen de execuție izolator tijă transmsitere tensiune înaltă (poziția nr. 6 din Figura 6.37).

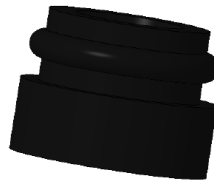


Fig. 6.44 Copie desen 3D simering (poziția nr. 7 din Figura 6.37).

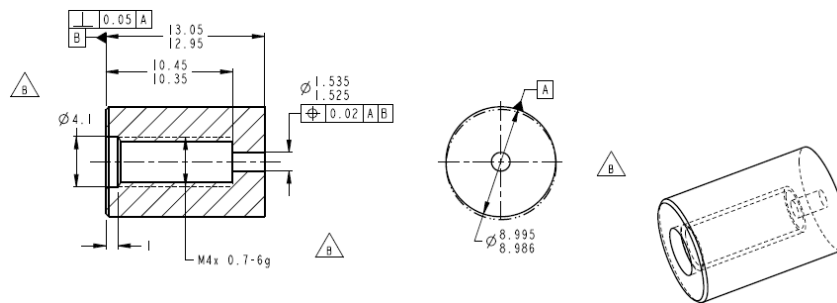


Fig. 6.45 Copie desen de execuție bucă prevăzută cu filet interior, care se montează pe capătul bujei de aprindere (poziția nr. 8 din Figura 6.37).

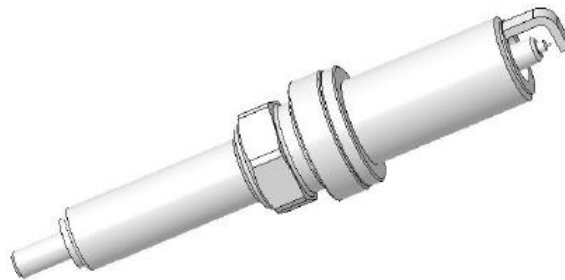


Fig. 6.46 Copie desen 3D bujie de aprindere (poziția nr. 9 din Figura 6.37).

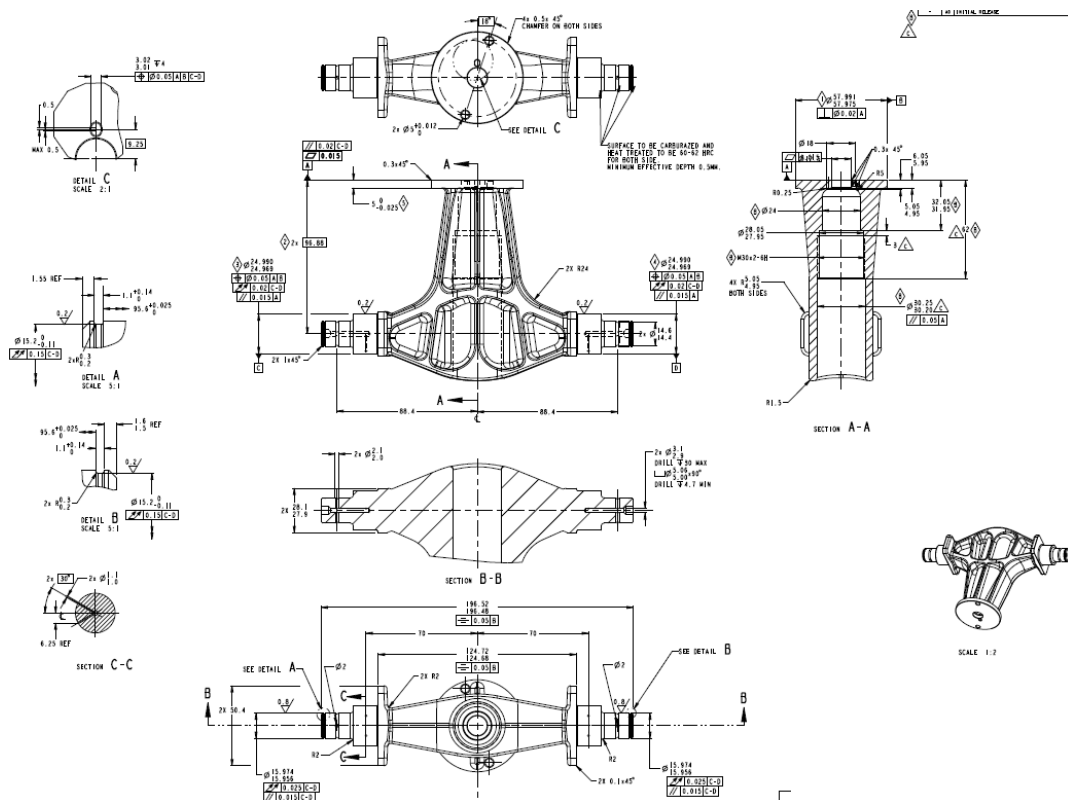


Fig. 6.47 Copie desen de execuție suport piston exterior (poziția nr. 10 din Figura 6.37).

## 6.2.4 Analiza și identificarea soluției constructive a sistemului de alimentare cu hidrogen

Proprietățile hidrogenului, care permit utilizarea lui ca și combustibil la motoarele cu ardere internă, sunt:

- plajă largă de valori ale coeficientului de exces de aer pentru amestecurile performante (inflamabile);
- energie mică de aprindere;
- distanță mică de stingere;
- temperatură mare de autoaprindere;
- viteză mare de propagare a frontului de flacără la amestecuri stoichiometrice;
- difuzivitate mare;
- densitate foarte mică.

Pentru arderea completă a două molecule de hidrogen este necesară o moleculă de oxigen. Oxigenul provine din aer. De aceea, este necesară includerea în calcul și a azotului. Aerul include în proporție de 21% kmoli de oxigen și 79% kmoli de azot. Rezultă că, pentru arderea completă a unui kilogram de hidrogen, este necesară utilizarea a 34,33 kilograme de aer.

La amestecul stoichiometric, hidrogenul ocupă 29,6% din volumul camerei de ardere, mult mai mult decât în cazul combustibililor convenționali (1-2%, în cazul benzinei). Ca urmare, aerul ocupă un volum mai mic al camerei de ardere.

În funcție de modul de alimentare, în comparație cu un motor cu aprindere prin scânteie (M.A.S.), puterea dezvoltată de un motor alimentat cu hidrogen poate fi de la 85% (în cazul injecției în galeria de admisie), până la 120% (în cazul injecției la presiune înaltă). Ca urmare a plajei mari de inflamabilitate, motoarele cu hidrogen pot funcționa cu rapoarte aer-combustibil de la 34/1 (stoichiometric), până la 180/1.

Problema principală care trebuie rezolvată pentru utilizarea hidrogenului la motorul cu ardere internă (M.A.I.), o constituie aprinderea prematură. Această problemă este una mult mai mare decât în cazul motoarelor convenționale, deoarece hidrogenul are o energie mică de aprindere, o plajă de inflamabilitate mare și o distanță mică de stingere. Aprinderea prematură apare atunci când amestecul carburant se aprinde înainte de declanșarea scânteii electrice și, ca urmare, funcționarea motorului este una ineficientă și brutală. De asemenea, condițiile de întoarcere a frontului de flacără pot fi realizate dacă aprinderea prematură apare în vecinătatea supapei de admisie, iar frontul de flacără rezultat se deplasează înapoi spre sistemul de inducție.

### Injecția în poarta supapei

În general, hidrogenul este injectat în poarta supapei de admisie, după ce pistonul începe cursa de admisie. În acest moment, condițiile sunt mai puțin severe, iar probabilitatea unei aprinderi premature este redusă.

La injecția în poarta supapei, aerul este injectat separat la începutul cursei de admisie, pentru a dilua gazele arse reziduale fierbinți și pentru a răci eventualele puncte fierbinți de pe pereții camerei de ardere. Deoarece în orice moment, în galeria de admisie este mai puțin gaz (hidrogen sau aer), o eventuală aprindere prematură este mai puțin severă. Presiunea de injecție a hidrogenului în poarta supapei este mai mare decât cea din cazul injecției monopunct, dar este mai mică decât cea din cazul injecției directe.

Sistemul de injecție la volum constant (CVI – Constant Volume Injection), utilizează un mecanism acționat de camă, pentru a sincroniza injecția de hidrogen în fiecare cilindru.

Sistemul electronic de injecție a combustibilului (EFI – Electronic Fuel Injection), contorizează cantitatea de hidrogen pentru fiecare cilindru. Acest sistem utilizează injectoare electronice individuale (supape solenoidale) pentru fiecare cilindru (Figura 6.48), care sunt conectate la o rampă comună de combustibil, situată în centrul galeriei de admisie. În timp ce sistemul cu injecție la volum constant utilizează o durată constantă de deschidere și o presiune variabilă a combustibilului, sistemul cu injecție electronică, utilizează o durată variabilă a deschiderii injectorului și o presiune constantă în rampă.

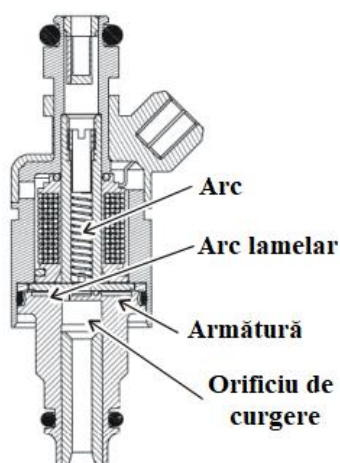


Fig. 6.48 Injector electronic de combustibil.

La înlocuirea injectorului de benzină al unui sistem de injecție în poarta supapei, s-a constatat că, la creșterea raportului volumic al hidrogenului, volumul de amestec carburant admis a scăzut, ceea ce a cauzat și o micșorare a momentului motor. Rateul a fost greu de controlat, iar acesta s-a intensificat la creșterea turației.

Alte studii au explorat factorii care produc apariția rateurilor și a măsurilor de control al acestuia, în cazul injecției în poarta supapei. Schema rateului este prezentată în Figura 6.49 a.

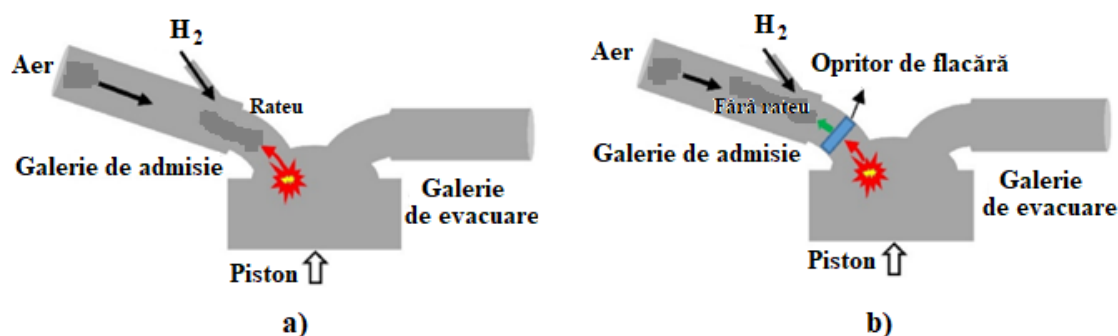


Fig. 6.49 Diagrama schematică: a) cu fenomenul de rateu; b) fără fenomenul de rateu

În plus, măsurile de control pentru micșorarea temperaturii de ardere și reducerea punctelor fierbinți, prevăd montarea unei rețele din sârme (opritor de flacără), care poate absorbi o cantitate mare de căldură de la o flacără slabă, fără a afecta în mod negativ funcționarea normală.

### Sisteme de injecție directă

Motoarele mai sofisticate cu hidrogen, utilizează injecția directă în camera de ardere, pe durata cursei de comprimare. La injecția directă, supapa de admisie este închisă atunci când combustibilul este injectat, evitând complet aprinderea prematură în timpul cursei de admisie. Ca urmare, nu pot apare rateuri în galeria de admisie.

Puterea furnizată de un motor cu injecție directă de hidrogen este cu 20% mai mare decât cea a unui motor cu aprindere prin scânteie (M.A.S.) și cu 42% mai mare decât cea a unui motor cu hidrogen cu carburator.

În timp ce injecția directă rezolvă problema aprinderii premature în galeria de admisie, nu previne neaparat aprinderea prematură în camera de ardere. Ca urmare a reducerii timpului pentru formarea amestecului carburant, amestecul aer-combustibil poate fi neomogen. Studiile au arătat că aceasta duce la o creștere a emisiilor de oxizi de azot, în comparație cu celelalte tipuri de sisteme de alimentare. Sistemele cu injecție directă necesită presiuni mai mari în rampă, în comparație cu celelalte metode.

S-a dovedit că injecția directă, cu o strategie de injecție potrivită, poate preveni în întregime apariția rateurilor și îmbunătățește gradul de umplere prin mărirea presiunii de injecție, ceea ce conferă un mare avantaj, în comparație cu injecția în poarta supapei. Un model CFD, a fost realizat pentru a putea simula amestecarea gazelor, precum și caracteristicile de ardere. S-a constatat că, spre deosebire de comportamentul motoarelor Diesel, injecția de hidrogen nu prezintă o creștere semnificativă a flăcării și antrenarea aerului în zona pulverizatorului injectorului, iar interfața combustibil-aer este startificată. Amestecarea combustibilului s-a împărțit în două etape: amestecare cu jet turbulent liber și amestecare globală în cilindru (Figura 6.50), iar prima s-a dovedit a fi mai efektivă.

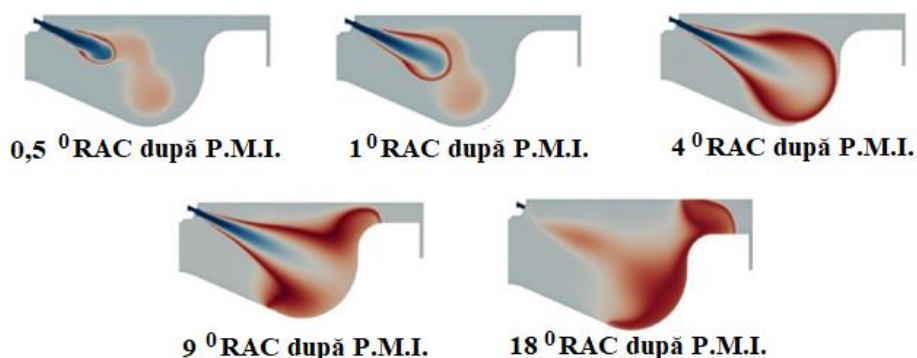


Fig. 6.50 Dezvoltarea jetului.

În cazul de mai sus, hidrogenul este injectat dintr-un recipient la presiunea de 80 barri și temperatura de 450 °K, într-un recipient la presiunea de 20 barri și temperatura de 1.100 °K. Viteza inițială la pulverizator poate atinge 2.300 m/s, iar apoi scade de obicei la 1.500 m/s pe parcursul jetului, iar scăderea vitezei nu este favorabilă curgerii gazului în camera de ardere și astfel afectează amestecarea combustibilului și aerului.

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui capitol, au fost diseminate în cadrul rapoartelor de cercetare, elaborate pentru un contract de cercetare cu mediul economic, care a fost coordonat în calitate de Director de proiect:

1. *Adaptarea constructivă a unui motor cu ardere internă, cu pistoane opuse și cilindri opuși, în vederea funcționării acestuia cu hidrogen, într-un ciclu termodinamic în doi timpi. Nr. contract: 7 / 31.05.2023. Beneficiar: SC Advanced Mechatronik Technologies SRL, Brașov. Valoare proiect: 101.150 lei. Perioada: 31.05.2023 – 22.04.2024.*

### 6.3 CERCETĂRI PRIVIND DEZVOLTAREA UNUI SISTEM DE RECUPERARE A APEI DIN GAZELE DE EVACUARE ALE MOTOARELOR DE AUTOVEHICULE

În cadrul acestui subcapitol, se prezintă cercetările privind dezvoltarea unui sistem de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor de autovehicule.

#### 6.3.1 Considerații teoretice

În vederea dezvoltării sistemului de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor de autovehicule, s-a avut în vedere principiul general de funcționare a unui astfel de sistem (Figura 6.51a), precum și principiul de colectare a apei din gazele de evacuare (Figura 6.51b).

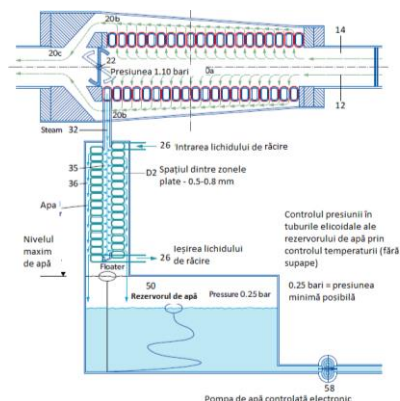


Fig. 6.51 Principiul de colectare al apei.

Principiul de colectare a apei este următorul (Figura 6.51): gazele de evacuare (12), intră în sistem printr-un tub de curgere (14), care le conduce într-o cameră interioară (20a), situată pe traiectoria de curgere a acestora, respectiv într-o cameră exterioară (20b). Legătura directă dintre camera interioară (20a) și cea exterioară (20b), poate fi blocată cu ajutorul unei supape controlate electronic (22a). Supapa (22a) este închisă în modul de funcționare, forțând astfel gazele de evacuare să devieze spre camera exterioară (20b), prin decalajul foarte mic, existent între tuburile de oțel poroase, acoperite cu un strat de poros de ceramică.

Deoarece decalajele dintre tuburi sunt foarte înguste, debitul gazelor de evacuare prin aceste spații este în esență laminar, încetinind la margini: moleculele de H<sub>2</sub>O din sistemul de flux gazos, pot trece de la exteriorul tuburilor poroase în interior, prin intermediul sitei moleculare, în timp ce moleculele altor componente din gazele reziduale sunt prea mari pentru a trece prin canalele de dimensiuni foarte mici (nano-canale). Acestea din urmă se deplasează spre camera exterioară (20b) și în continuare spre camera (20c).

Tubul elicoidal de răcire, separă o cameră interioară (35) și o cameră exterioară (36) a unității de răcire, fiind similar tubului de colectare a aburului, descris în Figura 6.51. În timpul funcționării, un agent de răcire (26) curge în interiorul tubului. Aburul este forțat să se deplaseze din camera interioară (35), spre camera exterioară (36), prin spațiile înguste (D2), în flux laminar, fiind răcit și astfel condensat în apă lichidă, care se deplasează mai departe către un rezervor pentru colectarea apei (50). Prin intermediul unei pompe de apă (58), controlată electronic, apa este pusă la dispoziție, pentru injecție în procesul de combustie. Apa astfel colectată are o aciditate scăzută.

Sita moleculară constă dintr-un strat ceramic de 5.000 nm (5  $\mu\text{m}$ ), cu pori mici, având un diametru de aproximativ 0,35  $\text{nm}$  (3,5 Angstrom), care formează așa numitele nano-canale pentru trecerea moleculelor de  $\text{H}_2\text{O}$ , caracterizate prin  $\sigma = 0,275 \text{ nm}$  (2,75 Angström), în timp ce diametrul minim corespunzător este de 0,309  $\text{nm}$  (3,09 Angstrom). Stratul ceramic acoperă un tub din oțel care prezintă pori, dar cu o dimensiune mai mare de 20  $\text{nm}$  (200 Angstrom).

Sita moleculară permite colectarea de abur pur, prin separarea moleculelor de  $\text{H}_2\text{O}$ , de alte molecule conținute în produsul de combustie al unui combustibil care conține hidrocarburi. Cea mai mare parte a gazelor de evacuare sunt: azotul ( $\text{N}_2$ ), vaporii de apă ( $\text{H}_2\text{O}$ ) și dioxidul de carbon ( $\text{CO}_2$ ). Gazele de evacuare ale motoarelor cu ardere internă, cu care sunt echipate autovehiculele, conțin vapori de apă, în proporție de aproximativ 11% la M.A.C. (Motoare cu Aprindere prin Compresie) și 12% la M.A.S. (Motoare cu Aprindere prin Scânteie).

### 6.3.2 Concepția și proiectarea sistemului de recuperare a apei din gazele de evacuare

Pornind de la principiul de colectare a apei descris în paragraful anterior, a fost conceput și proiectat prototipul sistemului de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor cu ardere internă (Figura 6.52).

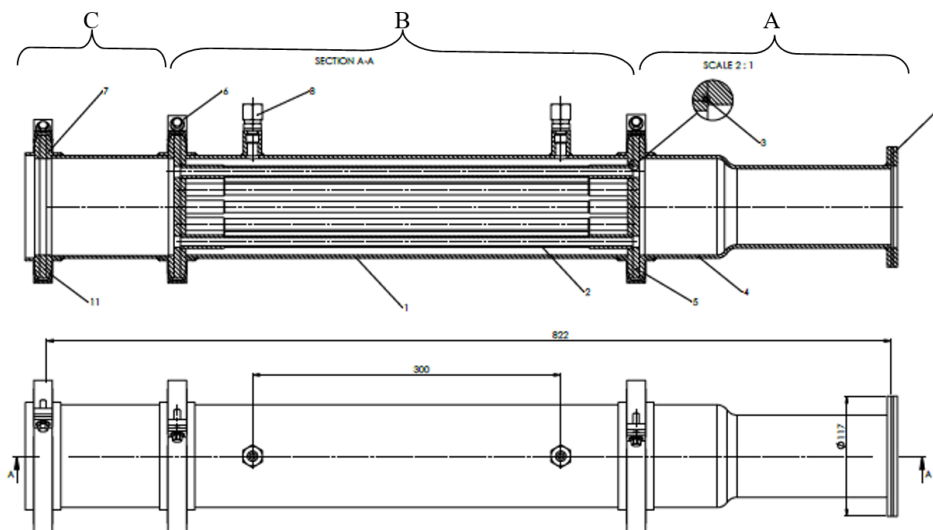


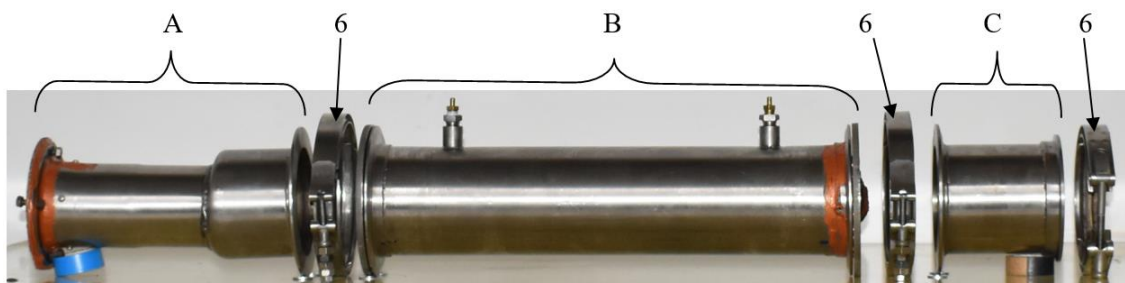
Fig. 6.52 Desen de ansamblu sistem de recuperare a apei: A – ansamblu tub de racordare la galeria de evacuare; B – ansamblu corp sistem de recuperare a apei; C – ansamblu tub de racordare la toba de eșapament. 1 – corp sistem de recuperare a apei; 2 – tub de curgere a gazelor de evacuare (12 buc.); 3 – simering (24 buc.); 4 – tub de racordare la galeria de evacuare; 5 – Disc fixare tuburi gaze de evacuare (2 buc.); 6 – colier (3 buc.); 7 – flanșă tub racordare la toba de eșapament; 8 – prezon ștuț (2 buc.); 9 – garnitură; 11 – disc ansamblu tub de racordare la toba de eșapament.

Cu excepția tuburilor de curgere a gazelor de evacuare (poziția 2, din Figura 6.52), a simeringurilor (poziția 3, din Figura 6.52) și a garniturii (poziția 9, din Figura 6.52), restul elementelor componente ale sistemului de recuperare a apei din gazele de evacuare sunt confecționate din următorul material: X2CrNi19-11.

Prototipul conceput și proiectat are trei părți componente:

- A – ansamblu tub de racordare la galeria de evacuare
- B – ansamblu corp sistem de recuperare a apei
- C – ansamblu tub de racordare la toba de eșapament

În urma proiectării, a fost realizat sistemul de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor de autovehicule, a cărui imagine de ansamblu este prezentată în Figura 6.53.



*Fig. 6.53 Sistem de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor de autovehicule: A – ansamblu tub de racordare la galeria de evacuare; B – ansamblu corp sistem de recuperare a apei; C – ansamblu tub de racordare la toba de eșapament. 6 – colier (3 buc.).*

Cele 12 tuburi prin care curg gazele de evacuare sunt confecționate prin sinterizare, sub forma unor site moleculare, dintr-un material având următoarea compoziție: 18%Cr, 13% Ni, 2% Mo, 1% Si, 0.03% max C. Acestea se regăsesc în interiorul corpului sistemului de recuperare a apei, fiind fixate la capete prin intermediul a două discuri (poziția 5, din Figura 6.52), respectiv a două flanșe sudate pe capetele corpului sistemului. Modalitatea de fixare a tuburilor este redată în Figura 6.54.



*Fig. 6.54 Fixare tuburi curgere gaze de evacuare.*

Configurația unui tub de curgere a gazelor de evacuare este prezentată în Figura 6.55.



*Fig. 6.55 Tub curgere gaze de evacuare.*

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate în cadrul rapoartelor de cercetare, elaborate pentru un grant câștigat printr-o competiție națională, care a fost coordonat în calitate de Responsabil de proiect:

1. *Sistem de recuperare a apei din gazele de evacuare ale motoarelor de autovehicule.* Nr. contract: PN-III-P2-2.1-CI-2018-1566. Programul 2 - Creșterea competitivității economiei românești prin cercetare, dezvoltare și inovare. Subprogramul 2.1 - Competitivitate prin cercetare, dezvoltare și inovare - Cecuri de inovare. Valoare proiect: 50.000 lei. Perioada: 03.09.2018 – 31.12.2018. Responsabil proiect.



## 6.4 CERCETĂRI PRIVIND MOTOARELE CU FUNCȚIONARE ÎNTR-UN SINGUR REGIM

În cadrul acestui subcapitol, se prezintă cercetările privind motoarele cu funcționare într-un singur regim (mono-regim).

### 6.4.1 Considerații privind motoarele cu funcționare într-un singur regim (mono-regim)

Aceste tipuri de motoare, reprezintă o noutate absolută, fiind caracterizate prin funcționarea într-un singur regim (mono-regim), respectiv fără funcționare, la regimul de mers în gol. Avantajele față de motoarele cu ardere internă sau cele electrice existente la momentul actual sunt: consum mai redus de combustibil sau de energie electrică și emisii mai reduse (este mult mai facilă optimizarea unui singur regim, decât a unei infinități de regimuri, așa cum este necesar la motoarele actuale), construcție simplă și fiabilitate mare. Motoarele mono-regim pot realiza, total sau parțial, funcțiile transmisiei (controlul momentului motor, al vitezei de rotație și al sensului acesteia), inclusiv funcția de frânare, cu recuperarea energiei. În continuare, se va prezenta o descriere motoarelor cu funcționare într-un singur regim (mono-regim) și părților componente ale acestora.

Generatorul termohidraulic cu funcționare într-un singur regim este partea principală a noilor sisteme de propulsie termo-hidraulice. Părțile principale ale sistemului de propulsie termo-hidraulic sunt: generatorul termohidraulic (GTH), acumulatorul hidropneumatic (AH) și motorul hidraulic (MH), conform schemei sistemului de propulsie prezentat în Figura 6.56, care mai este prevăzut și cu un rezervor pentru lichid hidraulic RH [1], [2].

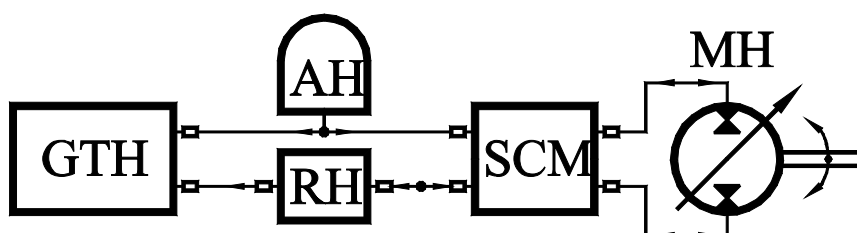


Fig. 6.56 Schema sistemului de propulsie termo-hidraulic.

Generatorul termohidraulic transformă energia termică obținută prin arderea combustibilului (benzină, motorină, combustibili neconvenționali) în energie hidrostatică. Energia hidrostatică produsă de generator este stocată în acumulatorul hidropneumatic.

Generatorul termohidraulic se caracterizează prin: funcționare într-un singur regim (doza de combustibil pulverizată la un ciclu termic este constantă) și funcționare automată pe principiul pornire-oprire, caracterizat prin pornire automată, atunci când energia (presiunea) din acumulator are valoarea minimă admisă, și oprire automată, atunci când energia din acumulator (presiunea) are valoarea maximă admisă.

Acumulatorul hidraulic este tip hidro-pneumatic, având rolul de a acumula energia produsă de generatorul termohidraulic, necesară pentru desfășurarea curselor rezistente ale ciclului termic al generatorului și pentru alimentarea motorului hidraulic. De asemenea, acumulatorul are și rolul de amortizare a pulsațiilor de debit și a șocurilor hidraulice.

Alimentarea motorului hidraulic cu energie hidrostatică se face prin sistemul de comandă a motorului SCM. Motorul hidraulic transformă energia hidraulică din acumulator, în energie mecanică, sub formă de mișcare de rotație, necesară propulsiei autovehiculului. Motorul hidraulic este o mașină cu capacitatea volumică variabilă și reversibilă. În felul acesta, se poate regla turația și se poate realiza frânarea cu recupera energia de frânare, prin retransformarea ei în energie hidrostatică și stocare în acumulator.

Funcționarea și construcția noilor sisteme de propulsie termo-hidraulice, se bazează pe un concept nou, care constă în alimentarea cu energie a mașinii motoare, de la un acumulator de energie. Încărcarea acumulatorului este realizată de către un generator de energie, care funcționează într-un singur regim (mono-regim), cu randament maxim. Conceptul presupune realizarea de sisteme de propulsie, formate în general din: generator de energie (GE), acumulator de energie (AE) și mașină motoare (MM), în care se produc două transformări de energie: transformarea primară și transformarea secundară (Figura 6.57) [3]. Transformarea primară este realizată de generatorul de energie, care transformă energia de intrare (termică sau electrică), în altă formă de energie (energie hidraulică). Energia produsă de generator este stocată în acumulatorul de energie (AE). Transformarea secundară este realizată de mașina motoare (MM), care preia energia stocată din acumulator și o transformă în energie mecanică, în general sub formă de mișcare de rotație.



Fig. 6.57 Concept nou privind funcționarea sistemelor de propulsie.

Funcționarea sistemului este următoarea: generatorul de energie (GE), transmite energia produsă la acumulatorul de energie (AE), până când valoarea energiei din acumulator este maximă admisă. În acest moment, în mod automat, generatorul se oprește din funcționare, până când energia din acumulator scade la valoarea minimă admisă. În felul acesta, generatorul de energie (GE) poate funcționa într-un singur regim, cu randament maxim, independent de regimul de funcționare a mașinii motoare (MM). Mașina motoare (MM) preia energia din acumulator și o transformă în energie mecanică, la puterea necesară acționării organelor de lucru ale sistemului. Fluxul de energie poate avea ambele direcții: generator-acumulator și invers, sau acumulator-mașină motoare și invers.

Sistemul de propulsie funcționează eficient dacă generatorul de energie (GE), îndeplinește următoarele condiții: să producă o formă de energie care să poată fi ușor stocată de acumulatorul de energie (AE) și ușor transmisă la mașina motoare (MM); să funcționeze într-un singur regim automat, pe principiul pornire-oprire, caracterizat prin pornire automată, atunci când energia din acumulator are valoarea minimă admisă, și oprire automată, atunci când energia din acumulator are valoarea maximă admisă.

Formele de energie care îndeplinesc condițiile menționate sunt: energia hidrostatică și energia pneumatică. Energia hidrostatică este folosită într-o gamă largă de puteri și domenii de aplicații. Acționările hidrostatice sunt bine cunoscute și considerate superioare față de celelalte acționări existente [4]. Energia pneumatică este folosită la puteri mici. În general, acționările pneumatice sunt folosite în domenii restrânse de activitate.

După forma de energie pe care o produc, generatoarele se clasifică în: generatoare hidrostatice și generatoare pneumatice. Generatoarele hidrostatice care transformă energia termică, se numesc generatoare termo-hidraulice mono-regim, iar generatoarele hidrostatice care transformă energia electrică, se numesc generatoare electro-hidraulice mono-regim. Acumulatorul de energie, este un acumulator hidro-pneumatic obișnuit. Mașina motoare este un motor hidraulic rotativ reversibil, cu capacitate reglabilă. Aceste tipuri de motoare permit varierea turației într-o gamă largă și pot recupera energia de frânare [6].

Noile sisteme de propulsie fac parte din categoria sistemelor de propulsie hibrid de tip termo-hidraulic sau electro-hidraulic și reprezintă o noutate absolută. Sunt cunoscute sisteme de propulsie hibrid de tip termo-electric (hibrid serie și hibrid paralel), la care se produc trei transformări de energie: energia termică se transformă în energie mecanică (prin motor termic); energia mecanică

se transformă în energie electrică (prin generator de energie electrică); energia electrică se retransformă în energie mecanică (prin motoare electrice) sau se stochează în acumulatori electrice. La noile sisteme de propulsie se produc numai două transformări de energii: energia termică sau electrică se transformă în energie hidrostatică sau pneumatică (prin generatorul de energie); energia hidrostatică sau pneumatică se transformă în energie mecanică (prin motoare hidraulice sau pneumatice).

Noul concept privind funcționarea și construcția noilor sisteme de propulsie termohidraulice într-un singur regim, reprezintă o direcție nouă de cercetare, fiind mult mai ușor de optimizat un singur regim, față de o infinitate de regimuri, așa cum se produc la sistemele actuale [3].

#### 6.4.2 Simularea numerică pe un generator termo-hidraulic în doi timpi, care funcționează într-un singur regim (mono-regim)

Părțile principale ale generatorului termo-hidraulic în doi timpi, cu baleiaj în echicurent și evacuarea gazelor de ardere prin supapă sunt: cilindrul motor (CM) și cilindrul hidraulic (CH), asamblați coaxial, și pistonul liber (PL), care are o mișcare rectilinie-alternativă în interiorul cilindrului (Figura 6.58) [1], [2] [3], [4], [5].

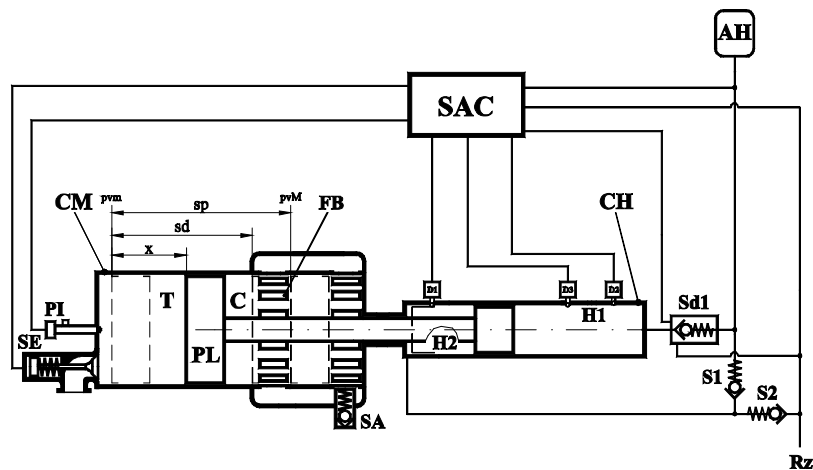


Fig. 6.58 Schema generatorului termohidraulic în doi timpi cu baleiaj în echicurent.

Pistonul liber este singura parte mobilă, fără elemente articulate. Pornirea-oprirea pistonului la capetele cursei, nu afectează în mod negativ funcționarea generatorului, deoarece viteza, respectiv energia cinetică, este nulă la capetele cursei. Datorită mișcării pistonului, între pereții cilindrului și piston se formează patru camere cu volum variabil: camera termică (T), camera compresoare (C) și camerele hidraulice (H1) și (H2). Deplasarea pistonului se face sub acțiunea forțelor de presiune produsă de gazele din camera termică și compresoare, și a forțelor de presiune produsă de lichidului hidraulic din camerele H1 și H2. În camera termică, se desfășoară procesele ciclului termic de comprimare, ardere, și destinderea și evacuarea gazelor de ardere. În camera compresoare se desfășoară procesul de aspirație a aerului.

În camerele hidraulice se desfășoară procese de pompaj (aspirare-refulare) a lichidului hidraulic. Mișcarea pistonului este coordonată de sistemul automat de comandă (SAC). Informațiile privind poziția pistonului sunt furnizate de distribuitoarele de poziție (D1), (D2) și (D3). Cursa pistonului este cuprinsă între  $p_{vm}$  (punctul de volum minim) și  $p_{vM}$  (punct de volum maxim). Forțele care acționează asupra pistonului sunt: forța dezvoltată de presiunea gazelor din camera termică și camera compresoare, și forța dezvoltată de presiunea lichidului hidraulic din camerele (H1) și (H2). În timpul cursei pistonului, forța dezvoltată de presiunea gazelor din camera termică are o variație mare, iar forța dezvoltată de presiunea lichidului din camerele (H1) și (H2) este cvasiconstantă.

Energia hidraulică stocată în acumulatorul hidraulic, pe durata desfășurării unui ciclu termic, se determină cu următoarea relație [3], [4], [5]:

$$W_H = \eta_{tp} \cdot \oint [p_T(x) - p_C(x)] \cdot dV \quad (6.1)$$

unde:  $\eta_{tp}$  este randamentul total al generatorului,  $p_T(x)$  este funcția de variație a presiunii gazelor din camera termică,  $p_C(x)$  este funcția de variație a presiunii gazelor din camera compresoare și  $x$  este poziția pistonului față de punctul de origine a axei de coordonate.

Valoarea randamentului total al generatorului termo-hidraulic este în funcție de pierderile de energie care se produc pe durata unui ciclu termic: pierderi de energie produse de forțele de frecare, pierderi de energie produsă de vâscozitatea fluidului hidraulic etc.

Puterea generatorului termo-hidraulic mono-regim se determină cu următoarea relație:

$$P_H = f_{ct} \cdot W_H = p_{ha} \cdot Q_p \quad (6.2)$$

unde:  $f_{ct}$  este frecvența de desfășurare a ciclurilor termice,  $p_{ha}$  este presiunea lichidului hidraulic din acumulator,  $Q_p$  este debitul generatorului mono-regim.

Prin rezolvarea sistemului de ecuații (6.1) și (6.2) se obțin valorile următoarelor mărimi: diametrul cilindrului motor; lungimea cursei  $s_p$  de deplasare a pistonului și volumul minim al camerei termice.

Energia cinetică  $Ec(x)$ , dezvoltată de pistonul PL, în timpul mișcării până în punctul  $x$ , este definită de următoarea funcție:

$$Ec(x) = Lg(x) + c \cdot Lh(x) \quad (6.3)$$

unde:  $Lg(x)$  este lucrul mecanic dezvoltat de presiunea gazelor din cilindrul motor, până în punctul  $x$ ,  $Lh(x)$  este lucrul mecanic dezvoltat de presiunea lichidului din cilindrul hidraulic, până în punctul  $x$ ,  $c$  este un coeficient.

Valoarea coeficientului  $c$  este dată de sensul de deplasare a pistonului PL și de valoarea randamentului mecanic. Randamentul mecanic se raportează la valoarea lucrului mecanic dezvoltat în cilindrul hidraulic  $\eta_m = 1 - |Lf(x)/Lh(x)|$  și evaluează lucrul mecanic  $Lf(x)$  dezvoltat de forțele de frecare și de vâscozitate a lichidului hidraulic. Dacă sensul de deplasare a pistonului PL coincide cu sensul axei de coordonate (cursa motoare a pistonului) atunci:  $c = 2 - \eta_m$ , iar dacă sensul de deplasare a pistonului PL este opus cu sensul axei de coordonate (cursa rezistentă a pistonului) atunci:  $c = \eta_m$ .

La capetele cursei pistonului energia cinetică este nulă:  $Ec(x) = 0$ ,  $Ec(sp) = 0$ . Dacă se aplică teorema energiei cinetice la cele două curse ale pistonului, se obține diametrul cilindrului hidraulic și diametrul tijei pistonului PL (tija este piesa de legătură între pistonul din cilindrul motor și cilindrul hidraulic).

Funcția de variație a vitezei pistonului este dată de următoarea relație:

$$wp(x) = \sqrt{\frac{2 \cdot Ec(x)}{m_p}} \quad (6.4)$$

unde:  $m_p$  este masa pistonului liber PL.

Funcția de variație a accelerației, a pistonului PL este definită de următoarea relație:

$$ap(x) = \frac{d}{d\tau} wp(x) = wp(x) \cdot \frac{d}{dx} wp(x) \quad (6.5)$$

Masa pistonului se determină din condiția de limitare a vitezei maxime a pistonului la cursa de destindere, la o anumită valoare  $w_{p \max}$ . Viteza este maximă în punctul  $x_a$ , unde accelerația pistonului este nulă:

$$a_{pd}(x_a) = 0 \quad (6.6)$$

Soluția ecuației (6.6) reprezintă valoarea coordonatei  $x_a$ ,  $w_{p \max} = w_p(x_a)$ .

Dacă se aplică teorema energiei cinetice între punctul  $x = 0$  (pvm) și punctul  $x_a$ , se obține relația de calcul pentru masa pistonului:

$$m_p = \frac{2 \cdot Ec(x_a)}{w_{p \max}^2} \quad (6.7)$$

Timpu de desfășurare a unei curse  $i$  a pistonului, se determină cu relația:

$$\tau_{pi} = \frac{s_p}{\bar{w}_{pi}} = \frac{s_p^2}{\int_{x_0}^{x_0+s_p} w_{pi}(x) \cdot dx} \quad (6.8)$$

unde:  $w_{pi}(x)$  este funcția de variație a vitezei pistonului la cursa  $i$ ;  $\bar{w}_{pi}$  este viteza medie a pistonului la cursa  $i$ .

Frecvența cu care se desfășoară ciclurile termice se calculează cu relația:

$$f_{ct} = \frac{1}{\sum_{i=1}^2 \tau_{pi}} \quad (6.9)$$

În continuare se prezintă rezultatele numerice obținute la elaborarea calculelor de proiectare a modelului experimental de generator termo-hidraulic.

*Date inițiale de proiectare:* puterea  $Pp = (15 - 20)$  kW; debitul  $Qp = (1,5 - 2)$  l/s; presiunea medie din accumulator  $p_h = 105$  bar.

Valori numerice obținute în urma calculului termic: volumul maxim al camerei termice  $V_b = 1.375$  cm<sup>3</sup>; volumul camerei de ardere (volumul minim al camerei termice)  $V_y = 74,43$  cm<sup>3</sup>; volumul de destindere  $V_d = 1.064$  cm<sup>3</sup>; volumul de comprimare  $V_a = 778,68$  cm<sup>3</sup>; cursa totală a pistonului  $s_p = 142$  mm; cursa pistonului la destinderea gazelor  $s_d = 108$  mm; cursa pistonului la comprimarea aerului  $s_a = 85$  mm; diametrul cilindrului motor  $D = 108$  mm; dimensiunea fantelor  $h_f \times g_f = 28 \times 4$  mm; numărul fantelor  $n_f = 18$ ; presiune maximă a gazelor  $p_y = 66,3$  bar; presiunea gazelor la sfârșitul destinderii  $p_d = 3,1$  bar; masa de combustibil (motorină) pulverizat la ciclul termic  $m_{cb} = 4,07 \cdot 10^{-5}$  kg.

Diagrama indicată din camera termică (T) este prezentată în Figura 6.59:

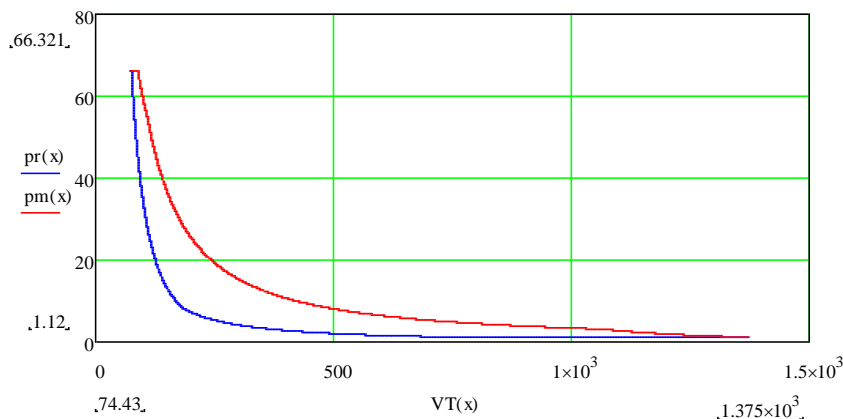


Fig. 6.59 Diagrama indicată din camera termică (T).

Diagrama indicată din camera compresoare (C) este prezentată în Figura 6.60:

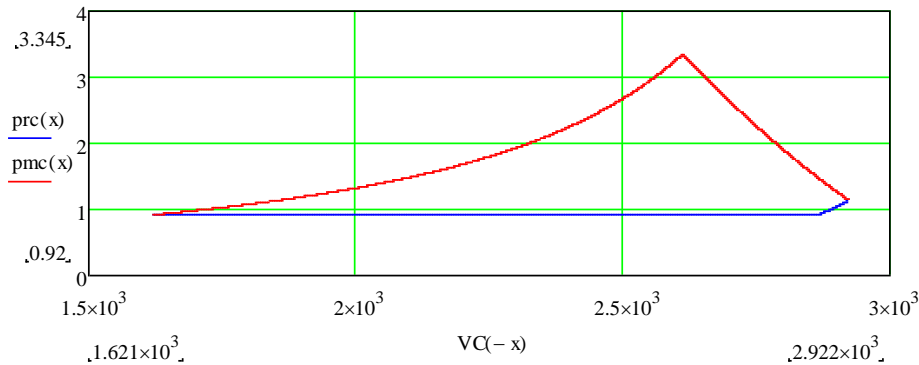


Fig. 6.60 Diagrama indicată din camera compresoare C.

Valorile numerice obținute în urma calculului pistonului liber (PL) sunt următoarele:

- date inițiale: randamentul mecanic  $\eta_m = 0,975$ ; viteza maximă a pistonului  $w_{pmax} = 12$  m/s.
- calculul parametrilor dimensionali: diametrul capului pistonului motor  $d_m = D = 108$  mm; diametrul capului pistonului hidraulic  $d_h = D_h = 30$  mm; diametrul tijei pistonului  $d_t = 18$  mm; masa pistonului liber PL  $m_p = 7,95$  kg.
- calculul parametrilor cinemati: viteza medie de deplasare la cursa rezistentă (cursa de comprimare)  $w_{mr} = 5,8$  m/s; timpul de deplasare la cursa rezistentă (cursa de comprimare)  $\tau_{pr} = 0,024$  s; viteza medie de deplasare la cursa motoare (cursa de destindere)  $w_{mm} = 9,3$  m/s; timpul de deplasare la cursa motoare (cursa de destindere)  $\tau_{pm} = 0,015$  s; viteza medie de deplasare la un ciclu termic  $w_m = 7,2$  m/s; timpul de deplasare la un ciclu termic  $\tau_{pm} = 0,040$  s; frecvența de desfășurare a ciclurilor termice  $f_p = 25,2$  Hz.

Graficul de variație al vitezei este prezentat în Figura 6.61:

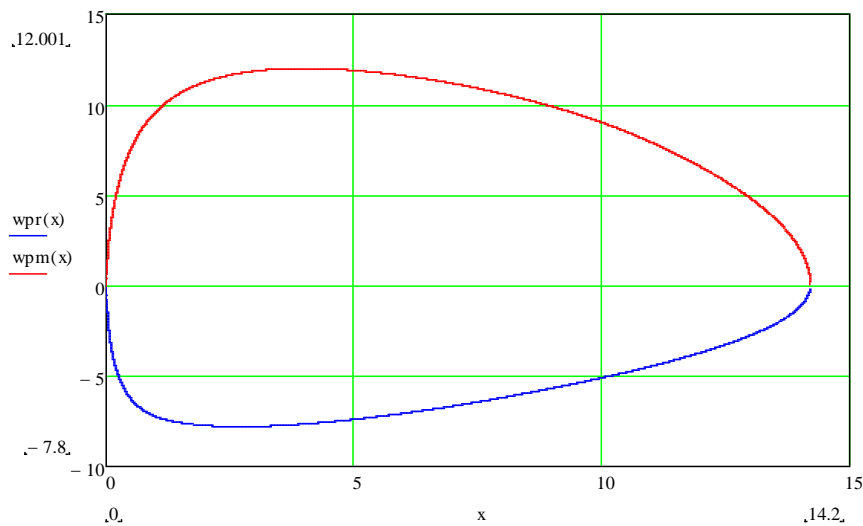


Fig. 6.61 Graficul de variație a vitezei.

Parametrii principali ai generatorului termo-hidraulic sunt: puterea  $P_p = 16,57$  kW; debitul mediu al lichidului hidraulic  $Q_p = 1,59$  l/s; presiunea medie a lichidului hidraulic din acumulator  $p_h = 105$  bar.

### 6.4.3 Rezultate obținute

În cazul autovehiculelor echipate cu noile sisteme de propulsie termo-hidraulice mono-regim, se va putea elimina parțial transmisia mecanică (ambreiaj, reductor, cutia de viteze, transmisia longitudinală), dacă sistemul de propulsie are un singur motor hidraulic sau se va putea elimina total transmisia mecanică, dacă sistemul are două sau patru motoare hidraulice. Motoarele hidraulice, dacă se trec în regim de pompă, produc frânarea (se poate realiza o frânare eficientă, la limita de

aderență, fără blocarea roților) și recuperarea energiei de frânare. De asemenea, se elimină sistemele de reglare (sistemul electronic al grupului de propulsie, comanda electronică a treptelor de viteze etc.) și sistemul de pornire [3].

În concluzie, noile autovehicule, acționate cu noile sisteme de propulsie, vor avea indici de performanță cel puțin egali cu ai actualelor autovehicule cu transmisie automată (dinamică sportivă, fără pedală de ambreiaj și maneta pentru cutia de viteze) și evident, cu indici energetici superiori (funcționare numai la regimul cel mai eficient din punct de vedere al consumului de combustibil și al emisiunilor poluante, fără momente de funcționare în gol și posibilitatea recuperării energiei la frânare).

Rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate în cadrul rapoartelor de cercetare, elaborate pentru un grant câștigat printr-o competiție internațională, în care am participat în calitate de membru în echipa de cercetare:

1. *Research on engines is an single regime running*. Nr. contract: TF/HURO/0901/ 258/2.2.2/01 – CMM. Hungary-Romania Cross-Border Co-operation Programme 2007-2013. Valoare proiect: 497.960 euro. Perioada: 02.12.2019 – 31.12.2019. Membru în echipa de cercetare.  
<https://keep.eu/projects/8563/Research-on-engines-is-an-si-EN/>

Totodată, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate într-un articol științific publicat într-o revistă cotate ISI (Web of Science):

1. Chioreanu Nicolae, Mitran Tudor, Rus Alexandru, **Beleş Horia**. *Numerical simulation of thermal-hydraulic generators running in a single regime*. Central European Journal of Engineering, Volume 4, Issue 2, June 2014, Pages: 119-124. DOI: 10.2478/s13531-013-0145-2. Published: Jun 2014. Publisher: De Gruyter Poland. ISSN: 2391-5439. Journal Impact Factor (2022): 1.7. Web of Science: <https://1710qjm8n-y-https-www-webofscience-com.z.e-nformation.ro/wos/woscc/full-record/WOS:000218399600004..>

De asemenea, rezultatele cercetărilor prezentate în cadrul acestui subcapitol, au fost diseminate în 2 articole științifice, prezentate în cadrul unor manifestări științifice internaționale, fiind publicate în volumele acestor manifestări, care au fost indexate în BDI:

1. Mitran Tudor, Chioreanu Nicolae, **Beleş Horia**, Rus Alexandru, Polojințef-Corbu Nicolae. *The Calculation of the Pressure Losses in the Hydraulic Circuit of a Single Regime Operating Thermal-Hydraulic Generator*. Applied Mechanics and Materials, Vol. 822, Pages: 305-310, Jan. 2016. Publisher: Trans Tech Publications, ISSN print: 1660-9336, ISSN web: 1662-7482, ISBN: 978-3-03835-703-2, DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.822.305>. CrossRef: <https://search.crossref.org/?q=beles+h&page=3>.
2. Chioreanu Nicolae, Mitran Tudor, Țârulescu Stelian, **Beleş Horia**, Șoica Adrian. *Simulation of the free piston's movement from the single regime running thermo-hydraulic generator*. Applied Mechanics and Materials, Volume 659, 2014, Pages 171-176. 6th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering, ACME 2014; Iasi; Romania; 12 June 2014 through 13 June 2014; Code 108589. Publisher: Trans Tech Publications Ltd, DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.659.171, ISSN: 16609336, ISBN: 978-303835272-3. Scopus: [https://www-scopus-com.am.e-nformation.ro/record/display.uri?eid=2-s2.0-84920657872&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=Beles+H\\*&sid=a61d21aa86a0e3fce277f6cec44ef9d0& sot=b&sdt=b&sl=21&s=AUTHOR-NAME%28Beles+H%29&relpos=10&citeCnt=0&searchTerm=](https://www-scopus-com.am.e-nformation.ro/record/display.uri?eid=2-s2.0-84920657872&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=Beles+H*&sid=a61d21aa86a0e3fce277f6cec44ef9d0& sot=b&sdt=b&sl=21&s=AUTHOR-NAME%28Beles+H%29&relpos=10&citeCnt=0&searchTerm=)

## PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

### Considerații generale

Ingineria Autovehiculelor este un domeniu de mare interes, din perspectiva studiilor universitare, atât ca și domeniu de sine stătător, cât și privit dintr-o perspectivă multidisciplinară, împreună cu alte domenii ale ingineriei. Din perspectiva studenților care studiază în domeniul Ingineriei Autovehiculelor, se poate remarca faptul că acest domeniu le oferă o multitudine de oportunități de angajare, după finalizarea studiilor, și anume: în cercetare, proiectare de produse și servicii destinate autovehiculelor, testarea componentelor autovehiculelor, precum și a autovehiculelor în ansamblu, producția de elemente componente destinate autovehiculelor, precum și producția de autovehicule, simularea-modelarea sistemelor autovehiculelor, exploatarea, diagnosticarea și repararea autovehiculelor, siguranța și managementul traficului rutier, evaluarea daunelor survenite la autovehicule, în urma unor accidente rutiere, reconstituirea accidentelor de trafic rutier etc.

În acest context, responsabilitatea unui cadru didactic universitar, din domeniul Ingineriei Autovehiculelor, este foarte mare, atât din punct de vedere didactic, cât și al cercetării științifice. În primul rând, cadrul didactic universitar trebuie să ofere studenților pregătirea de bază în domeniu, necesară pentru cei care vor să urmeze o carieră în domeniul ingineriei. Totodată, cadrul didactic universitar trebuie să creeze și să mențină o conexiune între cunoștințele absolvenților și necesitățile din partea agenților economici. De asemenea, cadrul didactic universitar trebuie să se asigure că informațiile și cunoștințele dobândite de absolvenții specializărilor în domeniul Ingineriei Autovehiculelor, sunt în concordanță cu cerințele de pe piața forței de muncă. Nu în ultimul rând, un cadru didactic universitar din domeniul Ingineriei Autovehiculelor, trebuie să joace și un rol de “deschizător de drumuri”, în cazul absolvenților care optează pentru continuarea studiilor în cadrul programelor de studii masterat și doctorat.

Luând în considerare contextul economic actual, trebuie menționat faptul că atât în județul Bihor, cât și pe teritoriul României, există un număr foarte mare de agenți economici, care își desfășoară activitatea în domeniul Ingineriei Autovehiculelor sau în domenii conexe. Pentru a putea ține pasul cu trendul dezvoltării economice și tehnologice, agenții economici au nevoie în mod continuu de specialiști în domeniul ingineriei. Nu în ultimul rând, trebuie remarcată orientarea către o societate modernă, super-tehnologizată în domeniul Ingineriei Autovehiculelor, foarte strâns legată de tot ceea ce înseamnă digitalizare, de la utilizarea unui software, până la dezvoltarea de noi aplicații.

Prioritățile de dezvoltare a carierei academice, științifice și profesionale se bazează în primul rând pe preocupările cu privire la cercetările științifice din domeniul fabricării, diagnosticării și reparării autovehiculelor, siguranței rutiere, siguranței active și pasive a autovehiculelor, reconstituirii accidentelor rutiere, dezvoltarea surselor alternative pentru propulsia autovehiculelor, respectiv vehicule autonome.

În ceea ce privește cercetarea științifică, o preocupare de bază este identificarea posibilităților de extindere a colaborării cu specialiști, respectiv cercetători de la alte universități din țară și din străinătate, care să poată facilita efectuarea de stagii de schimb de experiență la universități din țară și din străinătate. Bineînțeles, rezultatele cercetărilor urmând a fi diseminate în cadrul la manifestărilor științifice din țară și străinătate, și totodată publicate în reviste științifice de prestigiu.

Referitor la disciplinele de specialitate specifice programelor de studii de licență și de master în care sunt implicat, precum și la cerințele impuse formării specialiștilor în domeniul Ingineriei Autovehiculelor, trebuie menționată necesitatea adaptării tematicii cursurilor disciplinelor pe care le coordonez, în concordanță cu cerințele privind cunoștințele și abilitățile necesare specialiștilor în domeniul Ingineriei Autovehiculelor. Totodată, trebuie avută în vedere actualizarea continuă a conținutului cursurilor, precum și a activităților aplicative, în vederea adaptării la cerințele actuale



pentru formarea de specialiști capabili să răspundă cerințelor de pe piața forței de muncă. Nu în ultimul rând, am o preocupare continuă legată de îmbunătățirea metodelor de predare-învățare, obiectivul principal fiind utilizarea și dezvoltarea unor metode de predare-învățare care să fie axate pe student. Prin activitățile întreprinse cu studenții, masteranzii și doctoranzii, se urmărește orientarea acestora spre preocupări legate de cercetarea științifică, astfel încât să poată dobândi abilitățile necesare pentru implicarea în activitățile de cercetare științifică.

### **Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei**

Evoluția și dezvoltarea carierei academice, științifice și profesionale, trebuie să fie în concordanță cu obiectivele de dezvoltare ale Departamentului de Inginerie Mecanică și Autovehicule, din cadrul Facultății de Inginerie Managerială și Tehnologică a Universității din Oradea, unde îmi desfășor activitatea. Dintre obiectivele de dezvoltare ale Departamentului de Inginerie Mecanică și Autovehicule, se pot menționa:

- acumularea de noi cunoștințe de specialitate
- actualizarea cursurilor, precum și a îndrumărilor pentru activitățile de laborator, în concordanță cu evoluțiile tehnologice din domeniul Ingineriei Autovehiculelor și cu cerințele din piața forței de muncă
- dezvoltarea abilităților, precum și a tehnicilor de predare, pentru disciplinele din cadrul domeniilor de competență actuale și a celor de perspectivă
- punerea accentului pe caracterul practic al activităților de laborator, al proiectelor de semestru, al aplicațiilor și al proiectelor de diplomă, respectiv al lucrărilor de disertație
- consilierea studenților și încurajarea acestora, în ceea ce privește participarea la competiții locale, naționale și internaționale
- implicarea studenților, respectiv masteranzilor, în activitatea de cercetare științifică
- asumarea responsabilităților privind contribuția la bunul mers al activităților în cadrul instituției
- implicarea proactivă în consolidarea relațiilor de muncă cu membrii comunității universitare
- perfecționarea continuă pe tot parcursul carierei.

În continuare, se vor prezenta sintetic obiectivele principale ale planurilor de evoluție și dezvoltare a carierei:

#### *Implicarea activă în susținerea calității activităților desfășurate în cadrul departamentului:*

- preocuparea continuă în ceea ce privește dezvoltarea Departamentului de Inginerie Mecanică și Autovehicule
- planificarea activităților didactice, precum și derularea acestora în conformitate cu cerințele necesare pentru formarea viitorilor specialiști în domeniul Ingineriei Autovehiculelor
- preocupare activă în ceea ce privește modernizarea laboratoarelor, inclusiv a echipamentelor și aparaturii și menținerea acestora în stare de funcționare
- implicarea activă în actualizarea planurilor de învățământ pentru specializările de licență, respectiv masterat, coordonate de către Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule;
- actualizarea permanentă a conținutului disciplinelor predate
- modernizarea procesului didactic prin utilizarea unor tehnologii educaționale adaptate la cerințele actuale ale pregătirii din domeniul ingineriei (învățare prin rezolvare de probleme, învățare pe bază de proiecte, etc.)
- dezvoltarea unei platforme online, în care să poată fi publicate materiale în domeniul tehnologiilor de fabricare, diagnosticare și reparare a autovehiculelor, reconstituirii accidentelor rutiere, siguranței rutiere și sistemelor de siguranță activă și pasivă ale autovehiculelor
- analiza rezultatelor obținute de studenți în urma sesiunilor de examene, pentru a putea determina gradul în care studenții au atins competențele profesionale ale programului de studii pe care-l urmează și pentru identificarea eventualelor dificultăți în procesul de învățare, în vederea găsirii unor soluții pentru a putea optimiza relația acestora cu mediul academic

- propunerea unor teme pentru proiectele de diplomă, respectiv pentru lucrările de disertație, cu caracter aplicativ, în baza cărora să se poată dezvolta noi standuri pentru activitatea de laborator;
- orientarea și pregătirea studenților de la specializările de licență, respectiv de master, în vederea participării acestora la concursuri studențești locale, naționale și internaționale
- implicarea activă a studenților și doctoranzilor în activitatea de cercetare științifică, precum și participarea acestora la activitatea de diseminare și publicare a rezultatelor cercetării științifice

*Implicarea activă în susținerea activităților profesionale și extracuriculare ale studenților:*

- actualizarea suporturilor de curs, precum și a îndrumărilor de laborator și proiecte, în concordanță cu cerințele ARACIS, respectiv cerințele din piața forței de muncă
- angrenarea studenților în cercurile științifice studențești din domeniul Ingineriei Autovehiculelor (dinamica autovehiculelor, proiectare asistată de calculator – CAD, Kart Low Cost etc.)
- orientarea și încurajarea participării studenților la concursurile studențești locale, naționale și internaționale

*Dezvoltarea și consolidarea colaborării cu mediul academic, precum și cu mediul socio-economic:*

- consolidarea relațiilor de colaborare cu mediul academic la nivel național (Universitatea "Transilvania" din Brașov; Universitatea Națională de Știință și Tehnologie Politehnica București, Universitatea Națională de Știință și Tehnologie Politehnica București – Centrul Universitar Pitești, Universitatea Tehnică din Cluj Napoca, Universitatea Politehnica din Timișoara, Universitatea din Craiova, Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” din București etc.) precum și internațional (Universitatea de Tehnologie și Economie din Budapesta, Universitatea din Debrecen, Institut supérieur de l'automobile et des transports din Nevers etc.)
- dezvoltarea colaborării cu diverși agenți economici din domeniul Ingineriei Autovehiculelor, în vederea derulării de activități de cercetare în parteneriat, precum și pentru încheierea convențiilor de practică, și implicit efectuarea practicii studenților de la specializările coordonate de Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule, excursii și vizite de studii etc.

*Creșterea vizibilității activității științifice:*

- diseminarea și publicarea rezultatelor cercetării științifice în reviste cotate ISI și/sau indexate BDI, care pot atrage citări ale articolelor științifice publicate
- citări ale articolelor științifice proprii, în articolele științifice ale altor autori, publicate în reviste cotate ISI și/sau indexate BDI, în volumele unor conferințe naționale și internaționale, în cărți de specialitate, în teze de doctorat etc.

*Organizarea și desfășurarea activității de doctorat:*

În cadrul acestui obiectiv, se vor urmări următoarele aspecte:

- promovarea și susținerea cercetării științifice multi-disciplinare, în vederea integrării în proiecte de cercetare științifică complexe, la nivel național și internațional
- implicarea activă a doctoranzilor în activitatea de cercetare științifică, prin propunerea de granturi la programele de cercetare științifică naționale și internaționale, în vederea atragerii finanțărilor pentru activitatea de cercetare științifică
- dezvoltarea și coordonarea activităților de cercetare științifică în cadrul grupurilor de doctoranzi
- consolidarea și lărgirea relațiilor profesionale cu personalități științifice din domeniul Ingineriei Autovehiculelor, care activează în cadrul universităților, respectiv a institutelor de cercetare din țară și din străinătate
- dezvoltarea colaborării cu universități și institute de cercetare din țară și din străinătate
- consolidarea colaborării cu mediul socio-economic, prin derularea de proiecte de cercetare în parteneriat, cu posibilitatea utilizării în comun a rezultatelor cercetării științifice, în vederea efectuării unor transferuri tehnologice către agenții economici

- valorificarea rezultatelor cercetărilor științifice, prin diseminarea și publicarea acestora în reviste cotate ISI și/sau indexate BDI
- identificarea posibilităților de brevetare a rezultatelor activității de cercetare științifică
- participarea activă la manifestările științifice naționale și internaționale, precum și la târgurile de inventică.

Referitor la acest obiectiv, menționez faptul că în ultimii ani, la nivelul județului Bihor s-au identificat necesități reale din partea agenților economici, privind derularea de proiecte de cercetare în parteneriat cu mediul academic, motiv pentru care Primăria Municipiului Oradea are în derulare un proiect de investiții care se va finaliza în decursul acestui an calendaristic, în parteneriat cu Universitatea din Oradea, în vederea dezvoltării un Centru de Transfer Tehnologic. De asemenea, Consiliul Județean Bihor are în derulare un proiect similar de investiții, care se va finaliza tot în decursul acestui an calendaristic, în parteneriat cu Universitatea din Oradea, în vederea dezvoltării unui Parc Științific și Tehnologic. Cele două instituții de cercetare, vor putea asigura condițiile și infrastructura necesare pentru desfășurarea activităților de cercetare, în special pentru doctoranzi.

Dezvoltarea carierei universitare, se va face având ca direcții principale atât activitatea didactică, cât și activitatea de cercetare.

**Activitatea didactică** se va concentra pe dezvoltarea continuă a procesului de predare, pentru a putea răspunde cerințelor unui învățământ de calitate și competitiv, în conformitate cu standardele de calitate reglementate la nivelul Universității din Oradea, precum și de Agenția Română de Asigurare a Calității în Învățământul Superior (ARACIS), permițând astfel absolvenților specializărilor coordonate de către Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule, să dobândească competențele necesare pentru recunoașterea profesională și implicit, integrarea pe piața forței de muncă.

Bazându-mă pe formarea mea profesională de până acum, îmi doresc să am o contribuție cât mai importantă, în stabilirea conexiunii între conceptele teoretice de bază, precum și avansate ale Ingineriei Autovehiculelor, și domeniile conexe, cu ajutorul programelor informatice dedicate. Luând în calcul faptul că sectorul industriei producătoare de autovehicule se dezvoltă într-un ritm foarte rapid, iar gradul de informatizare - automatizare este din ce în ce mai vizibil, consider că atât din punct de vedere didactic, cât și din punct de vedere al cercetării științifice, domeniul Ingineriei Autovehiculelor are nevoie de resurse umane capabile atât pentru a pregăti viitorii ingineri în concordanță cu necesitățile reale din piața forței de muncă, cât și pentru a dezvolta acest domeniu, cu noi studii, cercetări și inovări științifice. Totodată, sunt conștient de importanța pregătirii și formării continue, în vederea desfășurării activității didactice la standardele impuse.

Principalele direcții de acțiune pe care le am în vedere sunt:

- implementarea tehnologiilor moderne de predare-învățare, în vederea asigurării unei pregătiri profesionale în concordanță cu realitățile practice
- utilizarea de resurse și concepte, în vederea adaptării conținutului disciplinelor pe care le coordonez, la criteriile și standardele de calitate impuse
- actualizarea programelor analitice la cursurile disciplinelor predate, în vederea asigurării concordanței dintre conținutul acestora și obiectivele specializărilor, precum și adaptarea la nevoile reale ale pieței forței de muncă
- aplicarea metodelor de predare bazate pe tehnologia informației
- dotarea și modernizarea laboratoarelor, în vederea extinderii activităților practice la disciplinele predate
- asigurarea materialului didactic necesar (note de curs, manuale universitare, cărți de specialitate, îndrumare de laborator, respectiv de proiect), inclusiv resursele electronice, pentru fiecare disciplină pe care o coordonez
- sprijinirea și stimularea cercetării științifice în rândul studenților și al doctoranzilor

Dezvoltarea **activității de cercetare** se bazează pe participarea la manifestări științifice naționale și internaționale, în vederea diseminării și publicării rezultatelor cercetării științifice, în cadrul articolelor științifice și a cărților de specialitate. Totodată, dezvoltarea activității de cercetare se bazează pe dezvoltarea de noi metode, tehnologii și produse, în domeniul Ingineriei Autovehiculelor, prin intermediul proiectelor de cercetare.

Pentru a crește relevanța și impactul cărților de specialitate și a articolelor științifice, am în vedere următoarele obiective:

- elaborarea și publicarea cărților de specialitate, la edituri recunoscute CNCSIS, precum și la edituri internaționale
- continuarea direcțiilor actuale de cercetare, printr-o abordare multidisciplinară, făcând conexiunea dintre modelele matematice rezolvate cu ajutorul programelor informatice și problemele ingineresti reale din domeniul Ingineriei Autovehiculelor
- participarea la conferințe naționale și internaționale, desfășurate atât în țară, cât și în străinătate. Pe lângă diseminarea rezultatelor, participarea la conferințe oferă posibilitatea de a face schimb de informații și experiență cu personalități și reprezentanți ai instituțiilor din domeniu, aspecte care pot genera eventuale colaborări, în vederea elaborării de articole științifice, studii și proiecte de cercetare, cu impact direct asupra dezvoltării mele, în ceea ce privește cercetarea științifică;
- elaborarea și publicarea de articole științifice în reviste cotate ISI (Web of Science), respectiv indexate în proceedings ISI, în domeniul Ingineriei Autovehiculelor sau în domenii conexe;
- elaborarea și publicarea de articole științifice în reviste, respectiv proceedings indexate în baze de date recunoscute de CNATDCU, în domeniul Ingineriei Autovehiculelor sau în domenii conexe.

Direcțiile de cercetare viitoare vor fi axate pe următoarele domenii:

1. Tehnologii de fabricare, diagnosticare și reparare a autovehiculelor
2. Siguranța rutieră
3. Siguranța activă și pasivă a autovehiculelor
4. Reconstituirea accidentelor de trafic rutier
5. Optimizarea suprastructurilor de caroserie destinate autovehiculelor de transport mărfuri
6. Surse alternative de propulsie pentru autovehicule
7. Vehicule autonome

Rezultatele cercetărilor științifice viitoare, se vor putea regăsi atât în cadrul cărților de specialitate, cât și a articolelor științifice pe care le voi elabora și publica, precum și în cadrul proiectelor de cercetare științifică (fie că voi asigura coordonarea acestora, fie că voi fi membru în echipa de cercetare). Voi orienta și voi încuraja studenții și doctoranzii să participe la activitățile de cercetare științifică și la diseminarea rezultatelor cercetărilor științifice, prin participarea acestora la manifestări științifice și simpozioane.

Dezvoltarea carierei subsemnatului, se bazează pe un set de valori, dintre care se pot enumera: respectarea eticii profesionale și academice, disponibilitatea pentru munca eficientă în echipă, deschiderea la nou și inovație, adaptabilitate, dezvoltarea continuă și consecventă a abilităților de comunicare, deschiderea pentru diverse colaborări multidisciplinare, interacțiunea bazată pe respect și căutarea în mod activ de noi provocări.

Personal, îmi doresc să dezvolt o carieră academică și o reputație profesională ridicată, care să poată asigura, pe de o parte succesul și pe de altă parte o vizibilitate sporită a realizărilor Departamentului de Inginerie Mecanică și Autovehicule, și implicit a Facultății de Inginerie Managerială și Tehnologică și a Universității din Oradea. Pârghiile utilizate în îndeplinirea planului de evoluție și dezvoltare a carierei vor fi atât colaborarea și comunicarea în condiții eficiente cu colegii de departament și cu studenții, cât și creșterea standardelor de excelență academică și profesională.

## BIBLIOGRAFIE

### Capitolul 1

1. Belcher M, Proctor S and Cook R 2008 Practical Road Safety Auditing TMS 2nd Edition
2. Elvik R 2008 State-Of-The-Art Approaches to Road Accident Black Spot Management and Safety Analysis of Road Networks, RIPCORDER ISEREST Report
3. Elvik R and Vaa T 2004 The Handbook of Road Safety Measures Elsevier Amsterdam
4. \*\*\* 1991 Towards Safer Roads in Developing Countries. A guide for Planners and Engineers TRL Ross Silcock Partnership and Oda UK
5. \*\*\* 1996 Low-Cost Road and Traffic Engineering Measures for Casualty Reduction European Transport Safety Council (ETSC) Brussels
6. \*\*\* 2002 Guidelines for Road Safety Audits German Road and Transportation Research Association (FGSV)
7. \*\*\* 2002 Good-Practice Guidelines to Infrastructural Road Safety European Union Road Federation
8. \*\*\* 2005 Sustainable Safe Road Design: A Practical Manual World Bank
9. \*\*\* 2007 Road Safety Audit Guideline World Road Association (PIARC) Paris
10. \*\*\* 2007 Road Safety Inspection Guideline World Road Association (PIARC) Paris
11. \*\*\* 2008 Directive on Road Infrastructure Safety Management No 96/2008, European Parliament and of the Council, Brussels
12. \*\*\* 2008 Road Safety Audit – Best Practice Guidelines, Qualification for Auditors and “Programming”, RIPCORDER-ISEREST Project – WP4 EU Project
13. \*\*\* 2008 Road Safety Inspection – Best Practice and Implementation Plan, RIPCORDER-ISEREST Project – WP5 EU Project
14. \*\*\* 2009 Catalogue of Design Safety Problems and Practical Countermeasures World Road Association (PIARC) Paris
15. \*\*\* 2009 Road Safety Audit Manual South East Europe Transport Observatory (SEETO) EC/SEETO
16. \*\*\* 2009 Road Safety Inspection Manual South East Europe Transport Observatory (SEETO) EC/SEETO
17. \*\*\* 2022 National Strategy for Road Safety for 2022 – 2030 Transport Ministry Romania
18. \*\*\* 2016 Romanian Manual for Road Safety Audits on Existing Roads (RSI) and on Road Design (RSA) World Road Association (PIARC) Paris
19. \*\*\* 2016 Road Safety Manual World Road Association (PIARC) Paris

### Capitolul 2

1. Alan Strickland and Ken Dagg – ABS Braking Performance and Steering Input (980240). Electronic braking, Traction, and Stability Control (Automotive Electronics Series). Published by Society of Automotive Engineers, Inc., 2000
2. Anton T. van Zanten, Rainer Erhardt, and Georg Pfaff – VDC, the Vehicle Dynamics Control System of Bosch (950759). Electronic braking, Traction, and Stability Control (Automotive Electronics Series). Published by Society of Automotive Engineers, Inc., 2000
3. Bach Th., Schmitt H., Schwanke W., Tumbrink H.-J. – "ROADRUNNER" – Real-Time Simulation in Anti-Lock Brake System Development (950758). Electronic braking, Traction, and Stability Control (Automotive Electronics Series). Published by Society of Automotive Engineers, Inc., 2000
4. \*\*\* Controle dynamique de trajectoire ESP. Cahier Technique. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 2001
5. \*\*\* Les capteurs en automobile. Cahier Technique. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 2002
6. \*\*\* Systèmes de freinage conventionnels et électroniques. Etudes automobiles. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 2002
7. \*\*\* Mémento de technologie automobile sur CD-ROM. Robert Bosch GmbH, Plochingen, 2003
8. \*\*\* Automotive handbook – 6th Edition. Robert Bosch GmbH, Plochingen, 2004
9. \*\*\* Mémento de technologie automobile – 3ème Edition. Robert Bosch GmbH, Plochingen, 2004
10. \*\*\* Systèmes de controle dynamique de stabilité. Etudes automobiles. Robert Bosch, Plochingen, 2005
11. Câmpian, O.V. și Țoica, A.O. – Încercarea și omologarea autovehiculelor. Editura Universității Transilvania Brașov, 2004
12. Câmpian, V., Vulpe, V., Ciolan, Gh., Enache, V., Preda, I. și Câmpian, O. – Automobile. Reprografia Universității din Brașov, 1989
13. Câmpian, O.V. și Ciolan, Gh. – Dinamica autovehiculelor. Editura Universității Transilvania Brașov, 1999

14. Ciolan, Gh., Preda, I., Câmpian, O. și Dogariu, M. – Considerations about vehicle braking-effort distribution. A IX-a Conferință Internațională de Autovehicule Rutiere CAR 2005, paper 1181, Pitești, 2005
15. Frățilă, Gh. și Mărculescu Gh. – Sistemele de frânare ale autovehiculelor. Editura Tehnică, București, 1986
16. Gaiginschi, R., Drosescu, R., Rakoși, E., Sachelarie, A., Filip, I. și Pintilei, M. – Siguranța circulației rutiere, vol. I. Editura Tehnică, București, 2004
17. Gaiginschi, R., Drosescu, R., Gaiginschi, L., Sachelarie, A., Filip, I. și Pintilei, M. – Siguranța circulației rutiere, vol. II. Editura Tehnică, București, 2006
18. Mitschke, M. – Dynamic der Kraftfahrzeuge. Springer – Verlag, 1990
19. Preda, I. – Remaques sur le coefficient d'efficacite des freins a tambour et sabots interieurs. CONAT, 1988 Brașov
20. Preda, I. și Ciolan, Gh. – Modelarea interacțiunii dintre roată și sol. CAR Pitești, 1997, pag. 85-90
21. \*\*\* Registrul Auto Român – Regulamente ECE-ONU, volumul 1a, 2001. Regulamentul nr. 13 – Prescripții uniforme referitoare la omologarea vehiculelor în ceea ce privește frânarea
22. \*\*\* Registrul Auto Român – Regulamente ECE-ONU, volumul 1b, 2002. Regulamentul nr. 13 - H – Prescripții uniforme referitoare la omologarea autoturismelor în ceea ce privește frânarea
23. Sălăjan, C., Țurea, N., Enache, V., Thierhemeier, W., Stănescu, M., Cojocar, A. și Bordi, Șt. Diagnosticarea automobilelor. Editura Universității Transilvania Brașov, 2005
24. Seitz, N., Enache, V., Vulpe, V., Florea, D., Matlac, I., Cârșteanu, Ș. și Nemesnic Gh. Echipament electric și electronic pentru autovehicule, Reprografia Universității din Brașov, 1987
25. Untaru, M., Câmpian, V., Ionescu, E., Pereș, Gh., Ciolan, Gh., Todor, I., Filip, N. și Câmpian, O. - Dinamica autovehiculelor. Reprografia Universității din Brașov, 1988
26. Untaru, M., Câmpian, V., Seitz, N., Pereș, Gh., Vulpe, V., Ciolan, Gh., Enache, V., Todor, I., Filip, N. și Câmpian, O. – Construcția și calculul autovehiculelor. Reprografia Universității din Brașov, 1989

### Capitolul 3

1. Centers for Disease Control and Prevention. Available online: <https://www.cdc.gov/sleep/features/drowsy-driving.html>
2. National Highway Traffic Safety Administration. Drowsy Driving. Available online: <https://www.nhtsa.gov/risky-driving/drowsy-driving>
3. Tefft, B.C. Prevalence of Motor Vehicle Crashes Involving Drowsy Drivers, United States, 2009–2013 (Technical Report); AAA Foundation for Traffic Safety: Washington, DC, USA, 2014. Available online: <https://aaafoundation.org/prevalence-motor-vehicle-crashesinvolving-drowsy-drivers-united-states-2009-2013/>
4. European Union Mobility & Transport—Road Safety. Available online: [https://road-safety.transport.ec.europa.eu/index\\_en](https://road-safety.transport.ec.europa.eu/index_en).
5. Shuttleworth, J. SAE Standards News: J3016 Automated-Driving Graphic Update. SAE International, 7 January 2019. Available online: <https://www.sae.org/news/2019/01/sae-updates-j3016-automated-driving-graphic>.
6. Marouf, M.; Saranovac, L.; Vukomanovic, G. Algorithm for EMG noise level approximation in ECG signals. Biomed. Signal Process Control 2017, 34, 158–165
7. Nagy, R.B.; Vesselenyi, T.; Popentiu-Vladicescu, F. An analysis of electro-oculogram signals processing using an artificial neural network. In Proceedings of the 13th International Conference eLearning and Software for Education, Bucharest, Romania, 27–28 April 2017; Volume III, pp. 560–567
8. Vesselenyi, T.; Rus, A.; Mitran, T.; Tataru, B.; Moldovan, O. Vehicle driver drowsiness monitoring and warning system. In Proceedings of the 13th Edition of the International Congress of Automotive and Transport Engineering, CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering, Brasov, Romania, 26–29 October 2016; Springer International Publishing: Berlin/Heidelberg, Germany, 2017; pp. 873–880
9. Vesselenyi, T.; Moca, S.; Rus, A.; Mitran, T.; Tataru, B. Driver drowsiness detection using ANN image processing. 11th Edition of The International Congress of Automotive and Transport Engineering, Pitesti, Romania. Proc. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. 2017, 252, 012097
10. Vesselenyi, T.; Dzitac, I.; Dzitac, S.; Hora, C.; Porumb, C. Preliminary Issues on Brain-Machine Contextual Communication Structure Development. In Proceedings of the IEEE Conference, 3rd International Workshop on Soft Computing Applications, Szeged, Hungary, 29 July–1 August 2009; pp. 35–40

11. Nagy, R.B.; Vesselényi, T.; Popentiu-Vladicescu, F. Results Regarding an Eog-Based Assistive Wireless Robot Control System with Visual Feedback. In Proceedings of the International Scientific Conference eLearning and Software for Education, Bucharest, Romania, 19–20 April 2018; Volume III, pp. 453–460
12. Cardone, D.; Perpetuini, D.; Filippini, C.; Mancini, L.; Nocco, S.; Tritto, M.; Rinella, S.; Giacobbe, A.; Fallica, G.; Ricci, F.; et al. Classification of Drivers' Mental Workload Levels: Comparison of Machine Learning Methods Based on ECG and Infrared Thermal Signals. *Sensors* 2022, 22, 7300
13. Ebrahimian, S.; Nahvi, A.; Tashakori, M.; Salmazadeh, H.; Mohseni, O.; Leppänen, T. Multi-Level Classification of Driver Drowsiness by Simultaneous Analysis of ECG and Respiration Signals Using Deep Neural Networks. *Int. J. Environ. Res. Public Health* 2022, 19, 10736
14. Arefnezhad, S.; Eichberger, A.; Frühwirth, M.; Kaufmann, C.; Moser, M.; Koglbauer, I.V. Driver Monitoring of Automated Vehicles by Classification of Driver Drowsiness Using a Deep Convolutional Neural Network Trained by Scalograms of ECG Signals. *Energies* 2022, 15, 480
15. Huang, J.; Luo, X.; Peng, X. A Novel Classification Method for a Driver's Cognitive Stress Level by Transferring Interbeat Intervals of the ECG Signal to Pictures. *Sensors* 2020, 20, 1340
16. Cardone, D.; Perpetuini, D.; Filippini, C.; Spadolini, E.; Mancini, L.; Chiarelli, A.M.; Merla, A. Driver Stress State Evaluation by Means of Thermal Imaging: A Supervised Machine Learning Approach Based on ECG Signal. *Appl. Sci.* 2020, 10, 5673
17. Awais, M.; Badruddin, N.; Drieberg, M. A Hybrid Approach to Detect Driver Drowsiness Utilizing Physiological Signals to Improve System Performance and Wearability. *Sensors* 2017, 17, 1991
18. Purnamasari, P.D.; Hazmi, A.Z. Heart beat based drowsiness detection system for driver. In Proceedings of the 2018 International Seminar on Application for Technology of Information and Communication, Yogyakarta, Indonesia, 6–7 March 2018; pp. 585–590
19. Schmidt, J.; Laarousi, R.; Stolzmann, W.; Karrer-Gauß, K. Eye blink detection for different driver states in conditionally auto-mated driving and manual driving using EOG and a driver camera. *Behav. Res. Methods* 2017, 50, 1088–1101
20. Vesselényi, T.; Rus, A.; Mitran, T.; Moca, S.; Lehel, C. Fuzzy Decision Algorithm for Driver Drowsiness Detection. Proceedings of the 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering: Science and Management of Auto-Motive and Transportation Engineering, SMAT 2019, Craiova, Romania, 23 October 2019; Publisher Springer Link: Berlin/Heidelberg, Germany, 2020; pp. 458–467
21. Sullivan, T.J.; Deiss, S.R.; Jung, T.P.; Cauwenberghs, G. A brain-machine interface using dry-contact, low-noise EEG sensors. In Proceedings of the 2008 IEEE International Symposium on Circuits and Systems, Seattle, WA, USA, 18–21 May 2008; pp. 1986–1989
22. Daly, J.J.; Wolpaw, J.R. Brain-computer interfaces in neurological rehabilitation. *Lancet Neurol.* 2008, 7, 1032–1043
23. Ting, J.A.; D'Souza, A.; Yamamoto, K.; Yoshioka, T.; Hoffman, D.; Kakeif, S.; Sergio, L.; Kalaska, J.; Kawato, M.; Strick, P.; et al. Variational Bayesian least squares: An application to brain—Machine interface data. *Neural Netw.* 2008, 21, 1112–1131
24. Cvetkovic, D.; Übeyli, E.D.; Cosic, I. Wavelet transform feature extraction from human PPG, ECG, and EEG signal responses to ELF PEMF exposures: A pilot study. *Digit. Signal Process.* 2008, 18, 861–874
25. Ting, W.; Guo-Zheng, Y.; Bang-Hua, Y.; Hong, S. EEG feature extraction based on wavelet packet decomposition for brain computer interface. *Measurement* 2008, 41, 618–625
26. MATLAB—Mathworks, Users Manual, Neural Network Toolbox, Deep Learning, Autoencoders. 2016. Available online: <https://www.mathworks.com/help/>
27. Hinton, G.E.; Osindero, S.; Teh, Y.W. A fast learning algorithm for deep belief nets. *Proc. Neural Comput.* 2006, 18, 1527–1554
28. Camden, M.C.; Hickman, J.S.; Soccolich, S.A.; Hanowski, R.J. Identifying Equipment Factors Associated with Snowplow Operator Fatigue. *Safety* 2019, 5, 62
29. Bengio, Y.; Lamblin, P.; Popovici, D.; Larochelle, H. Greedy layer-wise training of deep networks. *Proc. Adv. Neural Inf. Process. Syst.* 2006, 19
30. Rosebrock, A. Drowsiness Detection with OpenCV. 8 May 2017. Available online: <https://www.pyimagesearch.com/2017/05/08/drowsiness-detection-opencv>
31. Kazemi, V.; Sullivan, J. One millisecond face alignment with an ensemble of regression trees. In Proceedings of the 2014 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, Columbus, OH, USA, 23–28 June 2014; pp. 1867–1874

32. Soukupova, T.; Cech, J. Eye blink detection using facial landmarks. In Proceedings of the 21st Computer Vision WinterWork-shop, Rimske Toplice, Slovenia, 3–5 February 2016
33. Viola, P.; Jones, M. Rapid object detection using a boosted cascade of simple features. In Proceedings of the 2001 IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR), Kauai, HI, USA, 8–14 December 2001; Volume 1, pp. 1–9
34. Jianbo, S.; Tomasi, C. Good features to track. In Proceedings of the Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, Seattle, WA, USA, 21–23 June 1994; pp. 593–600
35. Tomasi, C.; Kanade, T. Detection and tracking of point. *Int. J. Comput. Vis.* 1991, 9, 137–154
36. Kalal, Z.; Mikolajczyk, K.; Matas, J. Forward-backward error: Automatic detection of tracking failures. In Proceedings of the 20th International Conference on Pattern Recognition, Istanbul, Turkey, 23–26 August 2010; pp. 2756–2759
37. Mansour, H.B.; Slimane, A.B.; Fournier, R.; Nait-Ali, A. 3D geometric human face modeling. In Proceedings of the International Conference on Human-Machine Interaction, Chennai, India, 27–30 August 2013; pp. 183–187
38. Mohamed, G.M.; Patel, S.S.; Naicker, N. Data Augmentation for Deep Learning Algorithms that Perform Driver Drowsiness Detection. *Int. J. Adv. Comput. Sci. Appl.* 2023, 14, 233–248
39. Vesselényi, T.; Rus, A.; Mitran, T.A.; Tataru, M.B.; Moca, S. Monitoring and alert system: Neuro-fuzzy decision algorithm based on biological signals acquired from vehicle drivers. *Rom. J. Automot. Eng.* 2019, 25, 77–82
40. Albadawi, Y.; Takruri, M.; Awad, M. A review of recent developments in driver drowsiness detection systems. *Sensors* 2022, 22, 2069
41. Doudou, M.; Bouabdallah, A.; Berge-Cherfaoui, V. Driver drowsiness measurement technologies: Current research, market solutions, and challenges. *Int. J. Intell. Transp. Syst. Res.* 2020, 18, 297–319
42. Stancin, I.; Cifrek, M.; Jovic, A. A review of EEG signal features and their application in driver drowsiness detection systems. *Sensors* 2021, 21, 3786
43. Denton, T. *Automated Driving and Driver Assistance Systems*, 1st ed.; Routledge: Abingdon-on-Thames, UK, 2019
44. Maurer, M.; Gerdes, J.C.; Lenz, B.; Winner, H. *Autonomous Driving: Technical, Legal and Social Aspects*; Springer Open: Berlin/Heidelberg, Germany, 2016
45. Regulation (EU) 2019/2144 of the European Parliament and of the Council. Explanatory Memorandum. Available online: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/HTML/?uri=PI\\_COM:C\(2021\)2639&from=EN](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/HTML/?uri=PI_COM:C(2021)2639&from=EN).

#### Capitolul 4

1. Samuel Mercier, Sebastien Villeneuve, Martin Mondor, and Ismail Uysal: Time Temperature Management Along the Food Cold Chain A Review of Recent Developments. *Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety* Vol. 00, 2017
2. Paúl B. Torres Jara, Juan J. Aguirre Rivera, Carlos E. Buenaño Merino, Efrén Vázquez Silva, Gabriela Abad Farfán. Thermal behavior of a refrigerated vehicle: Process simulation, *International Journal of Refrigeration*, 2018
3. Patrick Glouannec, Benoit Michel, Guillaume Delamarre, Yves Grohens.: Experimental and numerical study of heat transfer across insulation wall of a refrigerated integral panel van. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, 196-204, 2014
4. UNECE Transport Division, United Nations. Agreement on the international carriage of perishable foodstuffs and on the special equipment to be used for such carriage (ATP), Geneva, Switzerland, 1970
5. K.F. Pavlov, P.G. Romankov, and A.A. Noskov.: *Procese și aparate în ingineria chimică - exerciții și probleme*, Editura Tehnică, București, 1981
6. L. Gavrila, *Fenomene de transfer*, Editura Alma Mater, Bacau, 2000
7. So, J.-H., Joe, S.-Y., Hwang, S.-H., Jun, S., Lee, S.-H.: Analysis of the Temperature Distribution in a Refrigerated Truck Body Depending on the Box Loading Patterns. *Foods* 2021
8. G. Panozzo, G. Minotto, A. Barizza.: *Transport et distribution de produits alimentaires: situation actuelle et tendances futures*, *International Journal of Refrigeration*, Volume 22, Issue 8, 1999
9. S. A. Tassou, G. De-Lille, y.T. Ge. Food transport refrigeration - approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, pp.1467, 2009



- 10.S.K. Chatzidakis, K.S. Chatzidakis.: Refrigerated transport and environment, International Journal of Energy Research, 2004
- 11.Montana Panel- 1,8 mm üvegszálás lemez műszaki adatlap
- 12.Montana Panel- 1,5 mm erősített - kockás - üvegszálás lemez műszaki adatlap
- 13.Montana Panel- Styrofoam műszaki adatlap
- 14.Inspection certificate 3.1 according to EN 10204
- 15.FISA TEHNICA ADEZIV BICOMPONENT DiPUR\_522 en
- 16.Pomier – Meat hanging system
- 17.Regulament R73 ECE ONU
- 18.Regulament nr. 109
- 19.TT\_EMEA\_SUPRA\_NORDIC\_ENG
- 20.Pomier – Meat hanging system

## Capitolul 5

### Subcapitolele 5.1 – 5.2

1. \*\*\* Ordonanța de Urgență (OUG) nr. 195/2002 (republicată) actualizată, privind circulația pe drumurile publice, cu modificările și completările ulterioare, publicată în Monitorul Oficial nr. 670 din 03.08.2006
2. \*\*\* Regulament pentru aplicarea OUG 195/2002, privind circulația pe drumurile publice, cu modificările și completările ulterioare, publicat în Monitorul Oficial, Partea I nr. 876 din 26.10.2006
3. Burg, Heinz, Moser, Andreas. 2013. Handbook of Accident Reconstruction
4. Brooks, D., J. Wiechel, M. Sens, and Dennis A. Guenther. 1987. "A comprehensive review of pedestrian impact reconstruction." SAE Technical Paper, No. 870605
5. Ravani, Bahram, D. Brougham, and R. T. Mason. 1981. "Pedestrian post-impact kinematics and injury patterns." SAE Technical paper., No. 811024
6. Simms, Ciaran, Wood, Denis. 2009. Pedestrian and cyclist impact: a biomechanical perspective. Vol. 166: Springer Science & Business Media
7. Jakobsson L, Broberg T, Karlsson H, Fredriksson A, Gråberg N, Gullander C and Lindman M 2013 Pedestrian airbag technology—a production system. In 23rd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV) National Highway Traffic Safety Administration 2013, No. 13-0447
8. \*\*\*European Enhanced Vehicle-safety Committee 1998 EEVC Working Group 17 Report – Improved Test Methods to Evaluate Pedestrian Protection Afforded by Passenger Cars. TNO Crash-Safety Research Centre: Delft, The Netherlands, 1998 Dec: 6-8
9. Kalliske I and Friesen F 2001 Improvements to pedestrian protection as exemplified on a standard-sized car. SAE Technical Paper; 2001 Jun 4
- 10.Radu A I, Trusca D and Toganel G 2018 Influence of tire pressure on the braking distance when driving on snow and asphalt. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 444, No. 7, p. 072013), IOP Publishing, ISSN: 1757-8981
- 11.Radu A I and Cofaru C. Study of current state of crash testing. Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Engineering Sciences. Series I. 2015 Jul 1;8(2):31
- 12.Radu A I, Trusca D and Toganel G 2018 Comparison of Passenger Vehicle Braking Distance When Traveling On Snow and Asphalt at Different Velocities. AMMA - The International Congress of Automotive and Transport Engineering, AMMA 2018
- 13.Oțăt O V, Dumitru N, Oțăt V and Dumitru I 2016 Determination of Kinematic and Dynamic Behavior in the Driver's Skull upon the Impact with the Steering Wheel. In International Congress of Automotive and Transport Engineering 2016 Oct 26 (pp. 812-819), Springer, Cham, ISBN: 978-3-319-45447-4
- 14.Oțăt O V, Marinescu G and Oțăt V 2017 Analyses and statistics on the frequency and the incidence of traffic accidents within Dolj County. The 11th edition of The International Congress of Automotive and Road Transport Engineering, University of Pitesti, Faculty of Mechanics and Technology, Scientific Bulletin Automotive series, year XXIV, no. 28, CAR 2017
- 15.Oțăt O V, Nicolae D and Ilie D 2017 Dynamic models to analyse the influence of the seat belt in a frontal collision. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2017 Oct, Vol. 252, No. 1, p. 012017, IOP Publishing, ISSN: 1757-8981

**Subcapitolul 5.3**

1. Badea-Romero, Alexandro, and James Lenard. 2013. "Source of head injury for pedestrians and pedal cyclists: Striking vehicle or road?" *Accident Analysis & Prevention* 50 pp: 1140-1150
2. Longhitano, Douglas, Basem Henary, Kavi Bhalla, Johan Ivarsson, and Jeff Crandall. 2005. "Influence of vehicle body type on pedestrian injury distribution." *SAE Technical Paper No. 2005-01-1876*
3. Maki, Tetsuo, Janusz Kajzer, Koji Mizuno, and Yasufumi Sekine. 2003a. "Comparative analysis of vehicle–bicyclist and vehicle–pedestrian accidents in Japan." *Accident Analysis & Prevention* 35, no. 6 pp: 927-940
4. DSD. 2016. *PC-Crash 11, User Manual*
5. Moser, Andreas, Heinz Hoschopf, Hermann Steffan, and Gustav Kasanicky. . 2000. "Validation of the PC-Crash pedestrian model. No. 2000-01-0847. ." *SAE Technical Paper*
6. Moser, Andreas, Steffan Hermann, Kasanický Gustav. 1999. "The pedestrian model in PC-Crash-the introduction of a multi body system and its validation " *SAE Technical Paper No. 1999-01-0445*
7. Steffan, Hermann, Andreas Moser. 1996. "The collision and trajectory models of PC-CRASH." *SAE Technical Paper, No. 960886*
8. Steffan, Hermann, Andreas Moser, Bertram Christian Geigl, Yoshihiro 2000. "Validation of the coupled PC-CRASH-MADYMO occupant simulation model." *SAE Technical Paper No. 2000-01-0471*
9. Xu, Hongguo, Yanhui Fan. 2007. Simulation research on form and kinematics law of contact process for automobile-pedestrian collision based on the coupling of PC-Crash and MADYMO Paper read at Proceedings of the First International Conference on Transportation Engineering (ICTE). Chengdu, China
10. Ommaya, Ayub K. 1984. ""Biomechanics of head injury: experimental aspects." *The biomechanics of trauma* 13 (1985): 245-269
11. Feist, Florian, Jürgen Gugler, Carlos Arregui-Dalmases, E. Del Pozo de Dios, F. Lopez–Valdes, D. Deck, R. Willinger. 2009. Feist, F., Gugler, J., Arregui-Dalmases, C., Del Pozo de Dios, E., Lopez–Valdes, F., Deck, D., & Willinger, R. (2009). Pedestrian collisions with flat-fronted vehicles: injury patterns and importance of rotational accelerations as a predictor for traumatic brain injury (TBI). . In *21st International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, National Highway Traffic Safety Administration. Stuttgart: Germany. pps (pp. 1-19)

**Capitolul 6****Subcapitolele 6.1 – 6.3**

1. Statista. Available online: [https://www.statista.com/topics/7476/transportation-emissions-worldwide/#topicHeader\\_wrapper](https://www.statista.com/topics/7476/transportation-emissions-worldwide/#topicHeader_wrapper)
2. Office for National Statistics. Available online: <https://www.ons.gov.uk/economy/environmentalaccounts/datasets/ukenvironmentalaccountsatmosphericemissionsroadtransportemissionsbpollutantunitedkingdom>
3. European Views. Available online: <https://www.european-views.com/2022/11/eu-proposes-new-euro-7-standards-to-reduce-pollutant-emissions-from-vehicles/>
4. European Environment Agency. Available online: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/transport-emission-of-air-pollutants-8/transport-emissions-of-air-pollutants-8>
5. Hartung, S. Powertrains of the Future—How We Will Meet our Climate Goals through Technology Neutrality. In *Proceedings of the 42nd International Vienna Motor Symposium*, Vienna, Austria, 29–30 April 2021; ISBN 978-3-9504969-0-1
6. Anselma, P.G.; Belingardi, G. Fuel cell electrified propulsion systems for long-haul heavy-duty trucks: Present and future cost-oriented sizing. *Appl. Energy* 2022, 321, 119354
7. Teixeira Rodrigues, C.; Lopes, G.F.; Alonso, C.G.; de Matos Jorge, L.M.; Paraíso, P.R. An autonomous fuel cell: Methanol and dimethyl ether steam reforming direct fed to fuel cell. *Int. J. Hydrog. Energy* 2023, 48, 4052–4063
8. Muthukumar, M.; Rengarajan, N.; Velliyangiri, B.; Omprakas, M.A.; Rohit, C.B.; Kartheek Raja, U. The development of fuel cell electric vehicles—A review. *Mater. Proc.* 2021, 45, 1181–1187
9. Longwic, R.; Sander, P.; Zdziennicka, A.; Szymczyk, K.; Janczuk, B. Combustion Process of Canola Oil and n-Hexane Mixtures in Dynamic Diesel Engine Operating Conditions. *Appl. Sci.* 2020, 10, 80
10. Ochoa, G.V.; Peñalosa, C.A.; Forero, J.D. Combustion and Performance Study of Low-Displacement Compression Ignition Engines Operating with Diesel–Biodiesel Blends. *Appl. Sci.* 2020, 10, 907
11. Krivtsova, N.I.; Gaga, S.G.; Desiatnichenco, A.A.; Popok, E.V.; Zaitceva, E.V. Synthetic Liquid Fuels Obtained by Thermolysis of Animal Waste. *Procedia Chem.* 2014, 10, 441–447

12. Gao, R.; Zhang, C.; Jun, K.W.; Seok, K.; Park, H.G.; Zhao, T.; Wang, L.; Wan, H.; Guan, G. Green liquid fuel and synthetic natural gas production via CO<sub>2</sub> hydrogenation combined with reverse water-gas-shift and Co-based Fischer-Tropsch synthesis. *J. CO<sub>2</sub> Util.* 2021, 51, 101619
13. Zhang, Q.; Fu, X. A Neural Network Fuzzy Energy Management Strategy for Hybrid Electric Vehicles Based on Driving Cycle Recognition. *Appl. Sci.* 2020, 10, 696
14. Morales-Morales, J.; Rivera-Cruz, M.A.; Cruz-Alcantar, P.; Bautista Santos, H.; Cervantes-Camacho, I.; Reyes Herrera, V.A. Performance Analysis of a Hybrid Electric Vehicle with Multiple Converter Configuration. *Appl. Sci.* 2020, 10, 1074
15. Anselma, P.G. Computationally efficient evaluation of fuel and electrical energy economy of plug-in hybrid electric vehicles with smooth driving constraints. *Appl. Energy* 2022, 307, 118247
16. Kim, D.M.; Lee, S.G.; Lim, M.S. Sizing and optimization process of hybrid electric propulsion system for heavy-duty vehicle based on Gaussian process modeling considering traction motor characteristics. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2022, 161, 112286
17. de Carlo, V.; Scalabrini, S.; Bisci, P.; Coccozza, P.; Formica, V.; Irlando, F.; Numidi, F.; Pedrazzani, G.G.; Spoto, M.M.; Vassallo, A. The New General Motors 2.0L Diesel 4-Cylinder Engine. In Proceedings of the 42nd International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 29–30 April 2021; published in an anthology. ISBN 978-3-9504969-0-1
18. Helbing, C.C.; Köhne, M.; Kassel, T.; Herbst, T.T.; Wietholt, B.; Schleyer, J.J.; Kraus, S.; Düsterhöft, M.; Groenendijk, A.; Büchner, S.; et al. Making Transport Tasks Clean and Efficient—The New TDI Engines in the Volkswagen Commercial Vehicles. In Proceedings of the 42nd International Vienna Motor Symposium, published in an anthology. Vienna, Austria, 29–30 April 2021; ISBN 978-3-9504969-0-1
19. Beatrice, C.; Di Blasio, G.; Belgiorno, G.; Avolio, G.; Pesce, F.C.; Vassallo, A. Balancing Hydraulic Flow and Fuel Injection Parameters for Low Emission and High-Efficiency Automotive Diesel Engines. *SAE Int. J. Adv. Curr. Pract. Mobil.* 2019, 2, 638–652
20. Han, S.W.; Shin, Y.S.; Kim, H.C.; Gee-Soo Lee, G.S. Study on the Common Rail Type Injector Nozzle Design Based on the Nozzle Flow Model. *Appl. Sci.* 2020, 10, 549
21. Belgiorno, G.; Boscolo, A.; Dileo, G.; Pesce, F.; Vassallo, A.; Beatrice, C.; Di Blasio, G.; Iannello, R. Experimental Study of Additive-Manufacturing-Enabled Innovative Diesel Combustion Bowl Features for Achieving Ultra-low Emissions and High Efficiency. *SAE Int. J. Adv. Curr. Pract. Mobil.* 2020, 3, 672–684
22. Han, Z. Simulation and Optimization of Internal Combustion Engines; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2022; pp. 310–311. ISBN1 978-1-4686-0400-9; ISBN2 978-1-4686-0401-6; ISBN3 978-1-4686-0402-3
23. Hofbauer, P. Internal Combustion Engine with a Single Crankshaft and Having Opposed Cylinders with Opposed Pistons. U.S. Patent n. US 6,170,443, B1; Santa Barbara, 9 January 2001

#### Subcapitolul 6.4

1. Chioreanu, N., Single regime thermal engines (in Romanian), University of Oradea Publishing House, Oradea, 2006
2. Chioreanu, N., Chioreanu S., Engines for nonconventional motor vehicles (in Romanian), University of Oradea Publishing House, Oradea, 2006
3. Chioreanu, N., Chioreanu S., New concept for the running of engines. Proceedings of the Romanian Academy, Series A, Volume 11, Number 2/2010, pp. 148-155
4. Chioreanu N., Mitran T., B'artfai Z., L'agym'ayosi A. Basic principles for the design of the monoregime thermal engines. Proceedings of the annual session of scientific papers IMT Oradea 2012
5. Chioreanu N., Mitran T., Bartfai Z., Blahunka Z. The main parameters of the monoregime thermal engines. Proceedings of the annual session of scientific papers IMT Oradea 2012
6. Vasiliu N., Vasiliu D., Seteanu I., Radulescu V., Fluid mechanics and hydraulic systems. Fundamentals and applications, Vol. II, (in Romanian), Technical Publishing House, Bucharest, 1999