



Domeniul fundamental: Științe Inginerești
Domeniul de specialitate: Inginerie Mecanică

TEZĂ DE ABILITARE

**Modelarea, simularea și experimentarea
comportamentului dinamic al autovehiculelor în
sistemul circulației rutiere**

Conf. Dr. Ing. Ioan-Adrian TODORUȚ
Facultatea de
Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

- Cluj-Napoca -
2020

Cuprins

ABREVIERI ȘI NOTAȚII PRINCIPALE	5
INTRODUCERE	11
REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE, PROFESIONALE ȘI ACADEMICE	15
1. Activitatea didactică, științifică și managerială la nivel instituțional	15
1.1. Activitatea didactică.....	15
1.2. Activitatea științifică	17
1.3. Activitatea managerială la nivel instituțional	26
1.4. Afilieri științifice	30
2. Evaluarea influenței parametrilor care caracterizează dinamica autovehiculelor	31
2.1. Considerații generale.....	31
2.2. Activitate publicistică cu specific în dinamica autovehiculelor	32
2.2.1. Evaluarea acoperirii treptelor de viteze ale autovehiculelor	32
2.2.2. Algoritm pentru trasarea caracteristicilor de putere și de tracțiune ale autovehiculelor	36
2.2.3. Evaluarea unor parametri dinamici ai vehiculelor a căror motor este alimentat alternativ cu motorină și biocombustibil	43
2.2.4. Evaluarea distribuirii sarcinii normale pe punți și roți, atunci când autoturismul se află în mișcare	49
2.2.5. Algoritm pentru calculul parametrilor capacității de demarare a autovehiculelor	58
2.2.6. Evaluarea experimentală a parametrilor care influențează comportamentul autoturismelor din clase diferite în procesul de frânare.....	64
2.2.7. Evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculelor	70
2.2.8. Studiu comparativ asupra comportamentului dinamic în viraj al autoturismelor din clase diferite, prin metode experimentale	78
2.2.9. Evaluarea parametrilor dinamici ai autovehiculelor, prin simulare computerizată	86

3. Evaluarea influenței parametrilor care caracterizează evenimentele rutiere	95
3.1. Considerații generale.....	95
3.2. Activitate publicistică cu specific în dinamica accidentelor de circulație rutieră	96
3.2.1. Evaluarea vitezei antecoliziune și a spațiului parcurs de autovehicul în cadrul procesului de frânare	96
3.2.2. Evaluarea parametrilor care caracterizează accidentele rutiere de tip autovehicul-pieton	103
3.2.3. Modelarea numerică a accidentelor rutiere motocicletă-autoturism.....	121
4. Aspecte asupra siguranței autovehiculelor în sistemul circulației rutiere	133
4.1. Considerații generale.....	133
4.2. Activitate publicistică specifică siguranței autovehiculelor în sistemul circulației rutiere	134
4.2.1. Studii asupra siguranței autovehiculelor și securității în transporturi rutiere	134
4.2.2. Studii asupra procesului depășirii în siguranță a autovehiculelor	135
4.2.3. Modelarea reținerii ocupantului unui autovehicul de către centura de siguranță.....	157
PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI	163
5. Perspective de continuare a activității științifice universitare și publicistică	163
5.1. Considerații generale.....	163
5.2. Perspective de continuare și dezvoltare a carierei academice, științifice și profesionale.....	164
5.3. Concluzii	171
6. Concluzii finale	173
REFERINȚE	175
LISTA FIGURILOR	181
LISTA TABELELOR	187
LISTĂ DE PUBLICAȚII	189

ABREVIERI ȘI NOTAȚII PRINCIPALE

Abrevieri principale

ABS	▪ Antilock Braking System;	▪ Sistem de prevenire a blocării roților la frânare;
ACAS	▪ Automatic Collision Avoidance System;	▪ Sistem electronic de avertizare progresivă a pericolului de coliziune frontală;
ACC	▪ Adaptive Cruise-speed Control;	▪ Control adaptiv al vitezei de croazieră;
ACE	▪ Active Cornering Enhancement;	▪ Sistem de stabilizare a traiectoriei vehiculului în curbe;
ADC	▪ Adaptive Driving Control;	▪ Control adaptiv al conducerii;
ARP	▪ Active Roll-over Protection;	▪ Sistem activ de prevenire a răsturnării;
ASC	▪ Anti Skid Control / Active Stability Control;	▪ Sistem de control electronic utilizat pentru a împiedica patinarea roților / Controlul activ al stabilității;
ASR	▪ Acceleration Slip Regulation / Anti Slip Regulation / Automatic Slip Regulator;	▪ Sistem de reglare a alunecării la accelerare / Sistem de reglare antialunecare / Regulator automat a alunecării;
AYC	▪ Active Yaw Control;	▪ Sistem de control activ al girației;
BAS	▪ Brake Assist System;	▪ Sistem de asistare a frânării;
BbW	▪ Brake-by-Wire;	▪ Sistem de frânare cu comandă electronică;
CAS	▪ Collision Avoidance System;	▪ Sistem de evitare a coliziunilor;
DSC	▪ Dynamic Stability Control;	▪ Controlul dinamic al stabilității;
DSTC	▪ Dynamic Stability and Traction Control;	▪ Controlul dinamic al stabilității și tracțiunii;
DTC	▪ Dynamic Traction Control;	▪ Controlul dinamic al tracțiunii;
DTR	▪ DISTRONIC;	▪ Sistem de păstrare a distanței;
EBD	▪ Electronic Brake-force Distribution;	▪ Sistem electronic de distribuire a forței de frânare;
ESC	▪ Electronic Stability Control;	▪ Controlul stabilității și controlul subvirajului;
ESP	▪ Electronic Stability Program;	▪ Program electronic de asigurare a stabilității;
ETC	▪ Electronic Traction Control;	▪ Sistem de control electronic al tracțiunii;
RSC	▪ Roll Stability Control System;	▪ Sistem de control al stabilității pentru prevenirea răsturnării;
SbW	▪ Steer-by-Wire;	▪ Sistem de direcție cu comandă electronică;
STK	▪ StabiliTrak;	▪ Controlul stabilității și tracțiunii;
TCS	▪ Traction Control System;	▪ Sistem de control al tracțiunii;
VDC	▪ Vehicle Dynamic Control;	▪ Controlul dinamic al vehiculului;
VSA	▪ Vehicle Stability Assist;	▪ Asistarea stabilității vehiculului;
VSC	▪ Vehicle Stability Control.	▪ Controlul stabilității vehiculului.

Notății principale

Mărimea/Parametrul	Notăția	U.M.
<input type="checkbox"/> ampatamentul	A	m
<input type="checkbox"/> distanța pe orizontală dintre centrul de greutate și puntea din față, respectiv spate a autovehiculului	a, b	m
<input type="checkbox"/> distanțele de la centrul de greutate la roțile din partea stângă, respectiv partea dreaptă a autovehiculului	c, d	m
<input type="checkbox"/> consumul specific efectiv de combustibil	C _e	g/kWh
<input type="checkbox"/> consumul orar de combustibil	C _h	kg/h
<input type="checkbox"/> factorul dinamic al autovehiculului	D	-
<input type="checkbox"/> ecartamentul	E	m
<input type="checkbox"/> ecartamentul față	E ₁	m
<input type="checkbox"/> ecartamentul spate	E ₂	m
<input type="checkbox"/> coeficientul de rezistență la rulare	f	-
<input type="checkbox"/> coeficientul maxim de rezistență la rulare	f _{max}	-
<input type="checkbox"/> coeficientul maxim de rezistență la rulare, ținând cont de unghiul α de înclinare longitudinală a drumului	f _{max0}	-
<input type="checkbox"/> coeficientul global de frecare (rezistență la înaintare) al corpului motociclistului pe carosabil	f _m	-
<input type="checkbox"/> coeficientul de frecare mediu dintre corpul pietonului și carosabil	f _p	-
<input type="checkbox"/> forța disponibilă (excedentară) folosită la învingerea rezistențelor drumului și rezistențelor la demararea autovehiculului	F _{exc}	N, daN
<input type="checkbox"/> forța de inerție longitudinală	F _{ix}	N, daN
<input type="checkbox"/> forța de inerție transversală	F _{iy}	N, daN
<input type="checkbox"/> forța la roată	F _R	N, daN
<input type="checkbox"/> accelerația gravitațională	g	m/s ²
<input type="checkbox"/> încărcările statice ale punților, atunci când autoturismul se află în repaus pe drum orizontal	G ₁ , G ₂	N, daN
<input type="checkbox"/> greutatea totală a autovehiculului	G _a	N, daN
<input type="checkbox"/> greutatea repartizată pe puntea <i>i</i> a autovehiculului	G _i	N, daN
<input type="checkbox"/> greutatea repartizată pe roata din stânga, respectiv pe roata din dreapta a punții <i>i</i> a autovehiculului	G _{istg, idr}	N, daN
<input type="checkbox"/> greutatea proprie a autovehiculului	G ₀	N, daN
<input type="checkbox"/> greutatea utilă a autovehiculului	G _u	N, daN
<input type="checkbox"/> înălțimea autovehiculului	H	m
<input type="checkbox"/> înălțimea centrului de greutate al pietonului în momentul începerii proiectării	h	m
<input type="checkbox"/> înălțimea centrului de presiune al autovehiculului în care se consideră aplicată forța de rezistență a aerului	h _a	m
<input type="checkbox"/> înălțimea centrului de greutate al autovehiculului	h _g	m
<input type="checkbox"/> înălțimea centrului de greutate al motociclistului în momentul începerii proiectării	h _m	m
<input type="checkbox"/> înălțimea maximă a traiectoriei pietonului/motociclistului	h _{max}	m
<input type="checkbox"/> coeficientul aerodinamic	k _a	kg/m ³
<input type="checkbox"/> coeficientul eficacității frânelor	k _e	-

Mărimea/Parametrul	Notația	U.M.
<input type="checkbox"/> coeficient de corecție a ariei secțiunii transversale a autovehiculului	k_s	-
<input type="checkbox"/> numărul treptelor de viteze din cutia de viteze	k	-
<input type="checkbox"/> o anumită treaptă de viteză, ($j = 1...k$)	j	-
<input type="checkbox"/> raportul de transmitere total al transmisiei autovehiculului, cutia de viteze fiind cuplată în treapta j	i_{tj}	-
<input type="checkbox"/> raportul de transmitere din cutia de viteze, acesta fiind cuplată în treapta j	i_{cvj}	-
<input type="checkbox"/> raportul de transmitere al transmisiei principale a autovehiculului	i_0	-
<input type="checkbox"/> raportul de transmitere al componentelor parțiale ale transmisiei autovehiculului	i_p	-
<input type="checkbox"/> raportul de transmitere al transmisiei finale a autovehiculului	i_{tf}	-
<input type="checkbox"/> în situația în care există urme de frânare discontinue		
▪ distanța dintre două urme intermediare de frânare	$l_{(i-1)i}$	m
▪ distanța dintre penultima și ultima urmă de frânare	$l_{(n-1)n}$	m
▪ lungimea primei urme de frânare	L_1	m
▪ distanța dintre prima și a doua urmă de frânare	l_{12}	m
▪ lungimea celei de-a doua urmă de frânare	L_2	m
▪ lungimea unei urme intermediare de frânare	L_i	m
▪ lungimea ultimei urme de frânare	L_n	m
<input type="checkbox"/> masa autovehiculului	m_a	kg
<input type="checkbox"/> masa repartizată pe roata din stânga, respectiv pe roata din dreapta a punții i a autovehiculului	$m_{istg, idr}$	kg
<input type="checkbox"/> coeficienții de schimbare dinamică a reacțiunilor normale la punțile față și spate, în timpul deplasării	m_{d1}, m_{d2}	-
<input type="checkbox"/> coeficienții de schimbare dinamică a reacțiunilor normale la punțile față și spate, în cazul frânării	m_{f1}, m_{f2}	-
<input type="checkbox"/> masa motociclistului	m_m	kg
<input type="checkbox"/> masa pietonului	m_p	kg
<input type="checkbox"/> momentul efectiv al motorului	M_e	Nm, daNm
<input type="checkbox"/> momentul de rezistență la girație	M_{iz}	Nm, daNm
<input type="checkbox"/> momentul corespunzător puterii maxime (P_{max}) a motorului	M_P	Nm, daNm
<input type="checkbox"/> momentele rezistente la rulare, la puntea din față și din spate	M_{r1}, M_{r2}	Nm, daNm
<input type="checkbox"/> momentul la roată (momentul activ la roțile motoare)	M_R	Nm, daNm
<input type="checkbox"/> masa vehiculului	m_v	kg
<input type="checkbox"/> turația corespunzătoare consumului specific efectiv minim de combustibil	n_{ec}	rot/min
<input type="checkbox"/> turația corespunzătoare momentului efectiv maxim (M_{max}) al motorului	n_M	rot/min
<input type="checkbox"/> turația maximă a motorului	n_{max}	rot/min

Mărimea/Parametrul	Notăția	U.M.
<input type="checkbox"/> turația de funcționare în gol a motorului	n_{min}	rot/min
<input type="checkbox"/> turația corespunzătoare puterii maxime (P_{max}) a motorului	n_p	rot/min
<input type="checkbox"/> turația de intrare în acțiune a regulatorului limitator de turații, corespunzătoare puterii maxime (P_{rmax}) a motorului	n_{rp}	rot/min
<input type="checkbox"/> puterea efectivă a motorului	P_e	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea necesară învingerii forței de rezistență la rulare	P_r	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea la roțile motoare	P_R	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea consumată sau primită de autovehicul la deplasarea pe rampă/pantă	P_p	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea necesară pentru învingerea forței de rezistență totală a drumului	P_ψ	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea necesară învingerii forței de rezistență a aerului	P_a	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea necesară învingerii forței de rezistență la demaraj	P_d	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea maximă a motorului	P_{max}	W, kW
<input type="checkbox"/> puterea necesară învingerii rezistențelor exterioare, care nu depind de caracterul mișcării	ΣP_{ext}	W, kW
<input type="checkbox"/> raza de viraj	R	m
<input type="checkbox"/> razele de rulare (dinamice) ale roților punții față, respectiv spate	r_1, r_2 (r_d)	m
<input type="checkbox"/> raza dinamică a roților motoare ale autovehiculelor	r_d	m
<input type="checkbox"/> forța de rezistență la rulare a autovehiculului	R_r, F_r	N, daN
<input type="checkbox"/> forța de rezistență datorată înclinării longitudinale a drumului	R_p, F_p	N, daN
<input type="checkbox"/> forța de rezistență totală a drumului	R_ψ, F_ψ	N, daN
<input type="checkbox"/> forța de rezistență a aerului	R_a, F_a	N, daN
<input type="checkbox"/> forța de rezistență la demaraj sau forța disponibilă pentru accelerare, capabilă să învingă rezistența la demarare	R_d, F_d	N, daN
<input type="checkbox"/> suma rezistențelor exterioare, care nu depind de caracterul mișcării autovehiculului	ΣR_{ext}	N, daN
<input type="checkbox"/> spațiul minim de frânare (spațiul cu urmă de frânare)	S_{fmin}	m
<input type="checkbox"/> spațiul corespunzător fazei de blocare a roților	S_{if}	m
<input type="checkbox"/> spațiul total de oprire al autovehiculului din cadrul procesului de frânare	S_{opr}	m
<input type="checkbox"/> spațiul corespunzător fazei de percepție-recepție-reacție	S_{pr}	m
<input type="checkbox"/> distanța parcursă de autovehicul în timpul de reacție al conducătorului de autovehicul	S_r	m
<input type="checkbox"/> durata frânării efective	t_{fmin}	s
<input type="checkbox"/> durata întârzierii la frânare	t_{if}	s
<input type="checkbox"/> durata întârzierii fiziologice	t_{fiz}	s
<input type="checkbox"/> durata întârzierilor involuntare	t_{ii}	s
<input type="checkbox"/> durata întârzierilor mecanice	t_{imec}	s
<input type="checkbox"/> intervalul de timp total de oprire al autovehiculului	t_{opr}	s
<input type="checkbox"/> durata de percepție	t_{pp}	s
<input type="checkbox"/> durata de percepție-reacție a conducătorului auto	t_{pr}	s
<input type="checkbox"/> durata de recepție - caracterizată de fazele de emoție, de raționament (judecată) și de decizie	t_{rp}	s

Mărimea/Parametrul	Notăția	U.M.
<input type="checkbox"/> timpul de reacție al conducătorului de autovehicul	t_r	s
<input type="checkbox"/> viteza minimă pentru treapta I	V_{min_1}	km/h
<input type="checkbox"/> viteza minimă pentru treapta j	V_{min_j}	km/h
<input type="checkbox"/> viteza maximă pentru treapta j	V_{max_j}	km/h
<input type="checkbox"/> viteza maximă pentru treapta k	V_{max_k}	km/h
<input type="checkbox"/> viteza maximă posibilă	V_{max_c}	km/h
<input type="checkbox"/> viteza inițială a autovehiculului	V_0, V_a	km/h
<input type="checkbox"/> viteza inițială a motociclistului	V_{0m}	m/s
<input type="checkbox"/> componenta pe orizontală a vitezei inițiale a motociclistului	V_{0mx}	m/s
<input type="checkbox"/> componenta pe verticală a vitezei inițiale a motociclistului	V_{0my}	m/s
<input type="checkbox"/> viteza autovehiculului în momentul inițial al proiectării pietonului	V_{a0}	m/s
<input type="checkbox"/> viteza rezultată cu care începe să se deplaseze corpul motociclistului după căderea acestuia pe sol (viteza motociclistului la începutul alunecării sale pe carosabil)	V_m	m/s
<input type="checkbox"/> componenta pe verticală a vitezei motociclistului într-un moment oarecare și în momentul căderii pe sol (după scurgerea timpului din momentul începerii proiectării motociclistului până la căderea lui pe sol)	V_{my}	m/s
<input type="checkbox"/> viteza pietonului după desprinderea de autovehicul	V_{p0}	m/s
<input type="checkbox"/> viteza pietonului la începutul alunecării sale pe carosabil	V_{p0r}	m/s
<input type="checkbox"/> viteza relativă a aerului față de autovehicul	V_r	m/s, km/h
<input type="checkbox"/> viteza relativă a aerului față de autovehicul pe direcția longitudinală	V_x	m/s, km/h
<input type="checkbox"/> viteza relativă a aerului față de autovehicul pe direcția transversală	V_y	m/s, km/h
<input type="checkbox"/> viteza vântului	V_w	m/s, km/h
<input type="checkbox"/> viteza autovehiculului în diverse momente ale accidentului	w	m/s
<input type="checkbox"/> viteza autovehiculului în momentul începerii imprimării urmelor de frânare	w_f	m/s
<input type="checkbox"/> viteza autovehiculului în momentul inițial al impactului cu pietonul	w_i	m/s
<input type="checkbox"/> viteza pietonului	w_p	m/s
<input type="checkbox"/> viteza autovehiculului în momentul apariției pericolului de accident (momentul în care pietonul a început traversarea părții carosabile)	w_v	m/s
<input type="checkbox"/> viteza autovehiculului în momentul în care s-a egalizat cu viteza pietonului	w_{vp}	m/s
<input type="checkbox"/> reacțiunile tangențiale ale drumului la puntea din față și din spate	X_1, X_2	N
<input type="checkbox"/> forța maximă de aderență	X_{max}	N
<input type="checkbox"/> forța maximă de aderență în cazul frânării	$X_{max f}$	N
<input type="checkbox"/> reacțiunile laterale ale roților	Y_1, Y_2	N

Mărimea/Parametrul	Notăția	U.M.
<input type="checkbox"/> reacțiunile normale ale drumului la puntea din față și din spate	Z_1, Z_2	N
<input type="checkbox"/> suma reacțiunilor dinamice la roțile din partea stângă, respectiv din partea dreaptă a autoturismului	Z_s, Z_d	N
<input type="checkbox"/> coeficientul de aderență pe direcție longitudinală	φ, φ_x	-
<input type="checkbox"/> coeficientul maxim de aderență	φ_{\max}	-
<input type="checkbox"/> coeficientul mediu de aderență	φ_{med}	-
<input type="checkbox"/> coeficientul mediu de aderență, ținând cont de unghiul α de înclinare longitudinală a drumului	φ_{med_0}	-
<input type="checkbox"/> coeficientul maxim de aderență, ținând cont de unghiul α de înclinare longitudinală a drumului	φ_{\max_0}	-
<input type="checkbox"/> coeficientul de aderență pe direcție transversală	φ_y, φ_t	-
<input type="checkbox"/> unghiul de înclinare longitudinală a drumului	α	°
<input type="checkbox"/> unghiul de înclinare transversală a drumului	β	°
<input type="checkbox"/> randamentul mecanic al componentelor parțiale ale transmisiei autovehiculului	η_p	-
<input type="checkbox"/> randamentul mecanic total al transmisiei autovehiculului	η_t	-
<input type="checkbox"/> coeficientul de rezistență totală a drumului	ψ	-

INTRODUCERE

Teza de abilitare "*Modelarea, simularea și experimentarea comportamentului dinamic al autovehiculelor în sistemul circulației rutiere*", scoate în evidență, în mod succint și documentat, principalele rezultate științifice și profesionale obținute din 2006 până în prezent, după conferirea titlului de doctor în domeniul fundamental *Științe Inginerești*, domeniul *Inginerie Mecanică*. De asemenea, în teza de abilitare este indicată evoluția carierei academice, științifice și profesionale, cu precizarea principalelor direcții de dezvoltare a carierei respective, în contextul global al realizărilor științifice semnificative și de actualitate din domeniul *Inginerie Mecanică*. Nu în ultimul rând, în teza de abilitare este scoasă în evidență capacitatea individuală de a organiza și coordona activități didactice și de cercetare. Principalele direcții abordate în cariera academică, științifică și profesională se referă la: *Dinamica autovehiculelor, Dinamica accidentelor de circulație rutieră, Siguranța autovehiculelor și securitatea în transporturi rutiere, Biocombustibili, Surse alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului*.

Teza este structurată pe șase capitole (Introducere; Activitatea didactică, științifică și managerială la nivel instituțional; Evaluarea influenței parametrilor care caracterizează dinamica autovehiculelor; Evaluarea influenței parametrilor care caracterizează evenimentele rutiere; Aspecte asupra siguranței autovehiculelor în sistemul circulației rutiere; Perspective de continuare a activității științifice universitare și publicistică; Concluzii finale), scoțând în evidență (selectiv) principalele tematici abordate în domeniile de interes și rezultatele obținute ca urmare a acestor preocupări.

Activitatea didactică desfășurată în cadrul Universității Tehnice din Cluj-Napoca (UTC-N), în calitate de asistent din *octombrie 2000* până *octombrie 2002*, șef de lucrări din *octombrie 2002* până în *octombrie 2008* și conferențiar din *octombrie 2008* până în prezent, a constat în activități de predare a cursurilor de specialitate, coordonarea lucrărilor de laborator, proiectelor și a practicii productive, studenților de la specializările coordonate de Departamentul Autovehicule Rutiere și Transporturi (DART) din cadrul Facultății de Autovehicule Rutiere, Mechatronică și Mecanică (FARMM) a UTC-N, precum și activități de îndrumare a proiectelor de diplomă, lucrărilor de absolvire și de disertație.

Până în prezent, am elaborat și publicat prin edituri acreditate CNCSIS (cu ISBN) opt *lucrări didactice (cărți de specialitate)*, la două fiind unic autor, la două prim autor și coautor la patru. Dintre cărțile elaborate și publicate după finalizarea tezei de doctorat (2006 - prezent), se menționează: 1 - unic autor, 2 - prim autor și 1 - coautor.

Activitatea științifică desfășurată până în prezent la DART din cadrul FARMM a UTC-N a urmărit și urmărește elaborarea și publicarea lucrărilor științifice și a cărților de specialitate, în scopul dezvoltării cunoașterii în domeniu, prin extinderea rezultatelor cercetărilor științifice întreprinse.

Ca și cadru didactic universitar am participat activ ca membru în colective de cercetare, respectiv ca responsabil științific a unor obiective sau activități din cadrul a 14 proiecte de cercetare-dezvoltare-inovare pe bază de contract/grant, câștigate prin competiție, dintre care șapte s-au derulat după finalizarea tezei de doctorat.

După anul 2006, am elaborat și publicat, prin edituri internaționale, trei *capitole în cărți*, ca și coautor.

În ianuarie 2007, am primit *Premiul de excelență* al Facultății de Mecanică din cadrul UTC-N, pentru tinerii cercetători, pentru realizări de excepție recunoscute în domeniul cercetării științifice și pentru promovarea prestigiului universității.

Până în prezent, am elaborat 137 *lucrări științifice*, acestea fiind publicate la diferite Congrese/Conferințe științifice și reviste de specialitate recunoscute CNCSIS, în țară și străinătate, 96 dintre ele fiind publicate după finalizarea tezei de doctorat.

Cu privire la vizibilitatea științifică, internă și internațională, se pot menționa cele 312 *de citări*, din 2010 până în 2019, ale lucrărilor proprii, în lucrări ale altor autori publicate în reviste cotate ISI (177 - *citări*) și în reviste științifice indexate BDI (135 - *citări*, 65 fiind în publicații WoS - *Web of Science* și Scopus).

În anul 2010 am dobândit *Certificatul de competențe profesionale* pentru ocupația de *manager de proiect*, eliberat de CNFPA (Consiliul Național de Formare Profesională a Adulților), prin *Centrul de Evaluare și Certificare RoMarketing*.

Începând cu anul universitar 2011-2012 până în prezent am fost implicat ca membru în comisii de îndrumare a studenților doctoranzi, pentru evaluarea a peste 50 de referate de doctorat.

Activitatea didactică și științifică, axată în principal pe studiul fenomenelor dinamice ale autovehiculelor și ale accidentelor de circulație rutieră, posibilităților sporirii siguranței autovehiculelor și

securității în transporturi rutiere, utilizării biocombustibililor pentru motoarele cu ardere internă (MAI), respectiv identificării și utilizării surselor alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului, se încadrează în preocupările prioritare pentru dezvoltarea continuă a domeniului științific inginerie mecanică, la nivel național și internațional, cu extindere în domeniile ingineria autovehiculelor și a transporturilor, regăsindu-se în preocupările specialiștilor din domeniu, pe plan național și internațional.

Tematicile abordate în activitatea publicistică din cadrul domeniilor de interes și surprinse (selectiv) în prezenta teză, se referă în principal la: Evaluarea acoperirii treptelor de viteze ale autovehiculelor; Algoritm pentru trasarea caracteristicilor de putere și de tracțiune ale autovehiculelor; Evaluarea unor parametri dinamici ai vehiculelor a căror motor este alimentat alternativ cu motorină și biocombustibil; Evaluarea distribuirii sarcinii normale pe punți și roți, atunci când autoturismul se află în mișcare; Algoritm pentru calculul parametrilor capacității de demarare a autovehiculelor; Evaluarea experimentală a parametrilor care influențează comportamentul autoturismelor din clase diferite în procesul de frânare; Evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculelor; Studiu comparativ asupra comportamentului dinamic în viraj al autoturismelor din clase diferite, prin metode experimentale; Evaluarea parametrilor dinamici ai autovehiculelor, prin simulare computerizată; Evaluarea vitezei antecoliziune și a spațiului parcurs de autovehicul în cadrul procesului de frânare; Evaluarea parametrilor care caracterizează accidentele rutiere de tip autovehicul-pieton; Modelarea numerică a accidentelor rutiere motocicletă-autoturism; Studii asupra siguranței autovehiculelor și securității în transporturi rutiere; Studii asupra procesului depășirii în siguranță a autovehiculelor; Modelarea reținerii ocupantului unui autovehicul de către centura de siguranță.

Tematicile menționate se regăsesc printre preocupările științifice naționale și internaționale ale specialiștilor din domeniul inginerie mecanică, cu extindere în domeniile ingineria autovehiculelor și a transporturilor, acestea fiind argumentate de existența studiilor, cercetărilor și publicațiilor în domeniu.

Importanța preocupărilor în domeniu este atestată cu prisosință de implicarea celor mai importante organisme internaționale în programe de cercetare și de implementare a măsurilor de siguranță rutieră, cu implicare directă a dinamicii autovehiculelor și accidentelor de

circulație rutieră, dar și a surselor de energie necesare autopropulsării autovehiculelor.

Principala direcție de cercetare științifică care se dorește a fi urmată în viitorul profesional al meu este cu referire la posibilitățile și limitele dezvoltării domeniului dinamicii autovehiculelor (clasice, hibride, electrice), reconstituirii accidentelor rutiere, dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor și surselor alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului. În acest sens, se urmărește accesarea unor proiecte de cercetare, respectiv atragerea de fonduri europene pentru realizarea unor produse noi și inovative, pentru dotări de laboratoare, în vederea modernizării continue a *Laboratorului de telematică rutieră și dinamică auto* din cadrul DART. De asemenea, colaborarea continuă cu partenerii din mediul academic și mediul socio-economic, prin activități de cercetare și consultanță, este prioritară în dezvoltarea profesională a mea. Nu în ultimul rând, ca prioritate de bază se subliniază susținere continuă a dezvoltării resursei umane, prin transferul de cunoștințe care să conducă la dezvoltarea competențelor necesare viitorilor specialiști din domeniu.

REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE, PROFESIONALE ȘI ACADEMICE

1. Activitatea didactică, științifică și managerială la nivel instituțional

1.1. Activitatea didactică

Ca și cadru didactic universitar la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, din *octombrie 2000* până în prezent, mi-am desfășurat activitatea didactică la Departamentul Autovehicule Rutiere și Transporturi din cadrul Facultății de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică, fiind implicat în pregătirea studenților de la specializările:

- ↳ *“Autovehicule Rutiere - AR”, “Mașini pentru agricultură și industria alimentară - MIAIA” și “Ingineria Transporturilor și a Traficului - ITT”* - (studii universitare de licență);
- ↳ *“Automobile”* - (colegiu);
- ↳ *“Siguranța Circulației Rutiere - SCR”* - (studii universitare aprofundate);
- ↳ *“Ingineria Circulației Rutiere - ICR”* - (Școala de Studii Academice Postuniversitare);
- ↳ *“Logistica Transporturilor Rutiere - LTR”* - studii universitare de master;
- ↳ *“Automobilul și Mediul - AM”* - studii universitare de master.

Dintre disciplinele predate în activitatea didactică din învățământul universitar, se menționează:

- ↳ *Dinamica autovehiculelor, Dinamica accidentelor de circulație - AR, 2000-prezent;*
- ↳ *Exploatarea și întreținerea utilajelor agricole - MIAIA, 2000-2006;*
- ↳ *Automobile, Dinamica și expertizarea accidentelor de circulație - Automobile (colegiu), 2000-2007;*
- ↳ *Dinamica și expertizarea accidentelor de circulație rutieră - ICR, 2004-2011;*
- ↳ *Siguranța activă și pasivă a autovehiculelor, Evaluarea stării tehnice a autovehiculelor înainte și după accident - SCR, 2007-2009;*
- ↳ *Elemente avansate de dinamica automobilelor - AM, 2009-prezent;*
- ↳ *Sisteme avansate pentru siguranța autovehiculelor în transporturi rutiere - LTR, 2010-prezent;*
- ↳ *Elemente de dinamica autovehiculelor, Securitatea și siguranța transporturilor, Accidentologie, Dinamica și expertiza accidentelor rutiere - ITT, 2013-prezent,*

conținutul acestora fiind îmbunătățit permanent, în concordanță cu cerințele impuse formării unor specialiști în domeniul ingineriei mecanice/autovehiculelor/transporturilor.

Astfel, se menționează adaptarea tematicii cursurilor predate, în conformitate cu cerințele privind cunoștințele și abilitățile necesare unor specialiști în domeniile menționate anterior. Se evidențiază introducerea în tematica cursurilor a rezultatelor obținute în activitatea de cercetare desfășurată. Aceste contribuții se regăsesc în publicațiile la edituri recunoscute CNCSIS, în calitate de unic autor, prim autor sau coautor. În plus, pentru completarea materialului bibliografic existent în bibliotecă, la fiecare disciplină sunt oferite studenților materiale multiplicat pe suport electronic și/sau tipărite cu note de curs și bazele teoretice ale lucrărilor de laborator, necesare desfășurării activităților prevăzute.

Cu privire la metodele de predare-învățare am o permanentă preocupare legată de îmbunătățirea acestora. Ca și cadru didactic universitar, principala responsabilitate a mea constă în proiectarea metodelor și mediilor de învățare centrate pe student, cu mai puțin accent asupra responsabilității tradiționale de a transmite doar informații. Relația dintre mine și studenți este una de parteneriat, în care fiecare ne asumăm responsabilitatea atingerii rezultatelor învățării. Rezultatele învățării sunt explicate și discutate cu studenții din perspectiva relevanței acestora pentru dezvoltarea lor. Treptat, pe măsura dotării cu aparatură a departamentului, s-a recurs la utilizarea mijloacelor de proiectie (videoproiector interactiv și digital wall display) și astfel, prin însoțirea prelegerilor cu imagini, se asigură o mai bună înțelegere și însușire a cunoștințelor de către studenți, iar în discuțiile cu aceștia pe marginea subiectelor abordate, se pot găsi soluții la diferite probleme. Ca și strategii de predare se pot menționa: utilizarea mijloacelor multimedia, predarea interactivă, atragerea în cercuri științifice și contracte de cercetare, consultații, vizite de studii, coordonarea studenților cu privire la participarea acestora la sesiunile științifice studențești și concursuri studențești zonale și naționale. Dintre principalele metode de predare se menționează: *expunerea (explicare, descriere), învățarea constructivistă (prezentare, analize, avantaje, dezavantaje, aplicabilitate - libertatea de gândire, de a avea o opinie și de exprimare, egalitatea de șanse, nediscriminarea), conversația, demonstrarea, exemplificarea, orientarea etc.*, iar în cadrul activităților aplicative: *problematizarea, exercițiul, algoritmizarea, conversația, explicarea, descrierea, modelarea, demonstrarea, exemplificarea, orientarea etc.*

Cu privire la *coordonarea studenților în elaborarea proiectelor de diplomă și a lucrărilor de disertație* se urmărește ca studenții să fructifice

optim cunoștințele dobândite în decursul studiilor; se menționează că lucrările științifice și didactice publicate, sunt de real folos în munca cu studenții, acestea fiind frecvent citate ca sursă bibliografică, la elaborarea lucrărilor de finalizare a studiilor. Cele peste 180 de teme de proiect/absolvire/disertație coordonate după 2006 (Tabelul 1.1), au fost selectate și propuse având în vedere, în principal, disciplinele predate și temele de cercetare științifică abordate în cadrul contractelor/proiectelor, asigurând astfel implicarea studenților din anii terminali în activitatea de cercetare științifică a departamentului.

Tabelul 1.1. Conducere proiecte de diplomă și lucrări de disertație (2006-2019).

Nr. crt.	Linia de studiu	Nr. proiecte de diplomă / lucrări de disertație
1	Autovehicule Rutiere - licență	107
2	Ingineria transporturilor și a traficului - licență	7
3	Automobile - Colegiu	6
4	Siguranța Circulației Rutiere - studii aprofundate	8
5	Automobilul și mediul - master	20
6	Logistica transporturilor rutiere - master	23
7	Ingineria Circulației Rutiere - Studii Academice Postuniversitare	15
Total		186

1.2. Activitatea științifică

Activitatea de cercetare științifică desfășurată până în prezent la DART din cadrul FARMM a UTC-N este axată pe domeniul dinamicii autovehiculelor, dinamicii accidentelor de circulație rutieră, siguranței autovehiculelor și securității în transporturi rutiere, biocombustibililor pentru MAI, respectiv surselor alternative de energie utilizate pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului. Având în vedere influența sursei energetice a autovehiculului asupra performanțelor dinamice ale acestuia, îmbinarea acestor direcții de cercetare este benefică în studiul parametrilor dinamici ai autovehiculelor, în cazul utilizării combustibililor alternativi ecologici în transportul urban, în studiul creșterii eficienței energetice a autovehiculelor.

– *Lucrări publicate,*

- ↳ *Teza de doctorat (Cercetări privind utilizarea uleiurilor de floarea soarelui ca și combustibili pentru motoarele diesel): 1 teză de*

doctorat (2006), în Inginerie Mecanică; Referitor la rezultatele obținute în teza de doctorat, se menționează că, pe lângă cele 22 de lucrări elaborate și publicate până la finalizarea tezei de doctorat (9 dintre ele autor unic sau prim autor, iar la 13 coautor), și după finalizarea tezei de doctorat, au fost publicate/diseminate 15 lucrări științifice (13 dintre ele autor unic sau prim autor, iar la 2 coautor), la diferite Congrese/Conferințe științifice și reviste de specialitate recunoscute CNCSIS, în țară și străinătate (v. Lista de publicații, pozițiile 1...15),

↳ *Cărți de specialitate:* 8 lucrări didactice (2 - unic autor, 2 - prim autor; 4 - coautor) publicate prin edituri acreditate CNCSIS (cu ISBN); dintre cărțile elaborate și publicate după anul 2006, se menționează (v. Lista de publicații, pozițiile 16...19):

□ **Todoruț, A.;** Cordoș, N. (2017). *Modele fizico-matematice în dinamica accidentelor de circulație rutieră*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 148 pg. ISBN 978-606-737-267-0. https://art.utcluj.ro/colectiv/books/todorut/267-0_MF-M_DACR.pdf (v. Lista de publicații, poziția 16).

Cartea, structurată pe zece capitole (introducere; modelarea numerică a accidentelor rutiere cu vizibilitate reciprocă între autovehicule; evaluarea vitezelor antecoliziune ale autovehiculelor prin legea conservării cantității de mișcare; evaluarea vitezelor antecoliziune ale autovehiculelor prin metode energetice; evaluarea vitezei antecoliziune și a spațiului parcurs de autovehicul în cadrul procesului de frânare; procesul depășirii în siguranță a autovehiculelor; evaluarea parametrilor cinematici ai autovehiculului în diferite momente ale accidentului rutier; modelarea numerică a accidentelor de tip autovehicul-pieton, cu vizibilitate reciprocă continuă între participanții la trafic; evaluarea mărimilor cinematice care caracterizează accidente rutiere de tip autovehicul-pieton; modelarea numerică a accidentelor rutiere motocicletă-autoturism), oferă cititorului noțiunile de bază referitoare la posibilitatea reconstituirii principalelor etape ale accidentelor rutiere, prin utilizarea/dezvoltarea modelelor de calcul numeric, bazate pe modele fizice care caracterizează tipul de impact, putând identifica influența reciprocă a parametrilor care intervin în diferite situații de accident rutier. De asemenea, ținând seama de faptul că accidentele de circulație rutieră sunt foarte diversificate ca tip și particularități, lucrarea se dorește a fi un suport în soluționarea reconstituirii etapelor principale din cadrul producerii acestora, prin adaptarea și dezvoltarea algoritmilor de lucru surprinși în fiecare din tematicile abordate. Lucrarea se adresează studenților care urmează programe de studii universitare de licență (Autovehicule rutiere; Ingineria transporturilor și a traficului), studenților de la programe de studii universitare de master (Logistica transporturilor rutiere; Automobilul și

mediul) și doctoranzilor, aceștia gășind în paginile lucrării un volum concentrat de cunoștințe.

- **Todoruț, I.-A.; Barabás, I.; Burnete, N. (2012).** *Siguranța autovehiculelor și securitatea în transporturi rutiere.* Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 360 pg. ISBN 978-973-662-764-4. https://art.utcluj.ro/colectiv/books/todorut/764-4_SASTR.pdf (v. Lista de publicații, poziția 17).

Cartea, structurată pe opt capitole (introducere în siguranța autovehiculelor și în securitatea transporturilor rutiere; analiza factorilor care țin de triada om-autovehicul-drum; efectele economice ale accidentelor de circulație rutieră; tipuri de coliziuni; siguranța circulației rutiere; teste de coliziune; efectele impacturilor asupra omului; evaluarea autovehiculelor și a pagubelor produse acestora), oferă cititorului noțiunile de bază într-un domeniu ce vizează existența omului pe pământ. Lucrarea se adresează studenților care urmează specializarea "Autovehicule rutiere" sau specializarea "Ingineria transporturilor și a traficului" - studii universitare de licență, studenților de la studii de masterat ("Logistica transporturilor rutiere" și "Automobilul și mediul") și doctoranzilor, aceștia gășind în paginile lucrării un volum concentrat de cunoștințe.

- **Barabás, I.; Todoruț, I.-A. (2010).** *Combustibili pentru automobile: testare, utilizare, evaluare.* Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 266 pg. ISBN 978-973-662-595-4 (v. Lista de publicații, poziția 18).

Cartea, structurată pe șapte capitole (introducere; principalele substanțe din compoziția combustibililor pentru automobile; fabricarea combustibililor pentru automobile; proprietățile principale ale combustibililor clasici pentru MAI; proprietățile combustibililor gazeși; proprietățile principale ale biocombustibililor pentru automobile; testarea combustibililor pentru motoare cu ardere internă), este recomandată deopotrivă inginerilor care activează în diferite domenii ale industriei de automobile și în transporturi - proiectare, fabricare, exploatare, întreținere și reparare, specialiștilor în devenire - studenților, masteranzilor și doctoranzilor, dar și tuturor celor interesați de problematica combustibililor pentru automobile.

- **Todoruț, A. (2008).** *Dinamica accidentelor de circulație.* Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 204 pg. ISBN 978-973-662-383-7. https://art.utcluj.ro/colectiv/books/todorut/383-7_DAC.pdf (v. Lista de publicații, poziția 19).

Cartea, structurată pe zece capitole (accidentele rutiere - prevenire, clasificare, cauze; mecanica ciocnirii autovehiculelor; ecuațiile de mișcare ale autovehiculelor; modelarea și simularea accidentelor de circulație; tipuri de urme la locul accidentului; determinarea vitezelor antecoliziune; determinarea spațiului și timpului de oprire a autovehiculului; determinarea parametrilor stabilității autovehiculelor pe roți; determinarea parametrilor de viraj ai autovehiculelor pe roți; evaluarea

daunelor produse în accidentele de circulație rutieră), oferă cititorului noțiunile de bază ale dinamicii accidentelor de circulație. Lucrarea se adresează studenților care urmează specializarea de "Autovehicule Rutiere" - studii universitare de licență; studenților care urmează cursurile Școlii de Studii Academice Postuniversitare, specializarea "Ingineria Circulației Rutiere" și studenților care urmează specializarea "Siguranța Circulației Rutiere" - studii aprofundate. De asemenea, lucrarea poate fi utilă doctoranzilor și nu în ultimul rând specialiștilor care lucrează în domeniul expertizării accidentelor de circulație rutieră și a evaluării daunelor produse în accidentele de circulație.

↪ *Capitole în cărți, edituri internaționale:* 3 (coautor); dintre capitolele în cărți, elaborate și publicate după anul 2006, se menționează (v. Lista de publicații, pozițiile 20, 21, 22);

↪ *Lucrări științifice:* 137 lucrări științifice publicate la diferite Congrese/Conferințe științifice și reviste de specialitate recunoscute CNCSIS, în țară și străinătate; 96 dintre acestea au fost publicate după finalizarea tezei de doctorat,

☐ 5 lucrări publicate în reviste de specialitate categoria A (cotate ISI), toate după finalizarea tezei de doctorat;

☐ 19 lucrări publicate în reviste de specialitate categoria B+ (indexate în baze de date internaționale), toate după finalizarea tezei de doctorat, iar 13 dintre ele fiind indexate [WoS - Web of Science](#), [Web of Knowledge](#);

☐ 19 lucrări publicate în reviste de specialitate recunoscute de către CNCSIS (13 - categoria B, 2 fiind după finalizarea tezei de doctorat, 5 - categoria C, 4 fiind după finalizarea tezei de doctorat; 1 - categoria D, după finalizarea tezei de doctorat);

☐ 61 lucrări publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale, după cum urmează:

▪ 7 lucrări publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale organizate în străinătate și în țară - *indexate ISI Proceedings*, [Web of Science](#), [Web of Knowledge](#), toate după finalizarea tezei de doctorat;

▪ 14 lucrări publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale organizate în străinătate și în țară - *indexate în baze de date internaționale* (3 - *Scopus*, 2 fiind după finalizarea tezei de doctorat; 7 - *FISITA*, toate după finalizarea tezei de doctorat; 3 - *Springer*, toate după finalizarea tezei de doctorat; 1 - *Index Copernicus* și *CAB DIRECT*, după finalizarea tezei de doctorat);

- 9 lucrări publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale organizate în străinătate, 7 fiind după finalizarea tezei de doctorat;
 - 31 lucrări publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale organizate în România, 19 fiind după finalizarea tezei de doctorat;
 - ☐ 18 lucrări publicate în volume ale unor manifestări științifice naționale cu participare internațională, 15 fiind după finalizarea tezei de doctorat;
 - ☐ 15 lucrări publicate în volume ale unor manifestări științifice naționale, 4 fiind după finalizarea tezei de doctorat.
- ↳ *publicații indexate WoS - Web of Science (2006 - prezent), după finalizarea tezei de doctorat,*
- ☐ capitole în cărți - edituri internaționale (v. Lista de publicații, pozițiile 21 și 22);
 - ☐ articole/studii publicate în reviste de specialitate din țară sau străinătate recunoscute de către CNCSIS - *reviste categoria A (cotate ISI)* (v. Lista de publicații, pozițiile 23...27);
 - ☐ articole/studii publicate în reviste de specialitate din țară sau străinătate recunoscute de către CNCSIS - *reviste categoria B+ (indexate în baze de date internaționale)* (v. Lista de publicații, pozițiile 28...40);
 - ☐ articole/studii publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale organizate în străinătate și în țară - *indexate ISI Proceedings* (v. Lista de publicații, pozițiile 41...47);
- ↳ *Proiecte de cercetare științifică* - participare activă ca membru în colectivele de cercetare, respectiv ca responsabil științific a unor obiective sau activități din cadrul a 14 proiecte de cercetare-dezvoltare-inovare pe bază de contract/grant câștigate prin competiție; dintre proiectele care au derulat și după finalizarea tezei de doctorat, se menționează:
- ☐ Programul **IDEI**, Planul Național de Cercetare, Dezvoltare și Inovare - **PN II**, Tipul proiectului: **Proiecte de cercetare exploratorie**, Cod proiect: **ID_1098**, Nr. Contract: **88/01.10.2007**, pe trei ani (**Oct. 2007 - Sept. 2010**) "*Cercetări privind substituirea parțială a motorinei destinată motoarelor diesel prin amestecuri de biodiesel-motorină-bioetanol*";
 - ☐ Programul **Capacități, Modul I, nr. 86/2007**, perioada **2007-2008**, "Centru de cercetări bioenergetice BIOENERG-RO";
 - ☐ Programul **CEEX-Modulul 1 - Proiecte Complexe, Grant de cercetare ECOTRANS/(2005-2008)**, Contract nr. **X1C01/03.10.2005**. Titlu

Proiect: *“Posibilitățile și limitele ecologizării transportului urban prin utilizarea combustibililor proveniți din uleiuri vegetale”*. Coordonatorul de proiect: Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca;

- ❑ Programul **“Cercetare de excelență”, Modulul 1, tip de proiect P-CD, Contract nr. 38/01.08.2006. Denumirea proiectului:** *“Tehnologii noi, moderne, neconvenționale de valorificare superioară a biomasei – obținerea de biobenzină, BIOBENZ”*. Durata contractului: **2 ani 2 luni 15 zile**. Partener în proiect: Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca;
 - ❑ Programul **“Cercetare de excelență”, Modulul 1, Tipul proiectului: P-CD, Contract nr. 124/20.07.2006. Denumirea proiectului:** *“Sistem complex pentru cercetarea fenomenelor de degradare a terenurilor arabile și monitorizarea impactului negativ al agriculturii asupra resurselor naturale și a schimbărilor climatice globale”*. Partener în proiect: Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca. Durata subcontractului: **2 ani și 1 lună**;
 - ❑ Programul **CEEX – Modulul 1; Contract: CeEx/2199/MEC/ANCS/104/01.08.2006. Titlul Proiectului:** *“Valorificarea durabilă a plantelor medicinale și hameiului cu obținere de preparate bioactive”*. Durata: **2006-2008**. Coordonator proiect: USAMV Cluj-Napoca. (<http://www.usamvcluj.ro/vaduplamed/colectiv.htm>). Partener în proiect (P3): Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca;
 - ❑ Contract Nr. **7951/17.04.2007**, Titlul contractului de cercetare (contracte cu alte instituții): *„Refacerea infrastructurii rutiere și îmbunătățirea circulației auto - studiu de trafic în municipiul Oltenița”*. Durata contractului: 19.03.2007 până la 19.10.2007. Beneficiar: Primăria Municipiului Oltenița. Adresa: Oltenița, B-dul Republicii, nr.40, județul Călărași, Cod poștal: 915400. Executant: Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea de Mecanică, Catedra: Autovehicule Rutiere și Mașini Agricole.
- *Citări* (2010 - 2019) - referitor la vizibilitatea științifică, internă și internațională, se pot menționa cele *312 de citări* ale lucrărilor proprii (Tabelul 1.2), în lucrări ale altor autori publicate în reviste cotate ISI (177 - citări) și în reviste științifice indexate BDI (135 - citări, 65 fiind în publicații WoS - Web of Science și Scopus).
- *Certificat de competențe profesionale* (2010) pentru ocupația de *manager de proiect*, eliberat de CNFPA (Consiliul Național de Formare Profesională a Adulților), prin *Centrul de Evaluare și Certificare RoMarketing*.
- *Premii CNCSIS, CNCS-UEFISCDI*, rezultatele cercetării - articol: 2 (competiția 2010 și 2011),
- ↳ *Premiu CNCS-UEFISCDI, rezultatele cercetării - articol*, Competiția 2011, Cod CNCS-UEFISCDI: PN-II-RU-PRECISI-2011-3-1535, Nr. 1505. Revista - ENERGY & FUELS, Subdomeniu ISI - Energy & Fuels, Web of Science - Thomson Reuters (Science Citation Index Expanded);

↳ *Premiu CNCSIS, rezultate în cercetare – Tip Articol, Competiția 2010, Identificator: PN-II-RU-PRECISI-2010-4, Cod CNCSIS 1294. Domenii Științifice ENERGY & FUELS, Web of Science - Thomson Reuters (Science Citation Index Expanded).*

Tabelul 1.2. Citări ale lucrărilor proprii, în lucrări ale altor autori publicate în reviste ISI și BDI (2010 - 2019).

Anul citării	Numărul de citări în lucrări		TOTAL
	ISI	BDI	
2019	46	28	74
2018	37	27	64
2017	22	21	43
2016	23	12	35
2015	15	10	25
2014	12	22	34
2013	6	6	12
2012	7	5	12
2011	6	4	10
2010	3	-	3
2010-2019	177	135	312

- *Premiul de excelență* (primit în 15 ianuarie 2007, pentru anul 2006) al Facultății de Mecanică din cadrul UTC-N, pentru tinerii cercetători, pentru realizări de excepție recunoscute în domeniul cercetării științifice și pentru promovarea prestigiului universității.
- *Coordonare studenți la elaborarea lucrărilor științifice*, în vederea participării acestora la sesiuni științifice studentești (de exemplu, *Sesiunea de Comunicări Științifice a Studenților Facultății de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică*), la care au obținut premii importante ca urmare a susținerii lucrărilor;
 - ↳ *premiul I*: 2017 (secțiunea Ingineria Transporturilor), 2006 (secțiunea Automobile), 2005 (secțiunea Autovehicule Rutiere, Mașini și Instalații pentru Agricultură și Industrie Alimentară);
 - ↳ *premiul II*: 2009 (secțiunea Automobilul și Mediul și la secțiunea Tehnologii avansate în inginerie mecanică);
 - ↳ *premiul III*: 2017 (secțiunea Ingineria Transporturilor), 2013 (secțiunea Ingineria Autovehiculelor).
- *Recenzent* (din ianuarie 2012) - revista *Energy & Fuels* (American Chemical Society - ACS), ISSN 0887-0624.
- *Membru în colectivul de recenzie a unor cărți* publicate în edituri naționale acreditate CNCSIS:
 - ↳ Barabás, I., *Lubrifianti pentru automobile: proprietăți, performanțe, evaluare*. Cluj-Napoca, Editura U.T. Press, 2013, 186 pg., format B5, ISBN 978-973-662-866-5;

- ↳ Cordoș, N., *Elemente de telematică rutieră*. Cluj-Napoca, Editura U.T. Press, 2015, 210 pg., format A5, ISBN 978-606-737-030-0;
- ↳ Barabás, I.; Coldea, C., *Aplicații numerice în management*. Cluj-Napoca, Editura U.T. Press, 2016, format A5, Lucrare pe suport electronic - CD-ROM, ISBN 978-606-737-201-4.
- *Prezentări în plenul unor manifestări științifice naționale și internaționale (2006 - prezent)*, după finalizarea tezei de doctorat (v. Lista de publicații, poziția 48),
 - ↳ The 18th International Conference in Mechanical Engineering, OGÉT2010, Baia Mare, April 22-25, 2010 - **Profesor invitat**.
- *Prezentarea/diseminarea rezultatelor: prezentă la manifestări științifice în calitate de autor/co-autor de lucrări (2006 - prezent)*, după finalizarea tezei de doctorat,
 - ↳ The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering “Science and Management of Automotive and Transportation Engineering - SMAT2019 - 4th edition”, 23-25 October, 2019, Craiova, Romania (v. Lista de publicații, poziția 49);
 - ↳ The IVth International Congress of Automotive and Transport Engineering – “Automobiles, Mobility, Modeling and Alternative solution – AMMA2018”, 17-19 octombrie 2018, Cluj-Napoca, Romania – două lucrări științifice (v. Lista de publicații, pozițiile 50 și 51);
 - ↳ CAR-2017, The International Congress of Automotive and Transport Engineering - Mobility Engineering and Environment, Pitesti, Romania, 8-10 November 2017 (v. Lista de publicații, pozițiile 41 și 42);
 - ↳ CONAT 2016, The International Congress of Automotive and Transport Engineering, Brasov, Romania, 26-29 October, 2016 (v. Lista de publicații, pozițiile 43...45);
 - ↳ The 3rd International Congress Science and Management of Automotive and Transportation Engineering (SMAT2014), 23-25 October 2014, Craiova, Romania (v. Lista de publicații, poziția 52);
 - ↳ The 3rd AMMA International Congress “Automotive, Motor, Mobility, Ambient” - AMMA 2013, 17-19 October 2013 (v. Lista de publicații, poziția 53),
 - ↳ A XII-a Conferință Națională multidisciplinară - cu participare internațională - „Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeș, 2012 (v. Lista de publicații, pozițiile 54...56);
 - ↳ CAR2011, The 10th International Automotive Congress “Automotive and Environment” from 2th to 4th of November, 2011, Pitesti, Romania (v. Lista de publicații, pozițiile 12 și 57);
 - ↳ The XXV microCAD2011 - International Scientific Conference, 31 March – 1 April, University of Miskolc, Hungary (v. Lista de publicații, poziția 58);
 - ↳ A XI-a Conferință Națională multidisciplinară - cu participare internațională - „Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeș, 2011 (v. Lista de publicații, pozițiile 13 și 59);

- ↪ The XIth Edition, International Congress on Automotive and Transport Engineering, CONAT2010, Braşov, 27-29 October (v. Lista de publicații, poziția 60);
 - ↪ The 5th International Conference: Robotics 2010, Cluj-Napoca, Romania, 23-25 September (v. Lista de publicații, poziția 47);
 - ↪ A X-a Conferință Națională multidisciplinară - cu participare internațională - „Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeş, 2010 (v. Lista de publicații, pozițiile 61...64);
 - ↪ The 18th International Conference in Mechanical Engineering, OGÉT2010, Baia Mare, April 22-25, 2010 (v. Lista de publicații, poziția 65);
 - ↪ The 8th International Automotive Congress - ESFA2009, 12-14 November, Bucharest, Romania (v. Lista de publicații, poziția 8);
 - ↪ The 12th EAEC European Automotive Congress, Bratislava, EAEC2009, June 29 to July 1, Bratislava, Slovakia (v. Lista de publicații, pozițiile 66 și 67);
 - ↪ International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, June 15-17, 2009, Florence, Italy (v. Lista de publicații, poziția 68);
 - ↪ A IX-a Conferință Națională multidisciplinară - cu participare internațională - „Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeş, 2009 (v. Lista de publicații, pozițiile 10 și 11);
 - ↪ The 1st International Symposium on Green Energy, ISGE2009, Section 1 - Automobile and Environment, Cluj-Napoca, 14 May 2009;
 - ↪ The XXII microCAD2008 - International Scientific Conference, 20-21 March, University of Miskolc, Hungary (v. Lista de publicații, poziția 69);
 - ↪ International Congress Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA2007, Cluj-Napoca 11-13 October, 2007 (v. Lista de publicații, pozițiile 3, 4 și 70);
 - ↪ A VII-a Conferință Națională multidisciplinară - cu participare internațională - „Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeş, 2007 (v. Lista de publicații, pozițiile 5...7);
 - ↪ The 11th European Automotive Congress (EAEC2007) “Automobile for the Future”, 30 May - 1 June, Budapest, Hungary (v. Lista de publicații, pozițiile 71 și 72);
 - ↪ International Congress on Automotives “Motor Vehicles and Transportation MVT2006”, 15-17 November, Timișoara, Romania (v. Lista de publicații, pozițiile 1 și 2).
- *Referent în comisii de doctorat - membru în comisii de îndrumare a studenților doctoranzi, astfel: 2011/2012 - 4 referate; 2012/2013 - 4 referate; 2013/2014 - 16 referate; 2014/2015 - 10 referate; 2015/2016 - 8 referate; 2016/2017 - 5 referate; 2017/2018 - 1 referat; 2018/2019 - 2 referate.*

1.3. Activitatea managerială la nivel instituțional

Referitor la *activitatea managerială la nivel instituțional*, se pot menționa următoarele *competențe organizaționale/manageriale*:

- director al Departamentului Autovehicule Rutiere și Transporturi, (mai 2016 - prezent);
- membru în Consiliul Departamentului Autovehicule Rutiere și Transporturi, (noiembrie 2015 - prezent);
- membru în Consiliul Facultății de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică a UTC-N, din partea Departamentului Autovehicule Rutiere și Transporturi, (februarie 2004 - aprilie 2016; mai 2016 - prezent) – Membru în *Comisiile: evaluarea și asigurarea calității* (februarie 2004 - martie 2008); *resurse umane și asigurarea calității* (martie 2008 - mai 2012); *asigurarea calității* (mai 2012 - aprilie 2016; mai 2016 - octombrie 2016); *resurse umane și evaluarea personalului* (octombrie 2016 - prezent);
- membru în Senatul Universității Tehnice din Cluj-Napoca (UTC-N), din partea DeptART, (iunie 2012 - aprilie 2016) – Membru în *Comisia pentru strategie, dezvoltare și asigurarea calității*;
- responsabil al *Comisiei de evaluare internă și asigurare a calității la nivelul DeptART al Facultății de Mecanică din cadrul UTC-N* (aprilie 2005 - iunie 2016);
- membru în Comisia (numită prin Hotărâre BS UTC-N nr. 647/26.04.2005) de întocmire a Regulamentului Activității Profesionale a Studenților Utilizând Sistemul European de Credite Transferabile (ECTS), UTC-N, 2005;
- membru în colectivul de organizare a Congresului Internațional AMMA, Cluj-Napoca: AMMA 2002; AMMA 2007; AMMA 2013, AMMA 2018;
- am fost implicat, ca responsabil, în elaborarea dosarelor de acreditare a programelor de studii din cadrul Departamentului Autovehicule Rutiere și Transporturi, Facultatea de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, la specializările coordonate de DART (de exemplu, *Autovehicule Rutiere - licență, Automobilul și Mediul - master*);
- anual, am fost implicat în activitatea de promovare, pregătirea, desfășurarea admiterii la licență, masterat, respectiv în organizarea zilei absolvenților și ziua porților deschise a facultății;
- în ceea ce privește organizarea concursurilor studentești locale,

naționale și internaționale, se pot preciza următoarele:

↳ din anul 2014 sunt membru în colectivul de coordonare la nivel național a Concursului național 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), cu sprijinul universităților care derulează studii universitare de licență/masterat în domeniul ingineriei autovehiculelor și al agenților economici de profil, http://siar.ro/wp-content/uploads/2014/10/INFO_SIAR_108.pdf (în vederea stabilirii echipei de studenți UTC-N, participanți la faza finală/națională a concursului, în fiecare an am organizat etapa locală a acestuia, iar în 2019 etapa respectivă a concursului s-a desfășurat în cadrul *SESIUNII DE COMUNICĂRI ȘTIINȚIFICE A STUDENȚILOR Facultății de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică*);

□ concursul are la bază o tematică și bibliografie comune, elaborate de un grup de cadre didactice de specialitate din universitățile participante, precum și un regulament de organizare aprobat la nivel național;

□ desfășurarea concursului are loc sub patronajul SIAR, cu sprijinul universităților care derulează studii superioare de licență și masterat în domeniul ingineriei autovehiculelor, precum și cu aportul agenților economici de profil;

□ misiunea asumată de această competiție este de a continua tradiția școlii de ingineri de autovehicule în pregătirea viitorilor specialiști în domeniu și de a promova în rândul tinerilor studenți dorința de a realiza performanță în studierea disciplinelor specifice domeniului ingineriei autovehiculelor;

↳ dintre rezultatele obținute de studenții Universității Tehnice din Cluj-Napoca, DeptART, participanți la Concursul Național Studentesc de Inginerie a Autovehiculelor "Profesor universitar inginer Constantin GHIULAI", Secțiunea "Dinamica autovehiculelor", coordonați de **Conf.dr.ing. Adrian Todoruț**, se menționează:

□ **Ediția I-a, 2014**, organizată în cadrul *The 3rd International Congress Science and Management of Automotive and Transportation Engineering (SMAT2014), 23 - 25 October 2014, Craiova, Romania*,

- **Premiul I, pe echipe,**
- **Premiul I, individual,**
- **Premiul II, individual,**

- ♦ *Comunicat de presă UTC-N:* http://www.utcluj.ro/media/page_document/78/concurs%20studentesc%20Ing.%20Autovehiculelor.pdf,
Comunicat SIAR: <http://siar.ro/wp-content/uploads/2014/11/Rezultate-Concurs-Prof.-Ghiulai-2014.pdf>,
 - ♦ La etapa finală/națională a **ediției a I-a (2014, Craiova)** a concursului s-au calificat echipe, însumând 28 de studenți, de la șapte Universități din țară: Universitatea Politehnică din București, Universitatea din Pitești, Universitatea Politehnică din Timișoara, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Universitatea Transilvania din Brașov, Universitatea din Oradea, Universitatea din Craiova.
- **Ediția a II-a, 2015**, desfășurată în cadrul *EAEC-ESFA 2015, The European Automotive Congress, Bucharest, Romania, November 25, 2015 – November 27, 2015, the 14th edition of the EAEC Congress, the 9th edition of the International Congress ESFA Fuel Economy, Safety and Reliability of Motor Vehicles*,
- **Premiul I, pe echipe,**
 - **Premiul I, individual,**
 - **Premiul II, individual,**
 - **Mențiuni (Locul 4 la individual),**
 - ♦ *Comunicat de presă UTC-N:* http://www.utcluj.ro/media/performances/2015-12-02/ANTET_UT_Ro.pdf,
Comunicat SIAR: <http://siar.ro/wp-content/uploads/2016/02/Rezultate-concurs-editia-a-II-a-2015.pdf>,
 - ♦ La etapa finală/națională a **ediției a II-a (2015, București)** a concursului s-au calificat echipe, însumând 35 de studenți de la nouă Universități din țară: Universitatea Politehnică din București, Universitatea din Pitești, Universitatea Politehnică din Timișoara, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Universitatea Transilvania din Brașov, Universitatea din Oradea, Universitatea din Craiova, Universitatea Dunărea de Jos din Galați, Academia Tehnică Militară din București.
- **Ediția a III-a, 2016**, desfășurată în cadrul *CONAT 2016, International CONgress of Automotive and Transport Engineering Brasov, Romania, 26-29 October, 2016*,
- **Premiul III, pe echipe,**
 - **Premiul II, individual,**
 - ♦ *Comunicat de presă UTC-N:* https://www.utcluj.ro/media/performances/2016-11/rezultate_ing_autovehiculelor.pdf,
Comunicat SIAR: <http://siar.ro/wp-content/uploads/2016/12/Rezultate-concurs-editia-a-III-a-2016.pdf>,
 - ♦ La etapa finală/națională a **ediției a III-a (2016, Brașov)** a concursului s-au calificat 20 de studenți de la 8 Universități: Universitatea Transilvania din Brașov, Universitatea din Pitești, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Universitatea Politehnică din Timișoara, Universitatea din Oradea, Universitatea din

Craiova, Academia Tehnică Militară din București și Universitatea Tehnică a Moldovei.

- **Ediția a IV-a, 2017**, desfășurată în cadrul *The 11th edition of The International Congress of Automotive and Transport Engineering, Mobility Engineering and Environment - CAR 2017 Pitesti*, <http://www.car2017.ro/index.php/car/2017>,
 - **Premiul I, pe echipe,**
 - **Premiul I, individual,**
 - **Premiul III, individual,**
 - ♦ *Comunicat de presă UTC-N:* https://www.utcluj.ro/media/performances/2017-11/rezultate_stud_Mecanica.pdf,
 - Comunicat SIAR:* <http://siar.ro/wp-content/uploads/2018/02/Rezultate-concurs-2017-Editia-a-IV-a-Dinamica-autovehiculelor.pdf>, <http://siar.ro/wp-content/uploads/2017/11/rIA-45.pdf> - pag 25-26,
 - Editorial - Univers ingineresc, nr. 23-2017:* http://www.agir.ro/univers-ingineresc/numar-23-2017/rezultate-remarcabile-ale-studentilor-clujeni-la-un-prestigios-concurs-in-domeniul-ingineriei-autovehiculelor_5846.html,
 - ♦ La etapa finală/națională a ediției a IV-a (2017, Pitești) a concursului au participat 25 de studenți de la 10 Universități: Universitatea "Transilvania" din Brașov, Universitatea din Craiova, Universitatea "Ovidius" din Constanța, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Universitatea din Oradea, Universitatea din Pitești, Academia Tehnică Militară din București, Universitatea Politehnică din Timișoara, Universitatea Tehnică a Moldovei - Chișinău și Universitatea Agrară de Stat din Moldova - Chișinău.
- **Ediția a V-a, 2018**, desfășurată în cadrul *The IVth International Congress of Automotive and Transport Engineering - "Automobiles, Mobility, Modeling and Alternative solution - AMMA 2018", 17-19 October, Cluj-Napoca, Romania* - <http://www.amma2018.ro/index.php/amma/2018>,
 - **Premiul II, pe echipe,**
 - **Premiul II, individual,**
 - **Premiul III, individual,**
 - ♦ *Comunicat de presă UTC-N:* https://www.utcluj.ro/media/notices/2018/AMMA_student_2.pdf,
 - Comunicat SIAR:* <http://siar.ro/wp-content/uploads/2018/10/Rezultate-concurs-Ghiulai-2018-Dinamica.pdf>,
 - ♦ La etapa finală/națională a ediției a V-a (2018, Cluj-Napoca) a concursului au participat 28 de studenți de la 11 Universități: Universitatea "Transilvania" din Brașov, Universitatea din Craiova, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Universitatea din Oradea, Universitatea din Pitești, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” din București, Universitatea Politehnică din Timișoara, Universitatea Politehnică din București, Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău și Universitatea Agrară de Stat din Moldova - Chișinău.

- **Ediția a VI-a, 2019**, desfășurată în cadrul *The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering, "Science and Management of Automotive and Transportation Engineering - SMAT2019 - 4th edition"*, 23-25 October, Craiova, 2019, Romania - <https://www.smat2019.ro/index.php/smat/2019>,
 - **Premiul I, pe echipe,**
 - **Premiul I, individual,**
 - **Premiul III, individual,**
 - ♦ *Comunicat de presă UTC-N:* https://www.utcluj.ro/media/notices/2019/studenti_ARMM_ES8RZns.pdf,
Comunicat SIAR: <http://siar.ro/wp-content/uploads/2019/10/Rezultate-concurs-Ghiulai-2019-Dinamica-1.pdf>,
 - ♦ La etapa finală/națională a ediției a VI-a (2019, Craiova) a concursului au participat 28 de studenți de la 11 Universități: Universitatea "Transilvania" din Brașov, Universitatea din Craiova, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Universitatea din Oradea, Universitatea din Pitești, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” din București, Universitatea Politehnică din Timișoara, Universitatea Politehnică din București, Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău și Universitatea Agrară de Stat din Moldova - Chișinău.
- ↳ sunt implicat în organizarea etapelor locale ale concursului mai sus specificat și în coordonarea echipei UTC-N la etapa finală a acestuia;
- membru/președinte în comisii de examen de finalizare a studiilor universitare de licență și master (2008 - prezent);
- membru/președinte în comisii de concurs pentru posturi didactice în învățământul superior (2012 - prezent).

1.4. Afilierii științifice

Dintre afilierile științifice se pot menționa:

- Societatea Inginerilor de Automobile din România (SIAR), din 2003 până în prezent;
- Society of Automotive Engineers (SAE International), din 2004 până în 2018;
- Asociația Specialiștilor de Autovehicule Rutiere și Transporturi (ASART), din 2016 până în prezent;
- Alianța Academică în domeniile Ingineria Autovehiculelor și Ingineria Transporturilor (ALIAT), din 2017 până în prezent;
- Asociația Generală a Inginerilor din România (AGIR), din 2004 până în 2012;
- Asociația Română de Știința Mecanismelor și Mașinilor (ARoTMM), din 2008 până în prezent.

2. Evaluarea influenței parametrilor care caracterizează dinamica autovehiculelor

2.1. Considerații generale

Studiul mișcării în siguranță a autovehiculelor, sub acțiunea forțelor și momentelor externe și interne acestora, urmărește evaluarea parametrilor de influență asupra comportamentului dinamic al lor. Propulsia autovehiculului se realizează ca urmare a transmiterii puterii dezvoltate de motor, prin ansamblurile care compun transmisia autovehiculului, spre roțile motoare ale acestuia. Obținerea unor forțe tangențiale de tracțiune la roțile motoare ale autovehiculului, necesare învingerii rezistențelor la înaintarea acestuia, depinde în mod direct de momentul care ajunge la roțile motoare, respectiv de puterea care ajunge la acestea. Un model dinamic de *transmitere a mișcării de la motor la roțile motoare ale autovehiculului*, organizat 4x2 cu tracțiune pe puntea din spate, cu indicarea parametrilor de exploatare specifici motorului, transmisiei și roților motoare, este surprins în figura 2.1 [35].

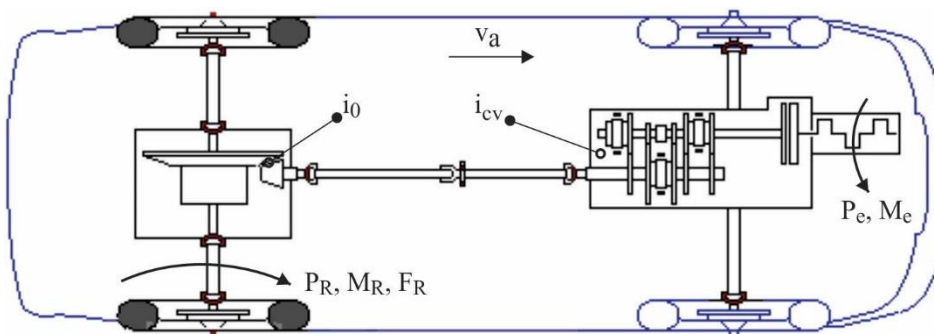


Fig. 2.1. Transmiterea mișcării de la motor la roțile motoare ale autovehiculului.

Dependența între parametrii motorului, transmisiei și roților motoare, prezentați pe modelul dinamic din figura 2.1, este dată de relațiile [2, 35, 58, 59]:

$$P_R = P_e \cdot \eta_t, \text{ cu } \eta_t = \prod_{p=1}^n \eta_p, \quad (2.1)$$

$$M_R = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t, \text{ cu } i_t = \prod_{p=1}^n i_p, \quad (2.2)$$

$$F_R = \frac{M_R}{r_d}. \quad (2.3)$$

2.2. Activitate publicistică cu specific în dinamica autovehiculelor

Scopul de bază al activității publicistice cu specific în dinamica autovehiculelor este de a facilita accesul studenților și specialiștilor din domeniu la astfel de informații prin care să identifice o cât mai vastă posibilitate de abordare și dezvoltare a tematicilor referitoare la acest domeniu.

2.2.1. Evaluarea acoperirii treptelor de viteze ale autovehiculelor

În lucrarea [43], se prezintă un algoritm de calcul, cu ajutorul căruia se poate trasa diagrama de variație a vitezelor corespunzătoare treptelor de viteze, în funcție de turația motorului, la diferite regimuri de funcționare ale acestuia. Diagrama astfel obținută, permite identificarea zonei optime de schimbare a treptelor de viteze, respectiv a acoperirilor la schimbarea treptelor de viteze. Algoritmul de calcul este dezvoltat atât pentru cazul în care ultima treaptă a cutiei de viteze este considerată priză directă cât și suprapriză. Metoda de lucru poate fi aplicată pentru orice tip de autovehicul, cu condiția să se cunoască puterea maximă a motorului și turația corespunzătoare acesteia, momentul maxim dezvoltat de motor și turația corespunzătoare acestuia, turația minimă și maximă a motorului, viteza maximă de deplasare, greutatea totală, numărul treptelor de viteze, organizarea cutiei de viteze - ultima treaptă k din cutia de viteze este priză directă sau suprapriză, parametrii dimensionali ai autovehiculului, mărcile anvelopelor cu care sunt echipate roțile motoare etc. Pe baza rezultatelor obținute se pot aprecia și compara zonele de acoperire ale treptelor de viteze, pentru diferite tipuri de autovehicule pe roți. Rezultatele obținute pot sta la baza studiului performanțelor autovehiculelor, referitoare la bilanțul de tracțiune sau putere, caracteristica de tracțiune sau putere, caracteristica dinamică etc.

În algoritmul de calcul, elaborat în programul MathCAD, se ține seama de faptul că ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată priză directă sau suprapriză. Pentru o cutie de viteze cu suprapriză în treapta k (ultima), la care raportul de transmitere este subunitar, priza directă se consideră a fi realizată în penultima treaptă $(k-1)$ [39, 43].

Schimbarea optimă a treptelor de viteze se realizează în intervalul de turații $[n_M, n_p]$, iar vitezele minime/maxime, în km/h, pentru fiecare treaptă din cutia de viteze se determină cu relațiile [35, 43]:

$$v_{\min j} = \begin{cases} 0,377 \cdot \frac{n_{\min} \cdot r_d}{i_{tj}}, & \text{dacă } j = 1 \\ 0,377 \cdot \frac{n_M \cdot r_d}{i_{tj}}, & \text{dacă } j \geq 2 \end{cases} \quad (2.4)$$

$$v_{\max j} = \begin{cases} \text{-- pentru priza directă în treapta } k: \\ \quad 0,377 \cdot \frac{n_p \cdot r_d}{i_{tj}}, & \text{dacă } j \leq (k-1) \\ \quad 0,377 \cdot \frac{n_{\max} \cdot r_d}{i_{tj}}, & \text{dacă } j = k \\ \text{-- pentru priză directă în treapta } (k-1): \\ \quad 0,377 \cdot \frac{n_p \cdot r_d}{i_{tj}}, & \text{dacă } j \leq (k-2) \\ \quad 0,377 \cdot \frac{n_{\max} \cdot r_d}{i_{tj}}, & \text{dacă } j = (k-1) \\ \quad 0,377 \cdot \frac{n_{\lim} \cdot r_d}{i_{tj}}, & \text{dacă } j = k \end{cases} \quad (2.5)$$

în care:

$$n_{\lim} = \frac{v_{\max c} \cdot i_{tk}}{0,377 \cdot r_d}, \text{ în rot/min,} \quad (2.6)$$

$$i_{tj} = i_o \cdot i_{cvj} \cdot i_{tf}. \quad (2.7)$$

În cazul în care motorul autovehiculului este prevăzut cu regulator-limitator de turație, atunci în relația (2.5), în locul turației n_p se va utiliza turația n_{rp} . Turația n_{\lim} , utilizată în relația (2.6), este situată în jurul turației n_{ec} , care caracterizează regimul economic de funcționare a motorului și corespunde consumului specific efectiv minim de combustibil, aflată în zona optimă de schimbare a treptelor de viteze, între turația n_M corespunzătoare momentului efectiv maxim al motorului și turația n_p corespunzătoare puterii efective maxime a acestuia, mai aproape de turația n_p , în jurul valorii de 75% din turația n_p [39, 43].

În exemplul numeric din lucrarea [43], zonele de acoperire ale treptelor de viteze se reflectă în diagrama $v = f(n)$ (fierăstrău) a autovehiculului (Fig. 2.2, Fig. 2.3), care se poate construi definind mărimile y , respectiv z , în funcție de vitezele minime și maxime din fiecare treaptă din cutia de viteze și în funcție de turațiile n_{\min} , n_M , n_p , n_{\max} , astfel [43]:

a) pentru situația în care ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată priză directă, (Fig. 2.2),

$$\square y_{j,x_1} = v_{\max j} \cdot \frac{x_1}{n_p}, \text{ unde: } x_1 = 0 \dots n_p; j = 1 \dots (k-1);$$

$$\square y_{k,x_2} = v_{\max k} \cdot \frac{x_2}{n_{\max}}, \text{ unde: } x_2 = 0 \dots n_{\max};$$

- $z_{j,x_3} = a_j \cdot x_3 + b_j$, unde: $x_3 = n_M \dots n_p$; $a_j = \frac{A1_j}{n_p - n_M}$; $A1_j = v_{\max_j} - v_{\max_{(j+1)}}$;
 $b_j = v_{\min_{(j+1)}} - n_M \cdot a_j$; $j = 1 \dots (k-1)$; $\Rightarrow z_{j,x_3} = (x_3 - n_M) \cdot \frac{A1_j}{n_p - n_M} + v_{\min_{(j+1)}}$;
- $y_f = 0 \dots v_{\min_1}$; $y_m = 0 \dots v_{\min_k}$; $y_p = 0 \dots v_{\max_{(k-1)}}$; $y_{fm} = 0 \dots v_{\max_k}$;

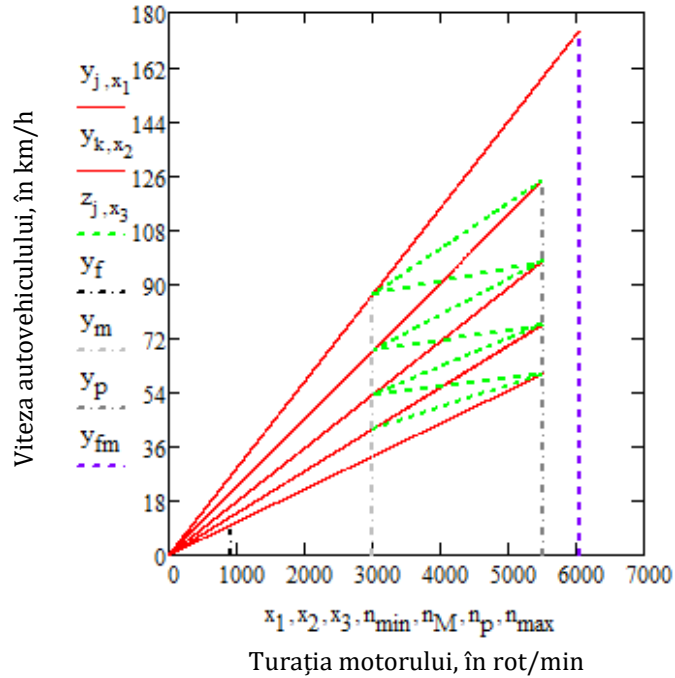


Fig. 2.2. Diagrama $v = f(n)$ (fierăstrău) a autovehiculului, pentru situația în care ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată priză directă.

b) pentru situația în care ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată suprapriză, iar priza directă se consideră a fi realizată în penultima treaptă $(k-1)$, (Fig. 2.3),

- $y_{j,x_1} = v_{\max_j} \cdot \frac{x_1}{n_p}$, unde: $x_1 = 0 \dots n_p$; $j = 1 \dots (k-2)$;
- $y_{(k-1),x_2} = v_{\max_{(k-1)}} \cdot \frac{x_2}{n_{\max}}$, unde: $x_2 = 0 \dots n_{\max}$;
- $y_{k,x_{lim}} = v_{\max_k} \cdot \frac{x_{lim}}{n_{lim}}$, unde: $x_{lim} = 0 \dots n_{lim}$;
- $z_{j,x_3} = a_j \cdot x_3 + b_j$, unde: $x_3 = n_M \dots n_p$; $a_j = \frac{A1_j}{n_p - n_M}$; $A1_j = v_{\max_j} - v_{\min_{(j+1)}}$;
 $b_j = v_{\min_{(j+1)}} - n_M \cdot a_j$; $j = 1 \dots (k-2)$; $\Rightarrow z_{j,x_3} = (x_3 - n_M) \cdot \frac{A1_j}{n_p - n_M} + v_{\min_{(j+1)}}$;

- $z_{1j_1, x_3} = a_{1j_1} \cdot x_3 + b_{1j_1}$, unde: $x_3 = n_M \dots n_p$; $a_{1j_1} = \frac{A_{11j_1}}{n_p - n_M}$;
 $A_{11j_1} = v_{\max(j_1-1)} - v_{\min(j_1+1)}$; $b_{1j_1} = v_{\min(j_1+1)} - n_M \cdot a_{1j_1}$; $j_1 = (k-1)$;
 $\Rightarrow z_{1j_1, x_3} = (x_3 - n_M) \cdot \frac{A_{11j_1}}{n_p - n_M} + v_{\min(j_1+1)}$;
- $z_{2j_2, x_4} = a_{2j_2} \cdot x_4 + b_{2j_2}$, unde: $x_4 = n_M \dots n_{\max}$; $a_{2j_2} = \frac{A_{12j_2}}{n_{\max} - n_M}$;
 $A_{12j_2} = v_{\max(j_2-1)} - v_{\min j_2}$; $b_{2j_2} = v_{\min j_2} - n_M \cdot a_{2j_2}$; $j_2 = k$;
 $\Rightarrow z_{2j_2, x_4} = (x_4 - n_M) \cdot \frac{A_{12j_2}}{n_{\max} - n_M} + v_{\min j_2}$;
- $y_f = 0 \dots v_{\min_1}$; $y_m = 0 \dots v_{\min_k}$; $y_{pv} = 0 \dots v_{\max(k-2)}$; $y_{lim} = y_p = 0 \dots v_{\max(k-1)}$;
 $y_{fm} = 0 \dots v_{\max_k}$; $x_5 = 0 \dots n_{\max}$.

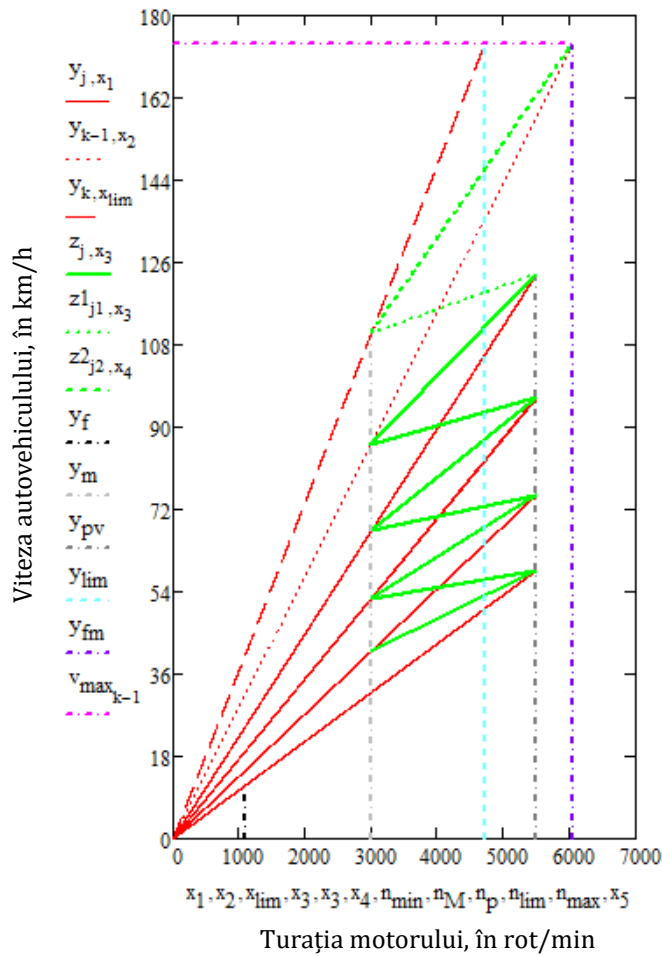


Fig. 2.3. Diagrama $v = f(n)$ (fierăstrău) a autovehiculului, pentru situația în care ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată suprapriza, iar priza directă se consideră a fi realizată în penultima treaptă $(k-1)$.

2.2.2. Algoritm pentru trasarea caracteristicilor de putere și de tracțiune ale autovehiculelor

În lucrarea [53], pentru evaluarea capacității de autopropulsare a autovehiculelor, s-a dezvoltat un model de calcul numeric în care se ține seama de diferitele regimuri de deplasare, parametrii constructivi ai acestora, treptele de viteze utilizate, geometria, natura și starea drumului etc. și care permite utilizatorului obținerea rezultatelor urmărite, cu interpretări grafice. Modelul de calcul numeric dezvoltat, poate fi adaptat oricărui tip de autovehicul luat în studiu și oricăror condiții de exploatare care se doresc a fi surprinse (diferite regimuri de funcționare ale motorului, diferite raze dinamice ale roților - acestea fiind direct influențate de presiunile de umflare a pneurilor etc.), permițând și un studiu comparativ între diferite autovehicule, dar pot fi surprinse și diferite situații de încărcare a autovehiculelor studiate, identificând în acest fel influența greutății lor asupra performanțelor dinamice, respectiv asupra capacității lor de autopropulsare.

Atât puterile care ajung la roțile motoare cât și forțele tangențiale de tracțiune la roțile motoare sunt dependente de viteza de deplasare a autovehiculului și de treapta utilizată din cutia de viteze.

Modelul de calcul numeric din lucrarea [53] este dezvoltat pentru situația în care puntea motoare este cea din față (Fig. 2.4) [53], având în vedere diferite situații de înclinare longitudinală a drumului, surprinse prin utilizarea variabilei $u=1...4$ ($p_{1,2,3,4}=0, 4, 8, 12\%$, p_u fiind panta drumului), și diferite naturi și stări ale acestuia, prin utilizarea variabilei $c=1...3$ (1 - asfalt uscat; 2 - pământ uscat; 3 - zăpadă bătătorită). Pentru evaluarea puterilor necesare învingerii forțelor de rezistență la înaintarea autovehiculelor s-a utilizat și variabila $v = 0 \dots v_{maxc}$, care caracterizează variația vitezei de deplasare a autovehiculului.

Unghiul de înclinare longitudinală a drumului s-a luat în considerare conform relației [53]:

$$\alpha_u = \arctg\left(\frac{p_u[\%]}{100}\right). \quad (2.8)$$

Forța de rezistență totală la rulare a autovehiculului este dată de suma forțelor de rezistență la rulare pentru toate roțile acestuia, sub forma [53]:

$$R_{r,c,u} = f_u \cdot G_a \cdot \cos \alpha_u, \text{ în daN.} \quad (2.9)$$

Puterea necesară învingerii forței de rezistență la rulare a unui autovehicul singular ce se deplasează cu viteza v este dată de relația [53]:

$$P_{r,c,u,v} = \frac{v \cdot R_{r,c,u}}{360}, \text{ în kW.} \quad (2.10)$$

Forța de rezistență datorată înclinării longitudinale a drumului R_p (v. Fig. 2.4) apare datorită componenteii paralele cu suprafața drumului a greutateii autovehiculului ($G_a \cdot \sin \alpha$) [53]:

$$R_{pu} = G_a \sin \alpha_u, \text{ în daN}, \quad (2.11)$$

aceasta fiind o forță de rezistență la urcarea rampei și o forță activă la coborârea pantei.

Puterea consumată sau primită de autovehicul la deplasarea pe rampă/pantă cu viteza v , este dată de relația [53]:

$$P_{pu,v} = \frac{v \cdot R_{pu}}{360}, \text{ în kW}. \quad (2.12)$$

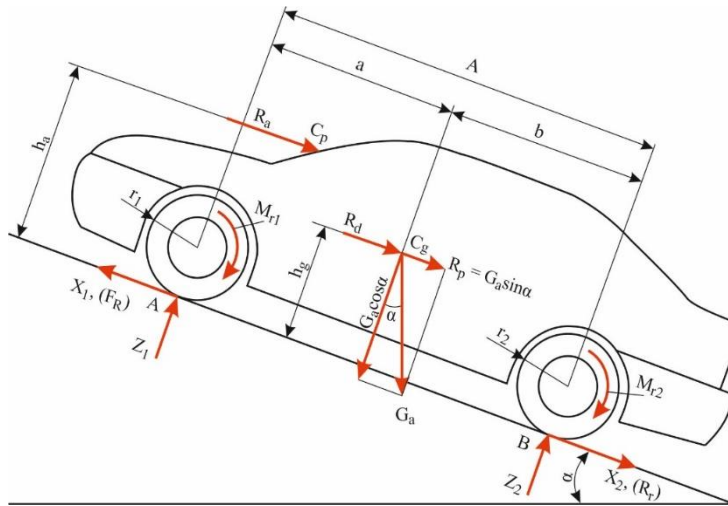


Fig. 2.4. Schema forțelor, momentelor și reacțiunilor ce acționează asupra autoturismului aflat în mișcare.

Forța de rezistență totală a drumului R_ψ are componentele: forța de rezistență la rulare R_r și forța de rezistență datorată înclinării longitudinale a drumului R_p [53],

$$R_{\psi_{c,u}} = R_{r_{c,u}} \pm R_{pu} = G_a \cdot \psi_{c,u}, \text{ în daN}, \quad (2.13)$$

în care $\psi_{c,u} = f_c \cdot \cos \alpha_u \pm \sin \alpha_u$, (+) fiind utilizat pentru urcare, iar (-) pentru coborâre.

Puterea necesară pentru învingerea forței de rezistență totală a drumului este dată de relația [53]:

$$P_{\psi_{c,u,v}} = \frac{v \cdot R_{\psi_{c,u}}}{360}, \text{ în kW}. \quad (2.14)$$

Forța de rezistență a aerului R_a este dată de relația [53]:

$$R_{a_v} = k_a \cdot S_f \cdot \left(\frac{v_r}{3,6}\right)^2, \text{ în daN}, \quad (2.15)$$

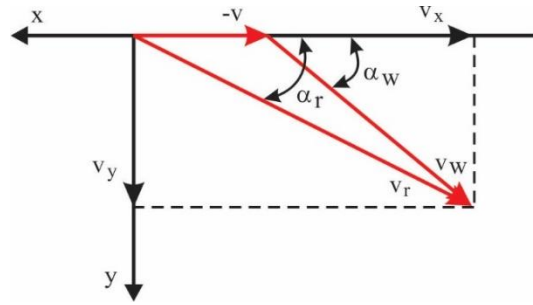


Fig. 2.5. Triunghiul vitezelor, deplasarea cu vânt lateral.

în care: S_f este aria secțiunii transversale a autovehiculului ($S_f \cong k_s \cdot H \cdot E$), cu valori ale coeficientului de corecție k_s de 0,90...0,95 în cazul autoturismelor și 1,05...1,10 în cazul autocamioanelor [2, 35, 53, 58, 59]; la calculul vitezei v_r se ține seama de viteza v de deplasare a autovehiculului și de viteza vântului v_w (Fig. 2.5) [2, 53],

astfel: $v_r = \sqrt{v^2 + v_w^2 + 2 \cdot v \cdot v_w \cdot \cos \alpha_w}$, dacă vântul bate sub un unghi α_w față de axa longitudinală a autovehiculului; $v_r = v + v_w$, dacă vântul bate în sens opus mișcării autovehiculului; $v_r = v - v_w$, dacă vântul bate în același sens cu mișcarea autovehiculului; $v_r = \sqrt{v^2 + v_w^2}$, dacă vântul bate perpendicular pe axa longitudinală a autovehiculului.

Notațiile din figura 2.5, se referă la: α_w - unghiul sub care bate vântul asupra autovehiculului (față de axa longitudinală a acestuia); α_r - unghiul de insuflare (incidență) dintre viteza v_r și axa longitudinală a autovehiculului; $(-v)$ - viteza negativă de deplasare a autovehiculului;

$$v_x = v + v_w \cdot \cos \alpha_w; v_y = v_w \cdot \sin \alpha_w; v_r = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}.$$

Puterea necesară învingerii forței de rezistență a aerului este dată de relația [53]:

$$P_{av} = \frac{v \cdot R_{av}}{360}, \text{ în kW.} \quad (2.16)$$

Forța disponibilă pentru accelerare, capabilă să învingă rezistența la demarare se determină conform relației [53]:

$$R_{d_{i,j,c,u,v}} = F_{R_{i,j}} - \Sigma R_{ext_{c,u,v}}, \text{ în daN,} \quad (2.17)$$

în care: $\Sigma R_{ext_{c,u,v}} = R_{r_{c,u}} + R_{p_u} + R_{a_{c,u,v}}$.

În funcție de direcția și sensul de bătaie a vântului, s-au utilizat notații diferite pentru $\Sigma R_{ext_{c,u,v}}$, astfel [53]:

- din față, de-a lungul axei longitudinale a autovehiculului:

$$\Sigma R_{ext-f_{c,u,v}} = R_{r_{c,u}} + R_{p_u} + R_{a-f_{c,u,v}};$$

- din spate, de-a lungul axei longitudinale a autovehiculului:

$$\Sigma R_{ext-r_{c,u,v}} = R_{r_{c,u}} + R_{p_u} + R_{a-r_{c,u,v}};$$

- lateral, perpendicular pe axa longitudinală a autovehiculului:

$$\Sigma R_{ext-p_{c,u,v}} = R_{r_{c,u}} + R_{p_u} + R_{a-p_{c,u,v}}.$$

Puterea disponibilă pentru accelerare, în anumite condiții de exploatare ale autovehiculului, este dată de relația [53]:

$$P_{d_{i,j,c,u,v}} = P_{R_{i,j}} - \Sigma P_{ext_{c,u,v}}, \text{ în kW} \quad (2.18)$$

în care: $\Sigma P_{ext_{c,u,v}} = P_{r_{c,u}} + P_{p_u} + P_{a_{c,u,v}}$.

De asemenea, au fost utilizate notații diferite pentru $\Sigma P_{ext_{c,u,v}}$, în funcție de direcția și sensul de bătaie a vântului, astfel [53]:

- din față, de-a lungul axei longitudinale a autovehiculului:

$$\Sigma P_{ext-f_{c,u,v}} = P_{r_{c,u}} + P_{p_u} + P_{a-f_{c,u,v}};$$

- din spate, de-a lungul axei longitudinale a autovehiculului:

$$\Sigma P_{ext-r_{c,u,v}} = P_{r_{c,u}} + P_{p_u} + P_{a-r_{c,u,v}};$$

- lateral, perpendicular pe axa longitudinală de simetrie a autovehiculului: $\Sigma P_{ext-p_{c,u,v}} = P_{r_{c,u}} + P_{p_u} + P_{a-p_{c,u,v}}$.

Forțele și puterile la roțile motoare s-au evaluat în funcție de vitezele corespunzătoare treptelor de viteze [53]. Ținând seama de treapta din cutia de viteze în care funcționează autovehiculul, forța la roțile motoare, se determină utilizând relația [45, 53]:

$$F_{Rvn_{i,j}} = \frac{M_{Rvn_{i,j}}}{r_d}, \text{ în daN}, \quad (2.19)$$

în care r_d se determină în funcție de marcajul anvelopelor, ținând seama de presiunea de umflare a roților, conform [2, 53, 58, 59].

Momentul activ $M_{Rvn_{i,j}}$ la roțile motoare se determină conform relației [45, 53]:

$$M_{Rvn_{i,j}} = 954,92 \cdot 0,377 \cdot \frac{P_{Rvn_{i,j}} \cdot r_d}{vn_{i,j}}, \text{ în daN}\cdot\text{m}, \quad (2.20)$$

în care, puterea la roțile motoare $P_{R_{i,j}}$ este dată de relația [45, 53]:

$$P_{Rvn_{i,j}} = \eta_t \cdot P_{evn_{i,j}} = \eta_t \cdot P_{max} \cdot \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\alpha_m}{\alpha'_m} \right) \cdot \frac{vn_{i,j} \cdot i_{t_j}}{n_p} + \\ \left(\frac{\beta_m}{\beta'_m} \right) \cdot \left(\frac{vn_{i,j} \cdot i_{t_j}}{n_p} \right)^2 \\ - \left(\frac{\gamma_m}{\gamma'_m} \right) \cdot \left(\frac{vn_{i,j} \cdot i_{t_j}}{n_p} \right)^3 \end{array} \right], \text{ în kW}, \quad (2.21)$$

în care coeficienții $\left(\frac{\alpha_m}{\alpha'_m} \right)$, $\left(\frac{\beta_m}{\beta'_m} \right)$, $\left(\frac{\gamma_m}{\gamma'_m} \right)$ depind de suplețea motorului și lărgimea zonei de stabilitate a acestuia și s-au determinat conform [2, 35, 53, 58, 59], între aceștia existând relația:

$$\begin{pmatrix} \alpha_m \\ \alpha'_m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \beta_m \\ \beta'_m \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \gamma_m \\ \gamma'_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (2.22)$$

Coeficienții de formă adimensionali $\alpha_m, \beta_m, \gamma_m$ se utilizează pentru $vn_{i,j} \leq v_{med_j}$, iar $\alpha'_m, \beta'_m, \gamma'_m$ pentru $vn_{i,j} > v_{med_j}$, unde v_{med_j} este dată de relația [2, 53]:

$$v_{med_j} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_{med}}{i_{t_j}}, \text{ în km/h}, \quad (2.23)$$

$$\text{cu } n_{med} = \frac{n_M + n_p}{2}.$$

Viteza $vn_{i,j}$ corespunzătoare treptelor de viteze, la diferite turații n_i ale motorului, este dată de relația [2, 53]:

$$vn_{i,j} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_i}{i_{t_j}}, \text{ în km/h}, \quad (2.24)$$

unde: $i_{t_j} = i_0 \cdot i_{cv_j}$, s-au determinat conform [53], iar diferitele turații n_i ale motorului sunt considerate între $n_{min} \cong 0,2 \cdot n_p$ și $n_{max} \cong 1,1 \cdot n_p$, cu o relație de forma:

$$n_i = n_{min} - \frac{n_{max} - n_{min}}{99} \cdot i, \text{ dacă } i = 0 \dots 99. \quad (2.25)$$

Forțele la roțile motoare se pot obține și în funcție de vitezele $vs_{j,s}$ corespunzătoare treptelor de viteze:

$$vs_{j,s} = v_{min_j} - \frac{v_{max_j} - v_{min_j}}{88} \cdot s, \text{ dacă } s = 0 \dots 88. \quad (2.26)$$

Vitezele minime v_{min_j} și maxime v_{max_j} pentru fiecare treaptă din cutia de viteze se determină pentru situația în care schimbarea treptelor de viteze este optimă, motorul funcționând în intervalul de turații $[n_M, n_p]$, utilizând relația (2.4) pentru v_{min_j} și relația (2.5) pentru v_{max_j} în situația prizei directe în treapta $(k-1)$ [43, 53].

În acest caz, relațiile (2.19), (2.20) și (2.21) se adaptează vitezelor $vs_{j,s}$, astfel [53]:

$$F_{Rvs_{j,s}} = \frac{M_{Rvs_{j,s}}}{r_d}, \text{ în daN}, \quad (2.27)$$

$$M_{Rvs_{j,s}} = 954,92 \cdot 0,377 \cdot \frac{P_{Rvs_{j,s}} \cdot r_d}{vs_{j,s}}, \text{ în daN}\cdot\text{m}, \quad (2.28)$$

$$P_{Rvs_{j,s}} = \eta_t \cdot P_{evs_{j,s}} = \eta_t \cdot P_{max} \cdot \left[\begin{aligned} & \left(\frac{\alpha_m}{\alpha'_m} \right) \cdot \frac{\frac{vs_{j,s} \cdot i_{t_j}}{0,377 \cdot r_d}}{n_p} + \\ & \left(\frac{\beta_m}{\beta'_m} \right) \cdot \left(\frac{\frac{vs_{j,s} \cdot i_{t_j}}{0,377 \cdot r_d}}{n_p} \right)^2 - \\ & \left(\frac{\gamma_m}{\gamma'_m} \right) \cdot \left(\frac{\frac{vs_{j,s} \cdot i_{t_j}}{0,377 \cdot r_d}}{n_p} \right)^3 \end{aligned} \right], \text{ în kW}, \quad (2.29)$$

unde coeficienții $\alpha_m, \beta_m, \gamma_m$ se utilizează pentru $vs_{j,s} \leq v_{med_j}$, iar $\alpha'_m, \beta'_m, \gamma'_m$ pentru $vs_{j,s} > v_{med_j}$.

Modelul de calcul numeric dezvoltat permite obținerea de rezultate cu interpretare grafică (Fig. 2.6, Fig. 2.7, Fig. 2.8, Fig. 2.9) [53], facilitând identificarea performanțelor autovehiculului, cu referire la caracteristicile de putere și de tracțiune ale acestuia. Intersecția dintre curbele P_R și puterea absorbită datorită rezistențelor exterioare ΣP_{ext} , care nu depind de caracterul mișcării (Fig. 2.6, Fig. 2.7), determină viteza maximă a autovehiculului ce poate fi obținută în condițiile de drum considerate; în acest punct de intersecție a curbelor (P_R și ΣP_{ext}) este regimul la care autovehiculul trece de la o mișcare accelerată la una uniformă, iar puterea disponibilă pentru accelerare este nulă. La un regim la care autovehiculul se deplasează cu o anumită viteză, distanța dintre curbele respective (P_R și ΣP_{ext}) reprezintă puterea disponibilă pentru accelerare ($P_d = P_R - \Sigma P_{ext}$) (Fig. 2.6, Fig. 2.7). Curbele puterilor la roată P_{R_j} care se găsesc sub curba ΣP_{ext} , caracterizează faptul că treptele respective de viteze nu se pot folosi în acele condiții de exploatare ale autovehiculului. În felul acesta rezultă puterile disponibile la accelerare P_{d_j} pentru fiecare treaptă din cutia de viteze (Fig. 2.6, Fig. 2.7).

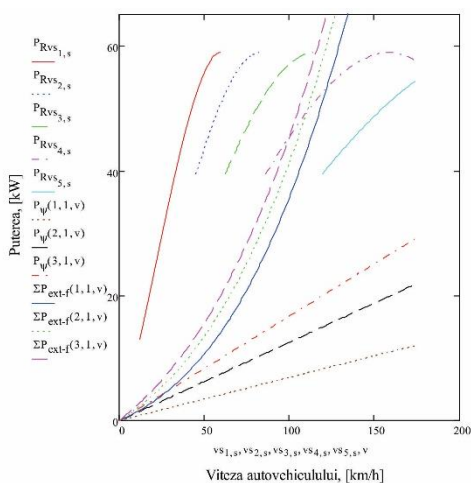


Fig. 2.6. Caracteristica puterilor pentru situația diferitelor naturi și stări ale drumului și o anumită înclinare longitudinală a acestuia.

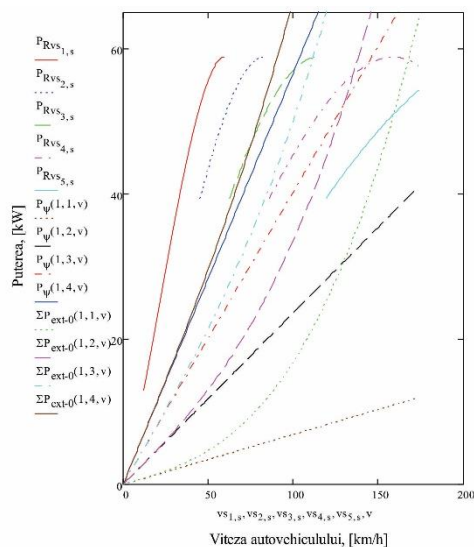


Fig. 2.7. Caracteristica puterilor pentru situația diferitelor înclinări longitudinale ale drumului și o anumită natură și stare a acestuia.

Intersecția dintre curbele F_R și suma rezistențelor exterioare ΣR_{ext} , care nu depind de caracterul mișcării, determină viteza maximă a autovehiculului ce poate fi obținută în condițiile de drum considerate

(Fig. 2.8, Fig. 2.9) [53]; în acest punct este regimul la care autovehiculul trece de la o mișcare accelerată la una uniformă, iar forța disponibilă pentru accelerare este nulă.

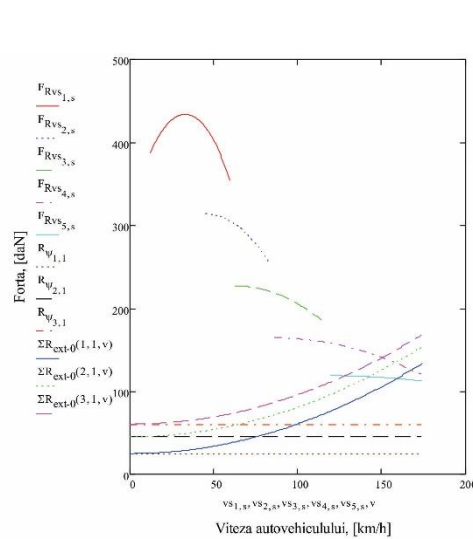


Fig. 2.8. Caracteristica de tracțiune pentru situația diferitelor naturi și stări ale drumului și o anumită înclinare longitudinală a acestuia.

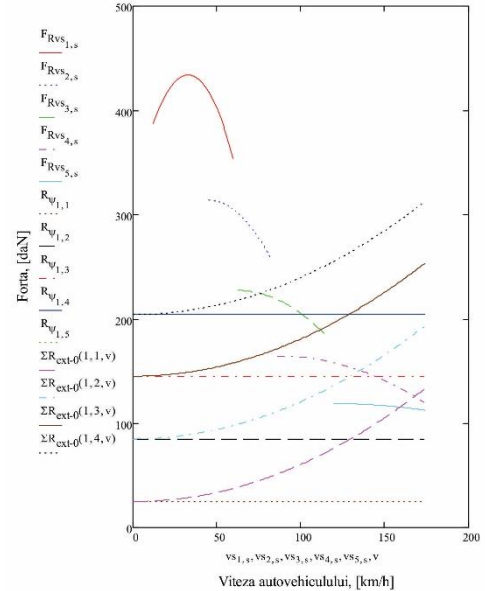


Fig. 2.9. Caracteristica de tracțiune pentru situația diferitelor înclinări longitudinale ale drumului și o anumită natură și stare a acestuia.

La o anumită viteză de deplasare a autovehiculului, mai mică decât cea determinată de intersecția curbelor F_R și ΣR_{ext} , distanța dintre curbele respective (F_R și ΣR_{ext}) reprezintă forța disponibilă pentru accelerare ($R_d = F_R - \Sigma R_{ext}$), capabilă să învingă rezistența la demarare pentru regimul respectiv de funcționare al motorului (Fig. 2.8, Fig. 2.9) [53]. Curbele forțelor la roată F_{R_j} care se găsesc sub curba ΣR_{ext} , caracterizează faptul că treptele respective de viteze nu se pot folosi în acele condiții de exploatare ale autovehiculului. În felul acesta rezultă forțele disponibile la accelerare R_{d_j} pentru fiecare treaptă din cutia de viteze (Fig. 2.8, Fig. 2.9). Rezultatele obținute pot fi un suport în studiul performanțelor autovehiculelor, referitoare la parametrii și indicii caracteristici deplasării cu regim tranzitoriu de accelerare, forțele excedentare specifice, caracteristica dinamică, parametrii capacității de demarare etc. [53].

2.2.3. Evaluarea unor parametri dinamici ai vehiculelor a căror motor este alimentat alternativ cu motorină și biocombustibili

În lucrarea [45] se evaluează posibilitățile de autopropulsare ale unui tractor al cărui motor este alimentat alternativ cu motorină și combustibili pe bază de ulei de floarea soarelui uzat, surprinzând rezultate cu privire la puterile și forțele transmise roților motoare, în funcție de viteza de deplasare a acestuia. Metoda de lucru are ca scop de a fi utilizată pentru orice tip de tractor și pentru orice alte situații de alimentare ale motorului. Scopul principal al lucrării este de a evalua calitățile de tracțiune ale unui tractor echipat cu motor de tipul D-2402.000, în situațiile alimentării alternative a acestuia cu motorină și combustibili pe bază de ulei de floarea soarelui uzat. Având în vedere că motorul de tipul D-2402.000 este foarte apropiat ca și performanțe de motorul care echipază tractoarele din gama 65 CP, în dezvoltarea modelului de calcul, în MathCAD, s-a ținut seama și de specificațiile tehnice ale unor asemenea tractoare [45, 65].

În dezvoltarea modelului de calcul s-a ținut cont [36, 37, 45] de parametrii principali ai motorului D-2402.000 (momentul efectiv, puterea efectivă), alimentat alternativ cu combustibili pe bază de ulei de floarea soarelui uzat și motorină, ținând seama de rezultatele obținute experimental (Tabelul 2.1), la diferite sarcini parțiale (Tabelul 2.2), conform [36, 45]. Combustibilii utilizați în cadrul testărilor s-au notat în funcție de materia primă folosită, astfel: M_{100} (100% motorină); $AFSU_{10;20;30;40;50}$ (10; 20; 30; 40; 50% biodiesel pe bază de ulei de floarea soarelui uzat în amestec cu motorină); FSU_{100} (100% biodiesel pe bază de ulei de floarea soarelui uzat). Măsurătorile experimentale s-au efectuat pornind de la o turație de mers în gol de 1 800 rot/min, încărcându-se treptat dispozitivul de frânare, experimentul încheindu-se la a noua încercare, moment în care turația a ajuns la 1 000 rot/min [36]. Pentru a obține puterile și forțele la roțile motoare în funcție de viteza de deplasare a unui tractor al cărui motor este alimentat alternativ cu motorină și biodiesel din ulei de floarea soarelui uzat, în modelul de calcul s-au luat în considerare, atât momentul cât și puterea motorului, obținute [36, 45] pentru fiecare din variantele de combustibili utilizați în alimentarea motorului. Puterea efectivă a motorului, în funcție de turația acestuia, s-a obținut având în vedere valorile puterii maxime a motorului, determinate experimental [36, 45], pentru fiecare din combustibilii considerați, iar momentul efectiv al motorului s-a determinat ținând

seama de aceasta. Turațiile motorului s-au considerat între valorile minime și maxime obținute experimental pentru fiecare din combustibilii utilizați (turațiile minime fiind cele la care s-au finalizat încercările experimentale, iar turațiile maxime s-au luat în considerare cu 7% mai mari decât cele la care s-au obținut puterile maxime ale motorului) [36, 45]. Suplețea motorului s-a luat în considerare prin raportul dintre momentul efectiv maxim dezvoltat de motor și momentul dezvoltat de motor la puterea maximă, iar lărgimea zonei de stabilitate a motorului, prin raportul dintre turația corespunzătoare momentului maxim și puterii maxime a motorului [36, 45].

Tabelul 2.1. Rezultate comparative cu privire la parametrii de performanță ai motorului, obținute experimental cu combustibilii pe bază de ulei de floarea soarelui uzat față de motorină.

Combustibilul Parametrul	AFSU ₁₀	AFSU ₂₀	AFSU ₃₀	AFSU ₄₀	AFSU ₅₀	FSU ₁₀₀
Momentul efectiv al motorului	- 4,68%	- 5,20%	- 6,24%	- 6,81%	- 8,32%	- 10,93%
Puterea efectivă a motorului	- 4,10%	- 5,57%	- 4,45%	- 6,18%	- 8,48%	- 11,08%

Tabelul 2.2. Valorile coeficienților de sarcină χ , la turația 1 500 rot/min.

Combustibilul	M ₁₀₀	AFSU ₁₀	AFSU ₂₀	AFSU ₃₀	AFSU ₄₀	AFSU ₅₀	FSU ₁₀₀
χ	0,94	0,89	0,89	0,91	0,90	0,87	0,83

După prelucrarea datelor experimentale cu ajutorul modelului de calcul [36, 45], s-au obținut variațiile puterii și momentului motorului în funcție de turație, pentru fiecare din variantele de combustibili utilizați. Din analiza comparativă a rezultatelor obținute analitic (Tabelul 2.3) [36, 45] față de cele determinate experimental în cazul utilizării combustibililor pe bază de ulei de floarea soarelui uzat, s-a constatat că valorile parametrilor calculați cresc în medie astfel: puterea efectivă a motorului, cu aproximativ 6,32%, iar momentul motor cu aproximativ 5,17% [45].

Tabelul 2.3. Rezultate comparative, obținute analitic față de cele determinate experimental, în cazul combustibililor pe bază de ulei de floarea soarelui uzat și motorină.

Combustibilul Parametrul	M ₁₀₀	AFSU ₁₀	AFSU ₂₀	AFSU ₃₀	AFSU ₄₀	AFSU ₅₀	FSU ₁₀₀
Momentul efectiv al motorului	+6,18%	+7,73%	+6,98%	+5,90%	+5,78%	+6,44%	+5,25%
Puterea efectivă a motorului	+2,47%	+5,01%	+3,15%	+7,00%	+7,35%	+5,81%	+5,38%

Ținând seama de combustibilul utilizat și treapta din cutia de viteze în care funcționează tractorul, forța la roțile motoare ale tractorului s-a determinat utilizând una din relațiile (2.3), (2.19), (2.27), adaptată variabilelor considerate [45]. Momentul activ la roțile motoare s-a determinat utilizând o relație de forma (2.20), (2.28), iar puterea la roțile motoare este dată de o relație de forma (2.21), (2.29), adaptate variabilelor considerate [45]. Viteza corespunzătoare treptelor de viteze, la diferite turații ale motorului, este dată de o relație de forma (2.24), adaptată variabilelor considerate [45], cu $i_{t_j} = i_0 \cdot i_{cv_j} \cdot i_{tf}$. Coeficienții α_m , β_m și γ_m , în cazul fiecărui combustibil utilizat, depind de suplețea motorului și lărgimea zonei de stabilitate a acestuia și s-au determinat conform [36, 45, 53], între aceștia existând o relație de forma (2.22).

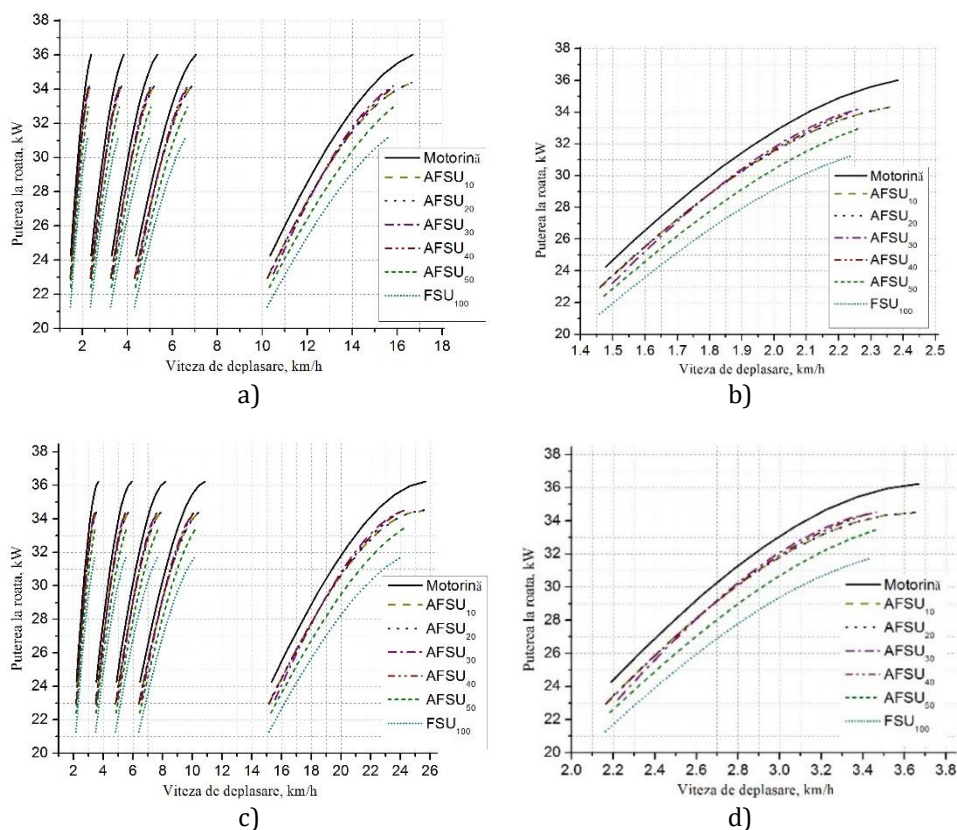


Fig. 2.10. Variația puterii la roată în funcție viteza de deplasare.

- a - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) cu reductor;
- b - pentru treapta I de viteze, cu reductor; c - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) fără reductor; d - pentru treapta I de viteze, fără reductor.

Rezultatele obținute [45], cu referire la variația puterii la roată în funcție viteza de deplasare se regăsesc în figura 2.10, iar cele referitoare la variația forței la roată în funcție viteza de deplasare, în figura 2.11. În tabelul 2.4 [45] sunt surprinse rezultatele respective, prezentate comparativ. Din analiza comparativă a rezultatelor obținute (Fig. 2.10, Fig. 2.11, Tabelul 2.4) în cazul utilizării combustibililor pe bază de ulei de floarea soarelui uzat și motorinei, se constată că valorile parametrilor calculați scad în medie astfel [45]: puterea la roată, cu aproximativ 7,2% în cazul treptelor de viteze cu reductor și cu 7,13% în cazul treptelor de viteze fără reductor, iar forța la roată cu aproximativ 4,95% în cazul treptelor de viteze cu reductor și cu 4,76% în cazul treptelor de viteze fără reductor.

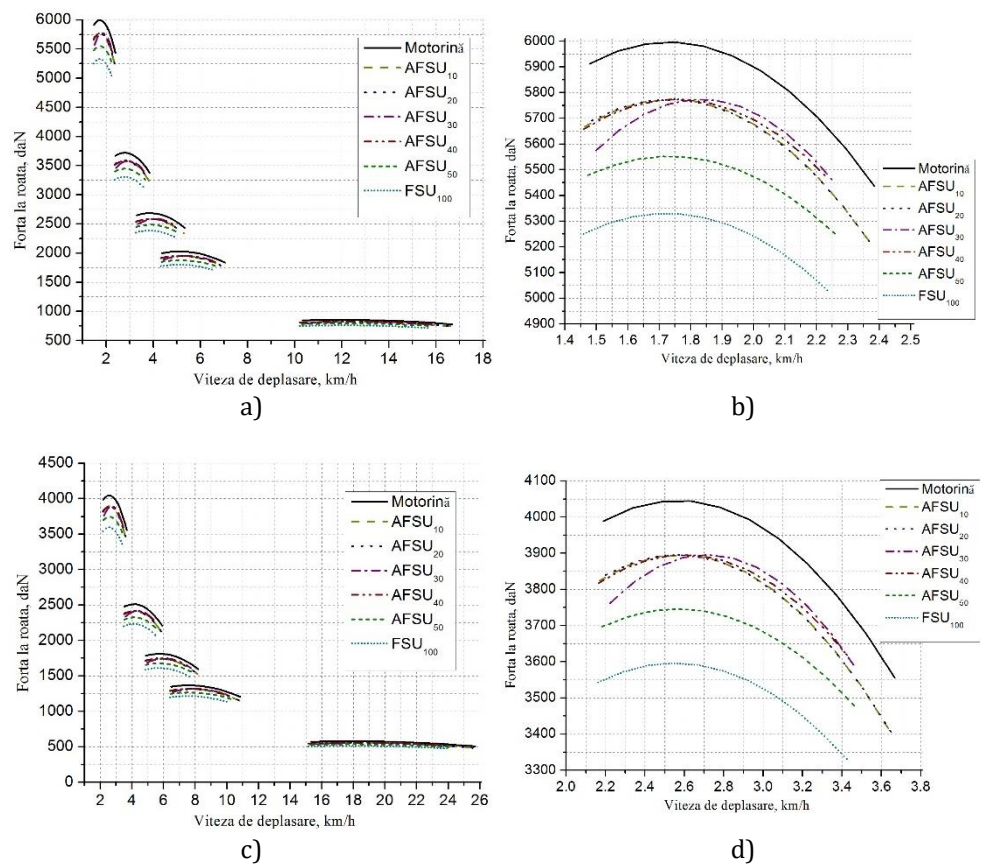


Fig. 2.11. Variația forței la roată în funcție viteza de deplasare. a - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) cu reductor; b - pentru treapta I de viteze, cu reductor; c - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) fără reductor; d - pentru treapta I de viteze, fără reductor.

Tabelul 2.4. Rezultate comparative cu privire la posibilitățile de tracțiune ale tractorului luat în studiu, obținute cu combustibilii pe bază de ulei de floarea soarelui uzat față de motorină.

Parametrul		Combustibilul					
		AFSU ₁₀	AFSU ₂₀	AFSU ₃₀	AFSU ₄₀	AFSU ₅₀	FSU ₁₀₀
Puterea la roată	trepte de viteze cu reductor	- 4,45%	- 3,89%	- 5,19%	- 6,54%	- 9,31%	- 13,83%
	trepte de viteze fără reductor	- 4,49%	- 3,97%	- 5,14%	- 6,37%	- 9,13%	- 13,69%
Forța la roată	trepte de viteze cu reductor	- 3,81%	- 3,83%	- 2,91%	- 2,64%	- 6,35%	- 10,16%
	trepte de viteze fără reductor	- 3,85%	- 3,86%	- 2,62%	- 2,31%	- 6,03%	- 9,88%

Rezultatele obținute [45] în acest sens, relevă faptul că tractorul luat în studiu are calități de tracțiune comparabile pentru situațiile funcționării motorului cu biodiesel din ulei de floarea soarelui uzat și motorină. Aplicarea metodei de calcul propuse poate fi dezvoltată astfel încât, ținând seama de posibilele rezistențe la înaintarea tractorului și diferitele condiții de exploatare ale acestuia, să se determine bilanțurile de lucru ale tractorului în agregat cu diferite mașini agricole.

În lucrarea [3] s-au determinat unele caracteristici dinamice ale unui autoturism echipat cu motor Diesel, alimentat alternativ cu motorină și amestecuri de biodiesel-motorină-bioetanol, surprinzând rezultate ale cercetărilor în care s-au utilizat trei tipuri de combustibili comerciali: motorina comercială (EN 590), biodiesel din ulei de rapiță (EN 14214) și etanol pentru component de amestec pentru benzine (EN 15376). Pentru efectuarea testelor [3] au fost utilizați patru tipuri de combustibili: motorină comercială (D100), biodiesel (B100), amestec de 85% motorină cu 10% biodiesel și 5% etanol (B10D85E5), și amestecul de 80% motorină, 10% biodiesel și 10% etanol (B10D80E10). La prepararea amestecurilor s-a ținut cont de conținutul de 4,5% v/v biodiesel al motorinei comerciale.

Combustibilii cercetați au fost testați [3] pe un autoturism echipat cu un motor Diesel, cu 6 cilindri în linie, având puterea maximă de 86 kW la turația de 4 800 rot/min și cuplul maxim de 220 Nm la turația de 2 400 rot/min. În acest sens, au fost efectuate teste [3] pe stand dinamometric inerțial - evaluarea puterii și momentului motor în funcție de turația acestuia, și teste de drum utilizând tehnologie GPS - pentru determinarea unor caracteristici dinamice ale autoturismului testat (parametrii de elasticitate - în treapta a 4-a și a 5-a, depășire - cu schimbarea treptelor 3/4 și 4/5 și accelerare - timpii de accelerare la

100 km/h, respectiv pentru parcurgerea unei distanțe de 400 m). Pentru determinarea parametrilor de elasticitate și depășire au fost efectuate [3] câte 12 încercări cu fiecare combustibil, pe baza cărora au fost calculate valorile medii, iar în cazul determinării parametrilor de accelerare au fost efectuate 6 încercări, fiind luate în considerare rezultatele cele mai performante. Față de cazul utilizării motorinei, s-a constatat [3] o reducere a puterii maxime a motorului cu 4,8% în cazul amestecului B10D85E5, cu 7,4% în cazul amestecului B10D80E10 și cu 2,9% în cazul biodieselului. De asemenea, s-a observat [3] modificarea turației corespunzătoare puterii maxime de la 4 750 rot/min în cazul motorinei la 5 050 rot/min în cazul amestecului B10D85E5 și la 5 000 rot/min în cazul biodieselului, neconstatând nici o modificare privind această turație în cazul amestecului B10D80E10. Momentul motor a scăzut [3] în cazul amestecurilor utilizate, față de cazul utilizării motorinei: cu 6,5% în cazul amestecului B10D75E5, cu 3,7% în cazul amestecului B10D80E10 și cu 4,1% în cazul utilizării biodieselului. Turația corespunzătoare valorii maxime a momentului nu s-a modificat, aceasta fiind de 3 050 rot/min în toate cazurile [3].

Tabelul 2.5. Rezultatele obținute pe standul dinamometric.

Parametrul	Combustibilul			
	D100	B100	B10M85E5	B10M80E10
Elasticitatea	0,65	0,61	0,60	0,65
Adaptabilitatea	1,17	1,22	1,22	1,19
Flexibilitatea	1,80	2,0	2,03	1,83

Tabelul 2.6. Rezultatele privind performanțele autoturismului testat.

Caracteristica	Combustibilul			
	D100	B100	B10M85E5	B10M80E10
Elasticitatea în treapta a 4-a, t_{60-100} , (s)	11,692	12,509	11,885	12,308
Elasticitatea în treapta a 5-a, t_{80-120} , (s)	19,191	21,080	19,408	21,410
Depășire - cu schimbarea treptelor 3/4, t_{60-100} , (s)	8,177	9,233	8,394	9,006
Depășire - cu schimbarea treptelor 4/5, t_{80-120} , (s)	11,037	12,310	11,651	12,666
Durata de accelerare, 0-100 km/h, (s)	17,40	20,67	17,95	22,08
Durata de accelerare, 0-400 m (s)	21,15	23,79	22,48	24,83

Față de cazul utilizării motorinei, s-a constatat [3] că elasticitatea motorului se reduce în cazul biodieselului și a amestecului B10E85E5, însă se păstrează în cazul amestecului B10D80E5. Cu privire la adaptabilitatea motorului și flexibilitatea acestuia, s-a constatat o creștere a coeficienților care le caracterizează, pentru toți combustibilii cercetați față de cazul utilizării motorinei (tabelul 2.5) [3]. Rezultatele încercărilor de drum sunt redate în tabelul 2.6 [3].

2.2.4. Evaluarea distribuirii sarcinii normale pe punți și roți, atunci când autoturismul se află în mișcare

În lucrarea [47], se recurge la: efectuarea unor măsurători experimentale cu privire la determinarea sarcinilor normale statice pe punți, pentru diferite situații de încărcare ale autoturismului; determinarea poziției centrului de greutate pentru situațiile de încărcare luate în considerare; elaborarea unui model de calcul numeric în MathCAD care să permită obținerea de rezultate cu interpretare grafică a încărcărilor dinamice ale punților autoturismului, forța maximă de aderență, coeficienții de schimbare dinamică a reacțiunilor normale pe punțile autoturismului și care să țină seama de parametrii constructivi ai autoturismului, diferitele regimuri de deplasare (demaraj, frânare, viraj), geometria, natura și starea drumului etc.

Măsurătorile experimentale [47] au urmărit identificarea distribuției statice a maselor pe punți, în funcție de masele suplimentare (Fig. 2.12) [47], cu care a fost încărcat autoturismul luat în studiu. Pentru asta s-a utilizat instalația pentru cântărirea axă cu axă a vehiculelor rutiere WE-PCA200, din cadrul Registrului Auto Român (R.A.R.) Sălaj. Măsurătorile au fost efectuate pentru șase cazuri diferite de încărcare a autoturismului (Fig. 2.12), la o presiune constantă în pneuri de 0,22 MPa. Parametrii dimensionali ai autoturismului luat în studiu au fost preluați din datele tehnice ale acestuia [47, 64]. Pe baza rezultatelor obținute [47] prin cântărire, modelul de calcul dezvoltat permite determinarea poziției centrului de greutate al autoturismului pentru fiecare caz de încărcare, în funcție de repartizarea greutății autoturismului pe roțile acestuia.

În cazul în care $m_{istg} \neq m_{idr}$ ($i = 1...2$), atunci poziția centrului de greutate C_g al autoturismului nu se mai află pe axa longitudinală de simetrie a acestuia ci este deplasat în stânga sau dreapta față de această axă (Fig. 2.13) [9, 35]. În această situație, în care $G_{Ri-stg} \neq G_{Ri-drp}$, poziția centrului de greutate al autoturismului se determină prin calcul, pe baza

rezultatelor obținute prin cântărire, modelul de calcul dezvoltat permițând determinarea poziției acestuia pentru fiecare caz de încărcare (Fig. 2.14) [47], în funcție de repartizarea greutății autoturismului pe punțile/roțile lui, iar greutatea totală G_a a autoturismului se determină conform relației [35]:

$$G_a = \sum_{i=1}^2 G_i = \sum_{i=1}^2 (G_{istg} + G_{idr}) = \sum_{i=1}^2 (m_{istg} + m_{idr}) \cdot g, \text{ în N.} \quad (2.30)$$

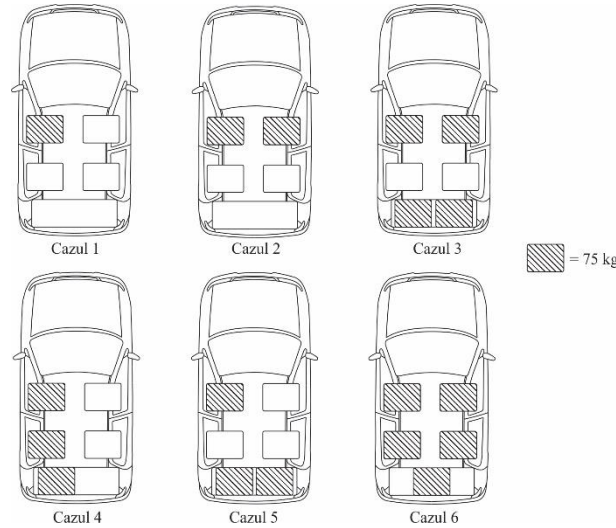


Fig. 2.12. Modul de încărcare al autoturismului.

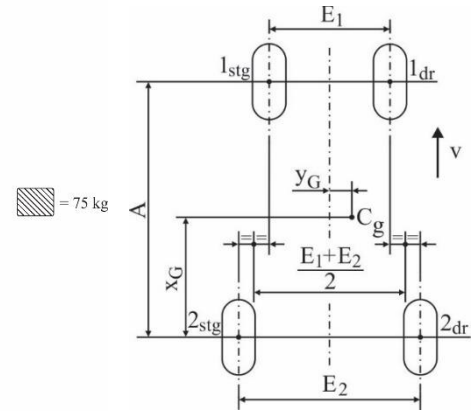


Fig. 2.13. Coordonatele orizontale ale centrului de masă al autoturismului.

Coordonatele orizontale care caracterizează poziția punctului C_g sunt (x_G, y_G) (v. Fig. 2.13), iar pentru determinarea lor se apelează la ecuațiile de momente, în raport cu centrul de greutate al autoturismului, atât în plan longitudinal, cât și în plan transversal al acestuia, obținând [35]:

$$x_G = \frac{A \cdot (G_{1stg} + G_{1dr})}{G_{1stg} + G_{1dr} + G_{2stg} + G_{2dr}} = A \cdot \frac{G_1}{G_a}, \quad (2.31)$$

$$y_G = \frac{\left(\frac{E_1 + E_2}{2}\right) \cdot (G_{1drp} + G_{2drp} - G_{1stg} - G_{2stg})}{G_{1stg} + G_{1drp} + G_{2stg} + G_{2drp}} = \frac{E_1 + E_2}{4} \cdot \frac{G_{1dr} + G_{2dr} - G_{1stg} - G_{2stg}}{G_a}. \quad (2.32)$$

Având în vedere organizarea autoturismului luat în studiu, modelul de calcul numeric este dezvoltat pentru situația în care puntea motoare este cea din față (v. Fig. 2.4). Ținând seama de greutatea autoturismului și poziția centrului de greutate al acestuia, s-au determinat [47] reacțiunile dinamice, forța maximă de aderență și coeficienții de schimbare dinamică pentru diferite situații de înclinare longitudinală a drumului ($\alpha = 0^\circ, 3^\circ, 6^\circ$), și pentru diferite naturi și stări ale acestuia

(drum de asfalt în stare bună, drum de pământ, drum de zăpadă bătătorită).

Din ecuația de momente în raport cu punctul A (v. Fig. 2.4) și

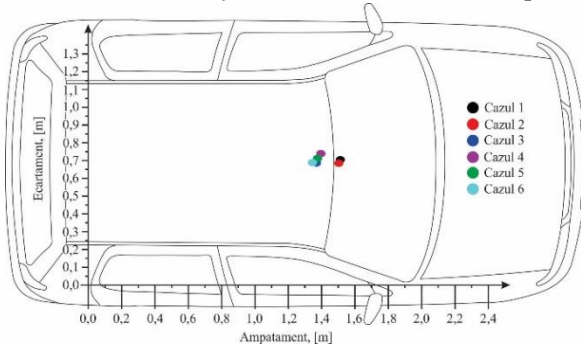


Fig. 2.14. Poziția centrului de greutate pentru cele șase cazurile de încărcare.

ținând seama că înălțimea centrului de greutate h_g se consideră aproximativ egală cu înălțimea centrului de presiune h_a și că la viteza la care se realizează tracțiunea maximă, forța de rezistență a aerului F_a se poate neglija, se obține relația de calcul pentru Z_2 [2, 9, 47]:

$$Z_{2(m)}(j, k, n) = \frac{a^{(m)} + f_{(j,k)} \cdot r_d + \varphi_{(j,k)} \cdot h_g}{A + [\varphi_{(j,k)} + f_{(j,k)}] \cdot h_g} \cdot G_{a(m)} \cdot \cos \alpha_{(n)}, \quad (2.33)$$

iar din ecuația de momente în raport cu punctul B (v. Fig. 2.4) se obține relația de calcul pentru Z_1 [2, 9, 47]:

$$Z_{1(m)}(j, k, n) = \frac{b^{(m)} + f_{(j,k)} \cdot (h_g - r_d)}{A + [\varphi_{(j,k)} + f_{(j,k)}] \cdot h_g} \cdot G_{a(m)} \cdot \cos \alpha_{(n)}. \quad (2.34)$$

Deoarece autoturismul are puntea motoare în față, forța maximă de aderență va fi [47]:

$$X_{\max 1} = \varphi \cdot Z_1. \quad (2.35)$$

În modelul de calcul dezvoltat [47], $Z_{1(m)}$ se referă la reacțiunea punții față pentru cazul m de încărcare (v. Fig. 2.4), iar semnificația celor trei variabile (j, k, n) este: j ia valori de la 1 la 3 și se referă la cele trei naturi și stări ale drumului (1 - șosea de asfalt în stare bună, 2 - drum de pământ, 3 - drum de zăpadă bătătorită), k ia valori de la 0 la 20 și se referă la numărul de valori în care este împărțit intervalul dintre minim și maxim pentru o anumită natură și stare de drum și n ia valori de la 1 la 3 și se referă la cele trei înclinări longitudinale ale drumului (0° ; 3° ; 6°).

Coeficienții de schimbare dinamică a reacțiunilor normale la punțile față m_{d1} și spate m_{d2} , sunt dați de raportul dintre reacțiunea normală dinamică și încărcarea statică a unei punți [2, 9, 47]:

$$m_{d1} = \frac{Z_1}{G_1} = \frac{Z_1}{G_a} \cdot \frac{A}{b'} \quad (2.36)$$

$$m_{d2} = \frac{Z_2}{G_2} = \frac{Z_2}{G_a} \cdot \frac{A}{a} \quad (2.37)$$

Rezultate cu privire la variația reacțiunilor dinamice, ale forței maxime de aderență și ale coeficienților de schimbare dinamică în funcție de natura și geometria drumului, pentru *cazul 1* de încărcare

(v. Fig. 2.12), sunt surprinse în [47]. Pentru fiecare din cele șase cazuri de încărcare (v. Fig. 2.12), în timpul demarajului autoturismului luat în studiu, pe un drum orizontal acoperit cu asfalt în stare bună, are loc o redistribuire a sarcinii normale statice (Fig. 2.15), astfel că puntea față se va descărca dinamic cu aproximativ 13%, în timp ce puntea spate se va încărca dinamic cu aproximativ 17% [47].

În figura 2.16 [47] se poate urmări modul în care se modifică reacțiunile dinamice la cele două punți față de reacțiunile dinamice obținute conform *cazului 1* de încărcare, pentru situațiile în care autoturismul luat în studiu este încărcat conform *cazurilor 2, 3, 4, 5 și 6* (v. Fig. 2.12). Rezultatele au fost obținute pentru situația în care autoturismul se deplasează pe un drum orizontal, acoperit cu asfalt în stare bună [47].

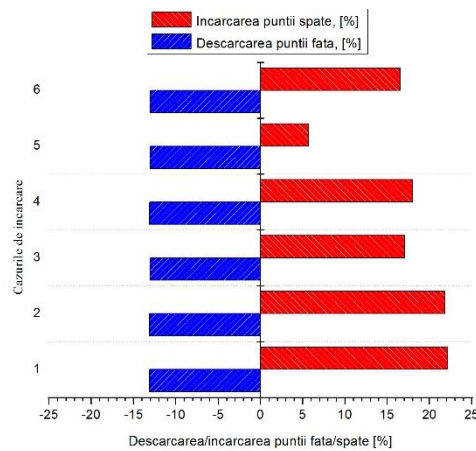


Fig. 2.15. Descărcarea/încărcarea punții față/spate.

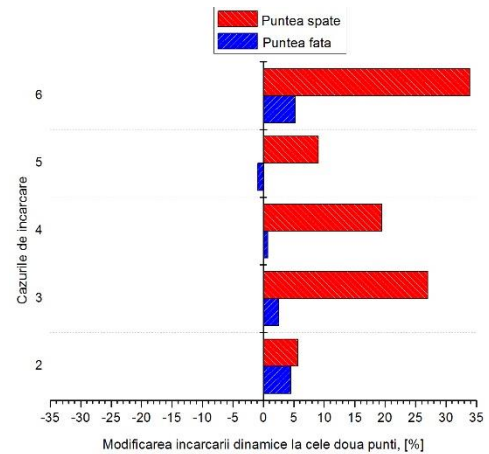


Fig. 2.16. Modificarea încărcării dinamice la cele două punți față de *cazul 1* de încărcare.

Modul în care se modifică forța maximă de aderență a autoturismului luat în studiu, încărcat conform *cazurilor 2, 3, 4, 5, și 6* (v. Fig. 2.12) față de forța maximă de aderență obținută pentru *cazul 1* de încărcare (v. Fig. 2.12), se poate urmări în figura 2.17. Rezultatele au fost obținute pentru un drum orizontal acoperit cu asfalt în stare bună [47].

Evaluarea încărcărilor dinamice ale punților autoturismului, în situația frânării [47]. Reacțiunile dinamice în acest caz, se determină din ecuațiile de momente față de punctele A și B (Fig. 2.18) [2, 9, 47]:

$$Z_{2(m)f}(j, k, n) = \frac{a^{(m)} + f_{(j,k)} \cdot r_d - \varphi_{(j,k)} \cdot h_g}{A} \cdot G_{a(m)} \cdot \cos \alpha_{(n)}, \quad (2.38)$$

$$Z_{1(m)f}(j, k, n) = \frac{b^{(m)} + \varphi_{(j,k)} \cdot h_g - f_{(j,k)} \cdot r_d}{A} \cdot G_{a(m)} \cdot \cos \alpha_{(n)}. \quad (2.39)$$

În cazul frânării, coeficienții de schimbare dinamică a reacțiilor normale la cele două punți sunt dați de relațiile [47]:

$$m_{f1} = \frac{b + \varphi \cdot h_g}{b} \cdot \cos \alpha, \quad (2.40)$$

$$m_{f2} = \frac{a - \varphi \cdot h_g}{a} \cdot \cos \alpha. \quad (2.41)$$

Forța maximă de aderență în cazul frânării va fi de forma [47]:

$$X_{\max f} = \varphi \cdot (Z_1 + Z_2). \quad (2.42)$$

Și în această situație, relațiile de calcul sunt scrise sub forma $Z_{1(m)f}(j, k, n)$, în care f se referă la frânat, în rest sunt aceleași semnificații ca și în cazul relațiilor (2.33) și (2.34) [47].

În situația frânării autoturismului, rezultate cu privire la variația reacțiilor dinamice, ale forței maxime de aderență și ale coeficienților de schimbare dinamică în funcție de natura și geometria drumului, pentru cazul 1 de încărcare (v. Fig. 2.12), sunt surprinse în [47]. În figura 2.19 se prezintă

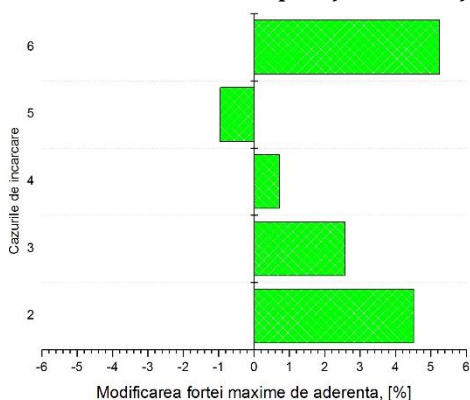


Fig. 2.17. Modificarea forței maxime de aderență față de cazul 1 de încărcare.

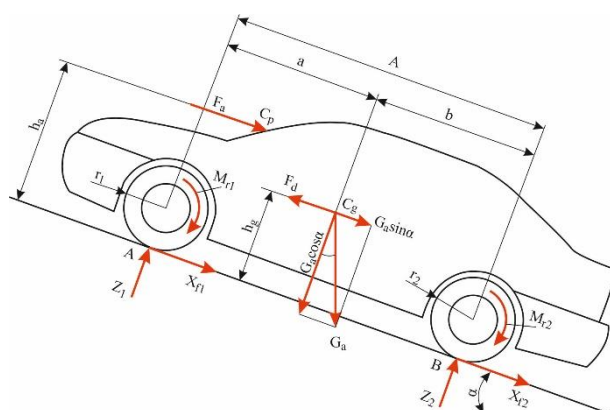


Fig. 2.18. Schema forțelor, momentelor și reacțiilor care acționează asupra autoturismului cu două punți în timpul frânării.

procentual, pentru fiecare din cele șase cazuri de încărcare (v. Fig. 2.12), încărcarea dinamică a punții față, respectiv descărcarea dinamică a punții spate în timpul frânării autoturismului. În timpul frânării autoturismului, are loc o descărcare a punții spate cu aproximativ 36%, în timp ce puntea față se încarcă cu aproximativ 25% (v. Fig. 2.19). Rezultatele au fost obținute pentru un drum orizontal acoperit cu asfalt în stare bună [47]. Rezultatele obținute arată ca variațiile privind încărcarea punților nu depind de decelerație.

Modul în care se modifică încărcările dinamice la cele două punți ale autoturismului frânat pe ambele punți, încărcat conform cazurilor 2,

3, 4, 5 și 6 (v. Fig. 2.12), față de încărcările dinamice obținute pentru *cazul 1* de încărcare (v. Fig. 2.12), se poate urmări în figura 2.20 [47].

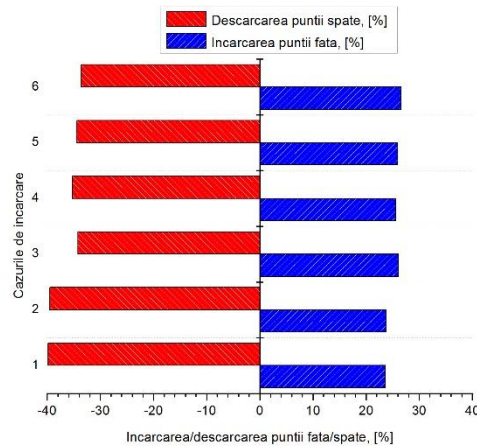


Fig. 2.19. Încărcarea/descărcarea punții față/spate, în cazul frânării.

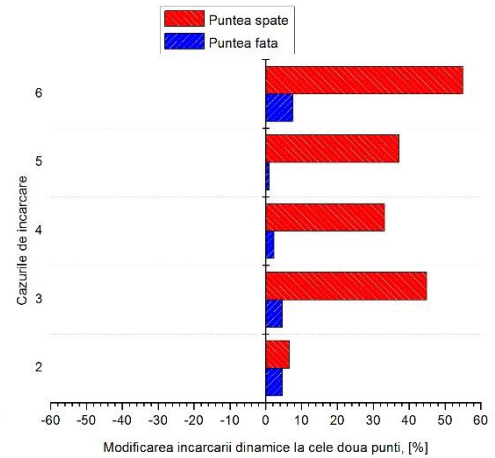


Fig. 2.20. Modificarea încărcării dinamice la cele două punți, în cazul frânării, față de *cazul 1* de încărcare.

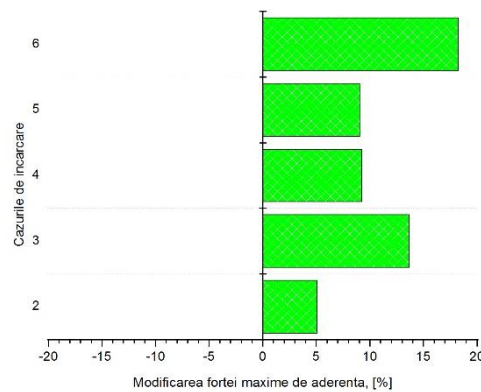


Fig. 2.21. Modificarea forței maxime de aderență la frânare față de *cazul 1* de încărcare.

observa că față de *cazul 1* de încărcare, în toate celelalte cazuri de încărcare luate în considerare (v. Fig. 2.12), încărcările dinamice (Fig. 2.20) și forța maximă de aderență (Fig. 2.21) prezintă o creștere [47].

Evaluarea încărcărilor dinamice ale roților autoturismului în plan transversal, pe cale înclinată și în viraj. Determinarea reacțiilor dinamice în plan transversal se face în cazul deplasării autoturismului pe un drum cu înclinare transversală β în timp ce execută un viraj spre dreapta.

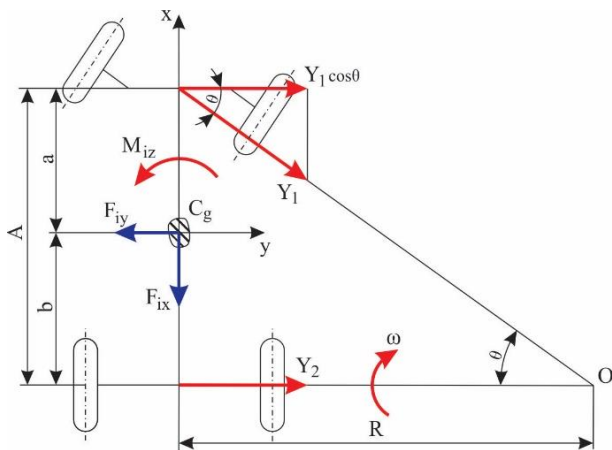


Fig. 2.22. Forțele și momentele care acționează asupra autoturismului la deplasarea în viraj.

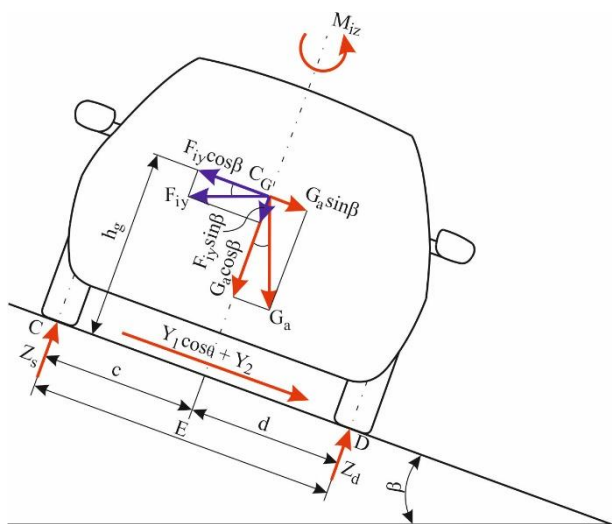


Fig. 2.23. Forțele și momentele care acționează asupra autoturismului la deplasarea în viraj pe un drum cu înclinare transversală.

Forțele și momentele care acționează asupra autoturismului aflat în viraj sunt prezentate în figura 2.22 [9, 35, 47, 59], unde cu C_g s-a notat centrul de greutate al autoturismului, cu θ - unghiul de bracaj al roților de direcție față de puntea spate, iar cu ω - viteza unghiulară a autoturismului aflat în viraj.

Reacțiunile normale pe partea stângă, respectiv dreaptă a autoturismului, se determină din ecuațiile de momente în raport cu punctele C și D (Fig. 2.23) [9, 35, 47, 59]:

$$Z_s = \frac{(F_{iy} \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta) \cdot h_g + (F_{iy} \cdot \sin \beta + G_a \cdot \cos \beta) \cdot d}{E}, \quad (2.43)$$

$$Z_d = \frac{(F_{iy} \cdot \sin \beta + G_a \cdot \cos \beta) \cdot c - (F_{iy} \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta) \cdot h_g}{E}, \quad (2.44)$$

în care, pentru $v=ct.$ și $R=ct.$, forța de inerție F_{iy} , este dată de relația [47]:

$$F_{iy} = \frac{G_a \cdot v^2}{g \cdot R}. \quad (2.45)$$

În modelul de calcul dezvoltat [47], relațiile de calcul sunt scrise sub forma $Z_{s(m)}(hv, lr, nt)$, în care s semnifică reacțiunea la roata din stânga, m se referă la cazul m de încărcare (v. Fig. 2.12), iar variabilele

(h_v , l_r , nt) au următoarele specificații: h_v ia valori de la 1 la 6 și se referă la viteza de deplasare a autoturismului, 1 - corespunde vitezei de 30 km/h, iar 6 - vitezei de 80 km/h, viteza crescând din 10 în 10 km/h; l_r ia valori de la 1 la 5 și se referă la raza curbei care crește de la 40 la 200 m din 40 în 40 m, iar nt ia valori de la 1 la 3 și se referă la unghiul de înclinare transversală β al drumului; 1 - corespunde unghiului de 0° , 2 - pentru $\beta = 2.5^\circ$, iar 3 - pentru $\beta = 5^\circ$ [47].

Pentru *cazul 1* de încărcare (v. Fig. 2.12), în figurile 2.24 și 2.25, sunt surprinse variațiile încărcărilor dinamice la roțile din stânga, respectiv din dreapta ale autoturismului, în funcție de viteza de deplasare a acestuia, la deplasarea în viraj, pentru diferite raze ale curbei, și pentru diferite unghiuri de înclinare transversală a drumului [47].

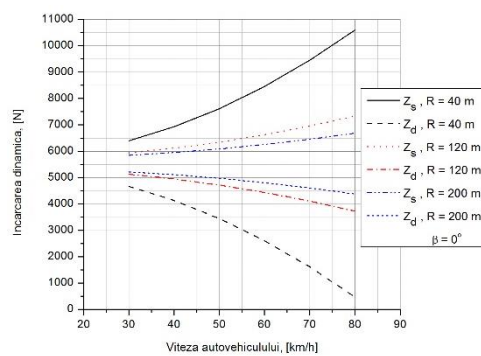


Fig. 2.24. Variația încărcărilor dinamice în funcție de viteza autoturismului, în cazul diferitelor raze ale curbei, pentru *cazul 1* de încărcare.

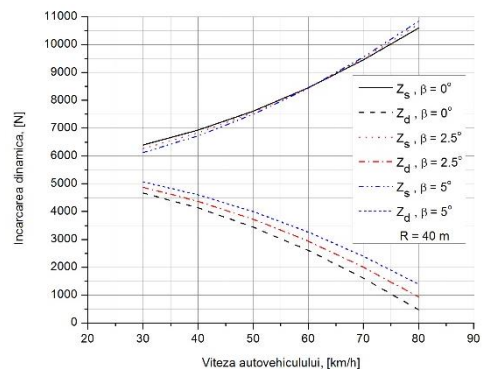


Fig. 2.25. Variația încărcărilor dinamice în funcție de viteza autoturismului, în cazul diferitelor unghiuri de înclinare transversală a drumului, pentru *cazul 1* de încărcare.

În figurile 2.26 și 2.27, sunt surprinse variațiile încărcărilor dinamice la roțile din stânga, respectiv din dreapta ale autoturismului, în funcție de raza curbei, la deplasarea acestuia în viraj, pentru diferite viteze de deplasare, și pentru diferite unghiuri de înclinare transversală a drumului [47].

În figura 2.28 [47] este prezentată procentual încărcarea dinamică a roților din stânga, respectiv din dreapta a autoturismului pentru fiecare din cele șase cazuri de încărcare luate în considerare (v. Fig. 2.12). Rezultatele obținute [47] pentru situația în care autoturismul se deplasează uniform accelerat în viraj spre dreapta pe un drum orizontal cu o rază a curbei $R = 40$ m, arată că roțile din interiorul curbei se descarcă dinamic cu aproximativ 47%, în timp ce roțile din exterior se

încărcă dinamic cu aproximativ 45% pentru fiecare din cele șase cazuri de încărcare luate în considerare (v. Fig. 2.12).

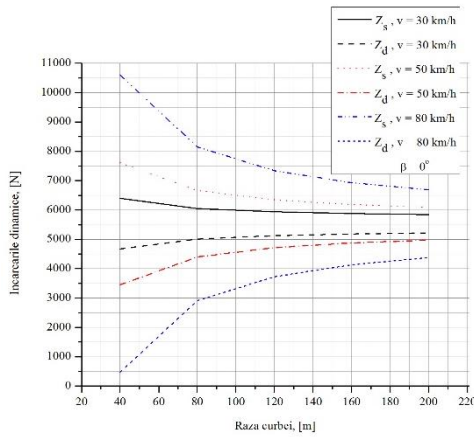


Fig. 2.26. Variația încărcărilor dinamice în funcție de raza curbei, în cazul diferitelor viteze de deplasare ale autoturismului, pentru *cazul 1* de încărcare.

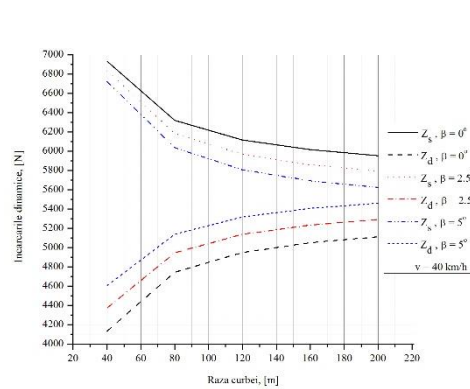


Fig. 2.27. Variația încărcărilor dinamice în funcție de raza curbei, în cazul diferitelor unghiuri de înclinare transversală a drumului, pentru *cazul 1* de încărcare.

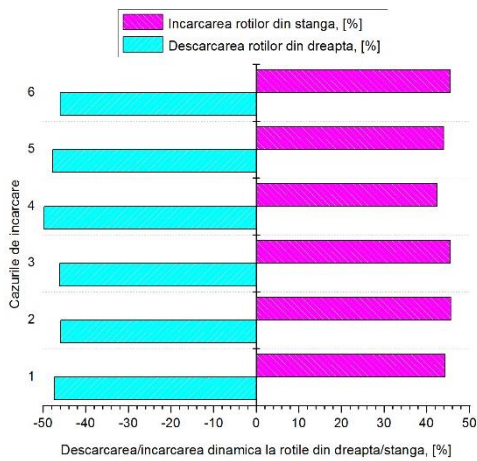


Fig. 2.28. Descărcarea/încărcarea dinamică la roțile din dreapta/stânga în viraj.

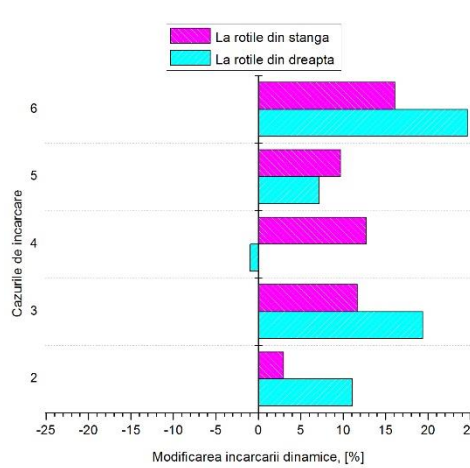


Fig. 2.29. Modificarea încărcărilor dinamice, în plan transversal, față de *cazul 1* de încărcare.

În figura 2.29 [47] se arată modul în care se modifică reacțiunile dinamice la roțile din stânga, respectiv din dreapta, pentru un autoturism încărcat conform *cazurilor 2, 3, 4, 5 și 6* (v. Fig. 2.12), față de reacțiunile dinamice obținute pentru *cazul 1* de încărcare (v. Fig. 2.12). Rezultatele au fost obținute [47] pentru situația în care autoturismul se deplasează

uniform accelerat în viraj spre dreapta pe un drum orizontal cu o rază a curbei $R = 40$ m. Redistribuirea sarcinii normale statice atunci când autoturismul se află în mișcare este influențată de parametrii constructivi ai autoturismului (ampatament, ecartament, poziția centrului de greutate etc.), modul de încărcare al acestuia, natura și starea drumului, dar și de înclinarea longitudinală respectiv transversală a acestuia. Încărcările dinamice ale punților/roților sunt, de asemenea, influențate de modul de exploatare al autoturismului (demaraj, frânare sau deplasare în viraj), de poziția și numărul punților motoare. Forța maximă de aderență este influențată de poziția și numărul punților motoare/frânate, de încărcarea dinamică a acestora, respectiv de natura și starea drumului [47].

Modelul de lucru dezvoltat poate fi adaptat și pentru alte tipuri de autoturisme, precum și pentru alte cazuri de încărcare, respectiv alte condiții de exploatare ale autoturismelor.

În lucrarea [9], s-a studiat comparativ influența încărcărilor dinamice ale punților și roților autoturismelor din clase diferite. Studiul a presupus: alegerea a trei clase diferite de autoturisme precum și câte un autoturism reprezentativ pentru fiecare clasă considerată (clasa mică, VW Polo; clasa compactă, Ford Focus II; clasa medie, VW Passat), în vederea determinării încărcărilor dinamice ale acestora; efectuarea unor măsurători experimentale cu privire la determinarea sarcinilor normale statice pe roțile/punțile celor trei autoturisme luate în studiu, în vederea determinării poziției centrului de greutate pentru fiecare dintre acestea; dezvoltarea unei modelări numerice prin care să rezulte încărcările dinamice, forța maximă de aderență și coeficienții de schimbare dinamică pentru cele trei autoturisme în diferite situații de exploatare (demaraj, frânare și în viraj), și pentru diferite naturi și stări ale drumului, respectiv diferite înclinări longitudinale și transversale ale drumului, precum și compararea rezultatelor obținute cu punerea în evidență a parametrilor care au influență asupra acestora. Rezultatele obținute sunt cu interpretare grafică, oferind posibilitatea unui studiu comparativ al acestora.

2.2.5. Algoritm pentru calculul parametrilor capacității de demarare a autovehiculelor

În lucrarea [39], este dezvoltat un algoritm de calcul care permite obținerea de rezultate cu interpretare grafică a accelerației, a timpului și a spațiului de demaraj, pentru orice tip de autovehicul pe roți, cu condiția să se cunoască următoarele date tehnice ale acestuia: puterea maximă a motorului și turația corespunzătoare acesteia; momentul maxim dezvoltat

tat de motor și turația corespunzătoare acestuia; turația minimă și maximă a motorului; viteza maximă de deplasare; greutatea totală; numărul treptelor de viteze; organizarea cutiei de viteze - ultima treaptă k din cutia de viteze este priză directă sau suprapriză; parametrii dimensionali ai autovehiculului, precum și mărcile anvelopelor cu care sunt echipate roțile motoare. Pe baza rezultatelor obținute se poate aprecia și compara capacitatea de demarare pentru diferite tipuri de autovehicule pe roți.

Determinarea accelerației [39]. Dinamicitatea autovehiculului este caracterizată de forța disponibilă (excedentară) F_{exc} folosită la învingerea rezistențelor drumului și rezistențelor la demararea autovehiculului, dar aceasta nu poate fi folosită ca indicator de comparație pentru autovehiculele cu greutateți diferite. Calitățile dinamice ale autovehiculului se apreciază cu ajutorul factorului dinamic D , care este o forță excedentară specifică (parametru adimensional), dat de relația [35, 39, 58, 59]:

$$D = \frac{F_{exc}}{G_a} = \frac{F_R - R_a}{G_a} = \frac{F_R - k_a \cdot S \cdot v_f^2}{G_a}, \quad (2.46)$$

forța la roată F_R , fiind obținută prin însumarea forțelor tangențiale de la toate roțile motoare ale autovehiculului.

Considerând relația (2.46) și bilanțul de tracțiune al autovehiculului, expresia factorului dinamic poate fi scrisă sub forma [35, 39, 58, 59]:

$$D = \psi + \frac{1}{g} \cdot \delta_{rot} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (2.47)$$

Pentru coeficientul ψ de rezistență totală a drumului, se ține seama de deplasarea autovehiculului pe rampă (+) sau pantă (-), ($\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha$). Coeficientul δ_{rot} , de influență a inerției maselor în mișcare de rotație ale autovehiculului, se determină în funcție de raportul i_{cv} de transmitere din cutia de viteze în treapta selectată ($\delta_{rot} = 1 + \sigma \cdot i_{cv}^2$, unde $\sigma = 0,04 \dots 0,09$) [35, 39, 58, 59].

La diferite turații n ale motorului ($n = n_{min} \dots n_{max}$) și în diferite trepte j de viteze ($j = 1 \dots k$; k - numărul treptelor de viteze din cutia de viteze), caracterizate de raportul de transmitere i_{cvj} , relația de calcul a factorului dinamic $D_{j,n}$ are forma [35, 39, 58, 59]:

$$D_{j,n} = \frac{F_{Rj,n} \cdot i_{cvj} - \frac{k_a \cdot S \cdot v_{j,n}^2}{i_{cvj}^2}}{G_a}. \quad (2.48)$$

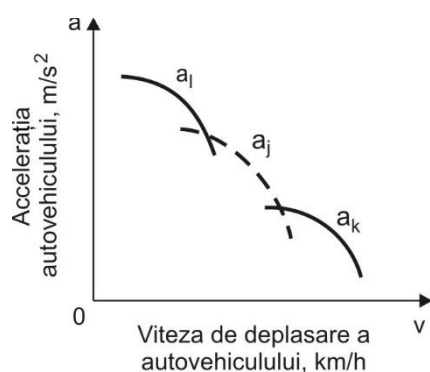


Fig. 2.30. Curbele accelerației autovehiculului în funcție de viteza de deplasare a acestuia, $a = f(v)$.

când motorul funcționează la n turații, este reprezentată în figura 2.30 [35, 39, 58, 59].

Determinarea duratei de demarare [39]. Durata de demarare (t_d) este intervalul de timp în care autovehiculul, pornind din loc, atinge viteza v_n , ($v_n \cong 0,9 \cdot v_{max}$). În zona ($0,9 \cdot v_{max} \dots v_{max}$) accelerația este foarte mică, iar creșterea vitezei nu mai este perceptibilă. La v_{max} , inversul accelerației fiind ∞ , curba ($1/a$) tinde asimptotic către verticala dusă din această viteză (Fig. 2.31) [39].

Având în vedere că $dt = dv/a$, se poate determina durata de demarare t_d necesară creșterii vitezei între limitele v_0 și v_n [35, 39, 58, 59]:

$$t_d = \int_0^t dt = \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{a}. \quad (2.50)$$

Pentru determinarea duratei de demarare de la pornirea din loc până la v_n , se construiește diagrama inversului accelerației pentru toate treptele cutiei de viteze, considerându-se că trecerea de la o treaptă la alta se face în momente optime, care se află la intersecția curbelor inversului accelerației la diferite trepte (Fig. 2.31) [35, 39].

Se presupune că vitezele $v_{x_{(j-1),j}}$ se obțin la turația ($n_x \cong n_{ec}$). Dacă trecerea de la o treaptă la alta din cutia de viteze s-ar realiza mai înainte sau mai târziu de punctele $x_{1,2}$, $x_{2,3}$, ..., $x_{(k-1),k}$ (Fig. 2.31), durata de demarare ar crește, deoarece suprafața de integrare se mărește cu porțiunile hașurate din diagramă.

La un autovehicul care are k trepte în cutia de viteze, durata totală de demarare se determină conform relației [35, 39, 58, 59]:

$$t_d = \sum_{j=1}^k t_j, \quad (2.51)$$

Ținând seama de relațiile (2.46), (2.47), (2.48) și de expresia generală a accelerației ($a = dv/dt$), rezultă relația de calcul a accelerației autovehiculului $a_{j,n}$ în treapta j din cutia de viteze, pe toată gama n de turații ale motorului:

$$a_{j,n} = (D_{j,n} - \psi) \cdot \frac{g}{\delta_{rotj}}. \quad (2.49)$$

Dependența accelerației autovehiculului $a_{j,n} = f(v_{j,n})$ față de viteza de deplasare corespunzătoare treptelor de viteze ($v_{j,n} = 0,377 \cdot r_d \cdot n / i_{tj}$, în km/h),

în care t_j este durata de demarare corespunzătoare treptei j din cutia de viteze, dată de relația:

$$t_j = \sum_{i=n_{\min}}^{i_1} \Delta t_{j,(i+x)}, \quad (2.52)$$

unde [39]:

$$i_1 = \begin{cases} (n_x - x), & \text{pentru } j = 1 \\ n_{\min}, (n_{\min} + x) \cdots (n_x - x), & \text{pentru } 2 \leq j \leq (k - 1) \\ n_{\min}, (n_{\min} + x) \cdots (0,9 \cdot n_{\max} - x), & \text{pentru } j = k \end{cases} \quad (2.53)$$

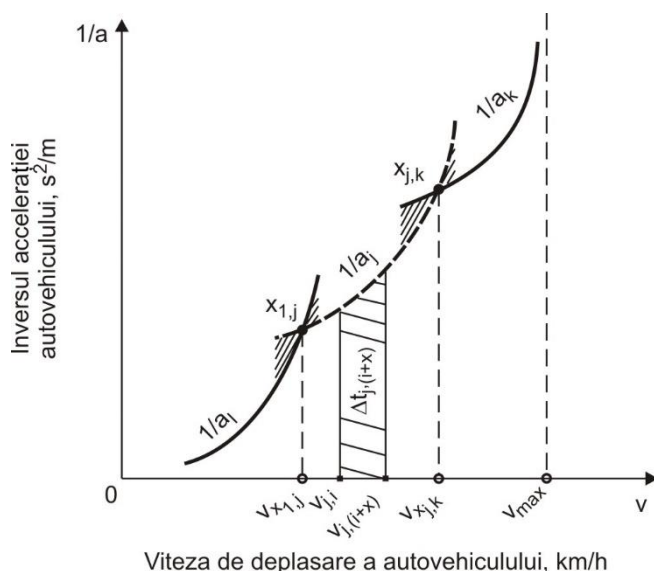


Fig. 2.31. Determinarea grafică a duratei totale de demarare a autovehiculului.

Pentru determinarea grafică a duratei de demarare $t_d = f(v)$, creșterea x a turației motorului se alege suficient de mică pentru a putea considera aria $\Delta t_{j,(i+x)}$ egală cu aria unui trapez (Fig. 2.31) [39]:

$$\begin{cases} \Delta t_{j,(i+x)} = \frac{v_{j,(i+x)} - v_{j,i}}{3,6} \cdot \frac{\frac{1}{a_{j,(i+x)}} + \frac{1}{a_{j,i}}}{2}, [s], \\ i = n_{\min} \cdots i_1 \end{cases} \quad (2.54)$$

în care: $v_{j,i}$ și $v_{j,(i+x)}$ se exprimă în km/h, iar $a_{j,i}$ și $a_{j,(i+x)}$ în m/s^2 .

În funcție de treapta considerată din cutia de viteze, durata de demarare se poate determina cu ajutorul relației [39]:

$$t_{j,(i+x)} = t_{(j-1),n_x} + \sum_{i=n_{\min}}^{i_1} \Delta t_{j,(i+x)}, [s]. \quad (2.55)$$

Cu relațiile (2.54) și (2.55) se obțin domeniile de valori limitate [39]: $\Delta t_{j,(i+x)} \geq 0$; $t_{j,(i+x)} \geq 0$, în intervalul $v_{j,(i+x)} \geq v_{x(j-1),j}$.

Ținând seama de creșterea x a turației motorului și de treapta considerată din cutia de viteze, pentru a obține curba de variație a duratei de demarare a autovehiculului în funcție de viteza acestuia, ariile Δt

ale trapezelor (Fig. 2.31) și duratele de demarare se pot exprima conform relațiilor (2.56) și (2.57), cu ajutorul cărora se obțin domeniile de valori limitate [39]: $\Delta t_{j_{tp,inf/sup},i_{tp,inf/sup}} \geq 0$, $t_{j_{tp,inf/sup},i_{tp,inf/sup}} \geq 0$, în intervalul, $v_{j_{tp,inf/sup},i_{tp,inf/sup}} \geq v_{(j_{tp,inf/sup}-1),n_x}$ unde $v_{(j_{tp,inf/sup}-1),n_x} \equiv v_{x(j_{tp,inf/sup}-1),i_{tp,inf/sup}}$. În algoritmul de calcul [39] se ține seama de faptul că ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată priză directă sau suprapriză. Pentru o cutie de viteze cu suprapriză în treapta k (ultima), la care raportul de transmitere este subunitar, priza directă se consideră a fi realizată în penultima treaptă $(k-1)$ [39]:

$$\begin{cases} \Delta t_{j_{tp,inf},i_{tp,inf}} = \frac{v_{j_{tp,inf}(i_{tp,inf}+x)}^{-v_{j_{tp,inf},i_{tp,inf}}}}{3,6} \cdot \frac{1}{a_{j_{tp,inf}(i_{tp,inf}+x)} + a_{j_{tp,inf},i_{tp,inf}}} \\ t_{j_{tp,inf},i_{tp,inf}} = t_{(j_{tp,inf}-1),(n_x-x)} + \sum_{i=n_{min}}^{i_{tp,inf}} \Delta t_{j_{tp,inf},i} \\ i_{tp,inf} = n_{min}, (n_{min} + x) \cdots (n_x - x) \\ j_{tp,inf} \leq (k - 1), \text{ pentru priza directă în treapta } k \\ j_{tp,inf} \leq (k - 2), \text{ pentru priza directă în treapta } (k - 1) \end{cases}; \quad (2.56)$$

$$\begin{cases} \Delta t_{j_{tp,sup},i_{tp,sup}} = \frac{v_{j_{tp,sup}(i_{tp,sup}+x)}^{-v_{j_{tp,sup},i_{tp,sup}}}}{3,6} \cdot \frac{1}{a_{j_{tp,sup}(i_{tp,sup}+x)} + a_{j_{tp,sup},i_{tp,sup}}} \\ t_{j_{tp,sup},i_{tp,sup}} = t_{(j_{tp,sup}-1),(n_x-x)} + \sum_{i=n_{min}}^{i_{tp,sup}} \Delta t_{j_{tp,sup},i} \\ i_{tp,sup} = n_{min}, (n_{min} + x) \cdots (0,9 \cdot n_{max}) \\ j_{tp,sup} = k, \text{ pentru priza directă în treapta } k \\ j_{tp,sup} \geq (k - 1), \text{ pentru priza directă în treapta } (k - 1) \end{cases}; \quad (2.57)$$

Curba de variație ale duratei de demarare a autovehiculului, în funcție de viteza acestuia, se poate urmări în figura 2.32.

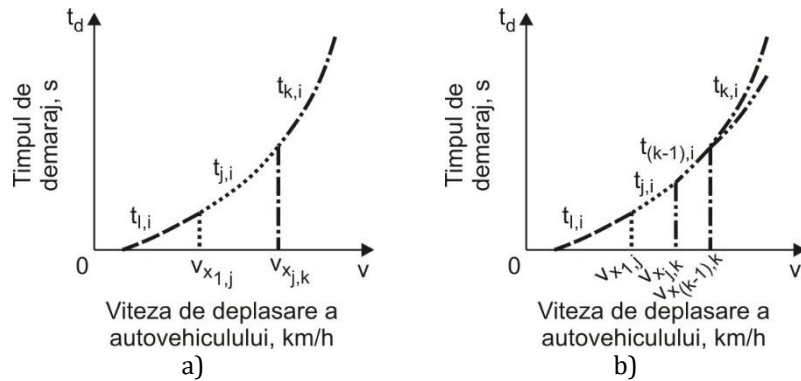


Fig. 2.32. Curba variației duratei de demarare a autovehiculului, în funcție de viteza de deplasare a acestuia.
a - priza directă în treapta k ; b - priza directă în treapta $(k-1)$.

Determinarea spațiului de demarare [39]. Pornind de la relația generală a vitezei autovehiculului ($v = dS/dt$), se poate determina spațiul de demarare, corespunzător intervalului cuprins între timpul inițial t_0 și timpul final t_n :

$$S_d = \int_{t_0}^{t_n} v \cdot dt. \quad (2.58)$$

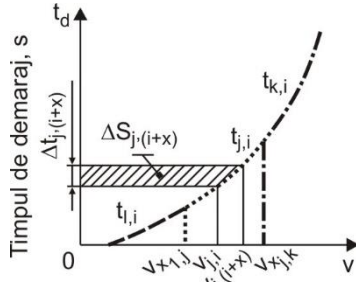
La un autovehicul care are o cutie de viteze cu k trepte, spațiul total de demarare se determină conform relației [39]:

$$S_d = \sum_{j=1}^k S_j, \quad (2.59)$$

în care S_j este spațiul de demarare corespunzător treptei j din cutia de viteze,

$$S_j = \sum_{i=n_{\min}}^{i_1} \Delta S_{j,(i+x)}. \quad (2.60)$$

Pentru determinarea grafică a spațiului de demarare $S_d = f(v)$, se urmărește aceeași procedură ca și în cazul determinării duratei de demarare a autovehiculului, plecându-se de la rezultatele obținute în figura 2.32 [39]. În acest caz, într-o treaptă j de viteze, creșterea x a turației motorului caracterizează o arie $\Delta S_{j,(i+x)}$, considerată tot ca și aria unui trapez, în care înălțimea este $\Delta t_{j,(i+x)}$, iar



Viteza de deplasare a autovehiculului, km/h
Fig. 2.33. Determinarea grafică a spațiului total de demarare a autovehiculului.

bazele $v_{j,i}$ și $v_{j,(i+x)}$ (Fig. 2.33) [39]:

$$\begin{cases} \Delta S_{j,(i+x)} = \frac{\Delta t_{j,(i+x)}}{2} \cdot \frac{v_{j,(i+x)} + v_{j,i}}{3,6}, \text{ [m]}, \\ i = n_{\min} \dots i_1 \end{cases} \quad (2.61)$$

în care: $v_{j,i}$ și $v_{j,(i+x)}$ se exprimă în km/h, iar $\Delta t_{j,(i+x)}$ în s.

În funcție de treapta considerată din cutia de viteze, spațiul de demarare parcurs se poate determina cu ajutorul relației [69]:

$$S_{j,(i+x)} = S_{(j-1),n_x} + \sum_{i=n_{\min}}^{i_1} \Delta S_{j,(i+x)}, \quad (2.62)$$

Cu relațiile (2.61) și (2.62) se obțin domeniile de valori limitate [39]: $\Delta S_{j,(i+x)} \geq 0$; $S_{j,(i+x)} \geq 0$, în intervalul $v_{j,(i+x)} \geq v_{x(j-1),j}$.

Ținând seama de creșterea x a turației motorului și de treapta considerată din cutia de viteze, pentru a obține curba de variație a spațiului de demarare a autovehiculului în funcție de viteza acestuia, ariile ΔS ale trapezelor (Fig. 2.33) și duratele de demarare se pot exprima conform relațiilor (2.63) și (2.64), cu ajutorul cărora se obțin domeniile de valori limitate [39], $\Delta S_{j_{tp,inf/sup},i_{tp,inf/sup}} \geq 0$, $S_{j_{tp,inf/sup},i_{tp,inf/sup}} \geq 0$, în intervalul $v_{j_{tp,inf/sup},i_{tp,inf/sup}} \geq v_{(j_{tp,inf/sup}-1),n_x}$, unde $v_{(j_{tp,inf/sup}-1),n_x} \equiv v_{x(j_{tp,inf/sup}-1),j_{tp,inf/sup}}$:

$$\begin{cases} \Delta S_{j_{tp,inf}, i_{tp,inf}} = \frac{\Delta t_{j_{tp,inf}, i_{tp,inf}}}{2} \cdot \frac{v_{j_{tp,inf}, (i_{tp,inf}+x)} + v_{j_{tp,inf}, i_{tp,inf}}}{3,6} \\ S_{j_{tp,inf}, i_{tp,inf}} = S_{(j_{tp,inf}-1), (n_x-x)} + \sum_{i=n_{min}}^{i_{tp,inf}} \Delta S_{j_{tp,inf}, i} \\ i_{tp,inf} = n_{min}, (n_{min} + x) \cdots (n_x - x) \\ j_{tp,inf} \leq (k - 1), \text{ pentru priza directă în treapta } k \\ j_{tp,inf} \leq (k - 2), \text{ pentru priza directă în treapta } (k - 1) \end{cases} \quad ; \quad (2.63)$$

$$\begin{cases} \Delta S_{j_{tp,sup}, i_{tp,sup}} = \frac{\Delta t_{j_{tp,sup}, i_{tp,sup}}}{2} \cdot \frac{v_{j_{tp,sup}, (i_{tp,sup}+x)} + v_{j_{tp,sup}, i_{tp,sup}}}{3,6} \\ S_{j_{tp,sup}, i_{tp,sup}} = S_{(j_{tp,sup}-1), (n_x-x)} + \sum_{i=n_{min}}^{i_{tp,sup}} \Delta S_{j_{tp,sup}, i} \\ i_{tp,sup} = n_{min}, (n_{min} + x) \cdots (0,9 \cdot n_{max}) \\ j_{tp,sup} = k, \text{ pentru priza directă în treapta } k \\ j_{tp,sup} \geq (k - 1), \text{ pentru priza directă în treapta } (k - 1) \end{cases} \quad . \quad (2.64)$$

Curba variației spațiului de demarare a autovehiculului, în funcție de viteza acestuia, se poate urmări în figura 2.34 [39].

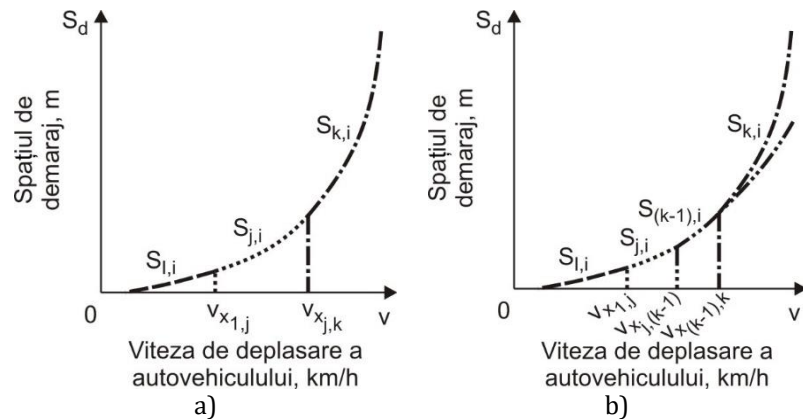


Fig. 2.34. Spațiul total de demarare a autovehiculului, în funcție de viteza de deplasare a acestuia. a - priza directă în treapta k ; b - priza directă în treapta $(k-1)$.

2.2.6. Evaluarea experimentală a parametrilor care influențează comportamentul autoturismelor din clase diferite în procesul de frânare

În publicația [52], se prezintă un studiu (bazat pe rezultate experimentale) asupra comportării dinamice a autoturismelor din clase diferite în procesul de frânare. În cadrul determinărilor experimentale, valorile parametrilor variați s-au ales astfel încât să caracterizeze cazuri reale, frecvent întâlnite în procesul de frânare al autoturismelor. Astfel,

au fost determinați parametrii capacității de frânare a autoturismelor luate în studiu în funcție de presiunea din pneuri, încărcarea pe punți, natura și starea suprafeței de rulare, tipul pneului (de vară sau de iarnă) și tipul sistemului de frânare. Modul în care se comportă autoturismele echipate cu pneuri de iarnă în situația în care starea vremii impune pneuri de vară, la diferite presiuni de umflare, prezintă de asemenea interes. Pentru evaluarea frecvenței utilizării frânei de serviciu în cazul unor deplasări în mediul urban, la diferite densități de trafic rutier, s-a apelat la utilizarea aplicațiilor *Android*, iar datele obținute astfel au stat la baza stabilirii condițiilor de testare a capacității de frânare pe platoul/pista de încercare. Autoturismele luate în studiu au fost testate și în laborator pe standul de frânare, utilizând testerul cu cântar și rulouri de frânare. Rezultatele obținute [52] sunt cu interpretare grafică, oferind posibilitatea unui studiu comparativ al acestora.

Metodele experimentale abordate au redat situațiile frecvent întâlnite în trafic și comportamentul autoturismelor în urma frânării. În acest sens s-a urmărit [52]:

- determinarea experimentală a frecvenței utilizării frânei de serviciu în cazul unor deplasări în mediul urban, la diferite densități de trafic rutier, folosind aplicații *Android*;
- determinarea experimentală a încărcărilor pe punți pentru fiecare din autoturismele supuse testelor (Citroën C4 1.6 HDI, Smart Forfour 1.3i, Seat Ibiza 1.4 16V), în funcție de masele suplimentare cu care acestea au fost încărcate, utilizând testerul de suspensii cu cântar de tip *Space APF 110*, comandat de către unitatea de comandă *Space PFC 750*, aflat în dotarea DART;
- determinarea forțelor necesare frânării autoturismelor testate, în funcție de diferitele încărcări ale acestora, utilizând testerul cu cântar și rulouri de frânare *Space PFC 750*;
- determinarea experimentală a distanțelor de frânare ale autoturismelor testate, pentru diferiți parametri ai acestora și diferite condiții de mediu, în diversele cazuri de încărcare ale lor.

Pentru încărcarea autoturismelor testate s-au utilizat saci umpluți cu nisip, având fiecare masa de circa 50 kg [52]. În tabelul 2.7 [52] sunt prezentate câteva date referitoare la parametrii autoturismelor luate în studiu, în stare neîncărcată a acestora. Poziționarea încărcărilor suplimentare în planul autoturismului s-a realizat în așa fel încât rezultatele obținute să corespundă unor situații frecvent întâlnite în exploatarea acestuia.

Tabelul 2.7. Date referitoare la parametrii autoturismelor luate în studiu.

Marca autoturismului	Masa autoturismului neîncărcat, [kg]	Dimensiuni anvelope	Adâncimea profilului benzii de rulare, [mm]	Tipul anvelopei / presiunea nominală de umflare, [MPa]	Tipul sistemului de frânare
Seat Ibiza 1.4 16V	1140	185/60 R14	4	vară / 0,22	Disc/Tambur
Smart Forfour 1.3i	1053	175/65 R14	5	vară / 0,22	Disc/Disc
Citroën C4 1.6 HDI	1304	205/55 R16	4	vară / 0,22	Disc/Disc

Astfel, încărcătura suplimentară a fost introdusă în portbagajul autoturismului, influențând sarcina suportată de puntea spate (Fig. 2.35) [51, 52], realizând o repartiție aproximativ egală a forței de frânare pe punțile autoturismului.

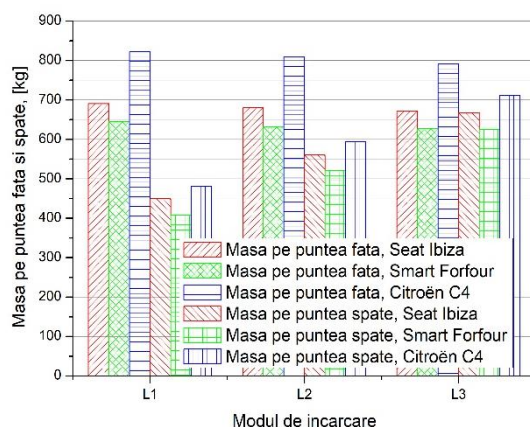


Fig. 2.35. Corespondența dintre modul de încărcare și masa distribuită pe punți (Seat Ibiza și Smart Forfour - clasa mică, B; Citroën C4 - clasa compact, C). L1 - neîncărcat; L2 - încărcat (100 kg în portbagaj); L3 - încărcat (200 kg în portbagaj).

sistemului de frânare, precum și a numărului de frânări în mediul urban, s-au utilizat aplicații *Android*, iar pentru măsurarea decelerațiilor s-a utilizat [52] aplicația *Accelerometer Monitor*. Datele stocate pe cardul de date al unității de înregistrare, permit prelucrarea lor și reprezentarea grafică a variației accelerațiilor în timp [52].

Traseul urban, pe care s-au efectuat măsurătorile, a fost în lungime de 5,8 km intens circulat [52]. Dispozitivul de înregistrare a fost

Măsurătorile experimentale [52] din cadrul procesului de frânare au fost efectuate atât în mediu urban, pe trasee frecvent circulat, cât și pe platou/pistă de încercare.

Datele privind traseul parcurs, poziția, vitezele de deplasare, precum și duratele de desfășurare a testelor s-au obținut cu ajutorul aplicației *Android Sports Tracker* care utilizează senzorul GPS al smartphone-ului [52]. Pentru determinarea ratelor de utilizare a

fixat pe un suport montat în interiorul autoturismelor supuse testelor [52]. Măsurătorile au fost realizate [52] de două ori pentru fiecare din orele de desfășurare a încercărilor (7:50; 16:00; 22:00), în luna Mai 2015. În alegerea orelor pentru efectuarea măsurătorilor s-a avut în vedere obținerea unor date pentru niveluri diferite ale traficului rutier și astfel, determinarea frecvenței de utilizare a frânei de serviciu în condiții similare cu cele reale. Datele colectate [52] în urma măsurătorilor au constituit bazele stabilirii parametrilor de efectuare a încercărilor de frânare. Frecvența de folosire a frânei de serviciu, în mediul urban, este proporțională cu densitatea rutieră a traseului parcurs.

Alegerea parametrilor și a traseului [52]. Pe baza datelor obținute în cadrul testelor din mediul urban s-au stabilit vitezele de încercare (20 km/h, 30 km/h, 40 km/h, 50 km/h, 60 km/h) pentru obținerea spațiului de frânare. Traseul pentru desfășurarea testelor a fost ales astfel încât acesta să permită atingerea vitezei maxime de 60 km/h, precum și spațiul de frânare necesar pentru oprirea completă de la această viteză.

Modul de efectuare al încercărilor și al măsurătorilor [52]. Perioada de realizare a încercărilor a fost 05-06.05.2015, cu o temperatură a mediului ambiant de 18-19 °C. Amenajarea traseului a presupus stabi-



Fig. 2.36. Amenajarea traseului.

lirea dimensiunilor unei piste de încercare în lungime totală de 80 m, delimitată cu marcaj reflectorizant (Fig. 2.36). Marcajul de începere a frânării a fost stabilit la distanța de

50 m față de linia de start, spațiul efectiv de oprire fiind măsurat de la marcajul de începere a frânării și până la partea din față a autoturismului oprit. Parametrii în funcție de care s-a ținut seama la determinarea distanțelor necesare frânării până la oprire [52]: *suprafața de rulare din beton-asfalt în stare uscată/umedă; presiunea din pneuri (nominală, 0.22 MPa; scăzută, 0.15 MPa); tipul anvelopei folosite (de vară, de iarnă); starea de încărcare a autoturismului (neîncărcat; încărcat cu 100 kg; încărcat cu 200 kg, v. Fig. 2.35); influența sistemului ABS (utilizând ABS; ABS dezactivat); viteza de deplasare a autoturismului (20-60 km/h).*

Rezultatele obținute, cu interpretare grafică se referă la [52]:

- *testarea capacității de frânare a autoturismelor încercate (v. Tabelul 2.7) și influența unei mase suplimentare de 100 kg asupra distanței de frânare a acestora (Fig. 2.37, 2.38, 2.39) - din rezultatele obținute se poate constata că odată cu creșterea masei supli-*

mentare crește și distanța necesară opririi autoturismului, deci scade eficacitatea sistemului de frânare;

- *influența presiunii din pneuri asupra distanței de frânare* (Fig. 2.38) - încercările s-au realizat pentru autoturismul Citroën C4 (clasa compactă) neîncărcat; s-a constatat că reducerea mai pronunțată a presiunii din pneuri duce la creșterea distanței de frânare;
- *influența tipului de anvelopă asupra distanței de frânare* (Fig. 2.39) - încercările s-au realizat pentru autoturismul Citroën C4 neîncărcat, iar anvelopele utilizate au fost de vară și iarnă cu starea de uzură de 30%, dimensiunile și presiunea de umflare a acestora fiind conform celor din tabelul 2.7; s-a constatat că folosirea pneurilor necorespunzătoare cu sezonul (pneuri de iarnă - vara) duce la creșterea distanței necesare opririi autoturismului, deci la scăderea eficienței sistemului de frânare;
- *influența stării de încărcare a autoturismului, respectiv a stării suprafeței de rulare asupra distanței de frânare pentru diferite tipuri de anvelope* (Fig. 2.39, 2.40, 2.41); rezultatele obținute arată că distanța de frânare crește proporțional cu creșterea masei suplimentare a autoturismului, indiferent de tipul pneului folosit sau de starea suprafeței de rulare, iar o suprafață de rulare umedă determină o creștere considerabilă a distanței de frânare;

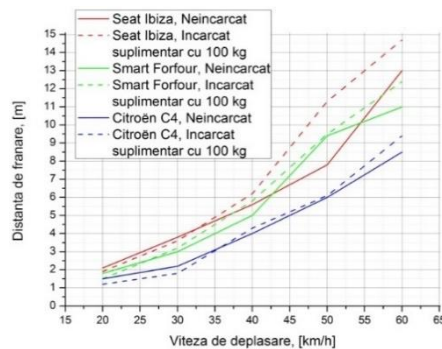


Fig. 2.37. Influența încărcării suplimentare asupra distanței de oprire a autoturismelor, în cazul echipării cu anvelope de vară, suprafață de rulare uscată.

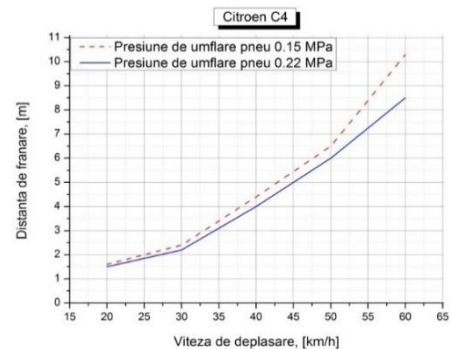


Fig. 2.38. Variația distanței de oprire în funcție de presiunea de umflare, în cazul autoturismului Citroën C4 neîncărcat, echipat cu anvelope de vară, suprafață de rulare uscată.

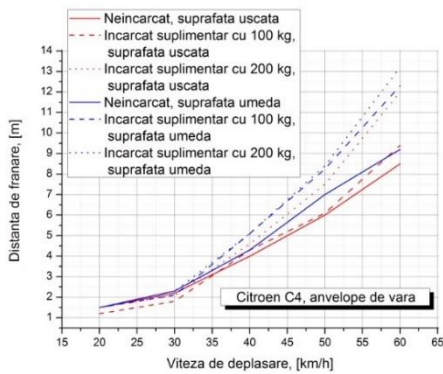


Fig. 2.39. Variația distanței de frânare în funcție de încărcarea autoturismului Citroën C4, în cazul echipării cu anvelope de vară, pe suprafață de rulare uscată, respectiv umedă.

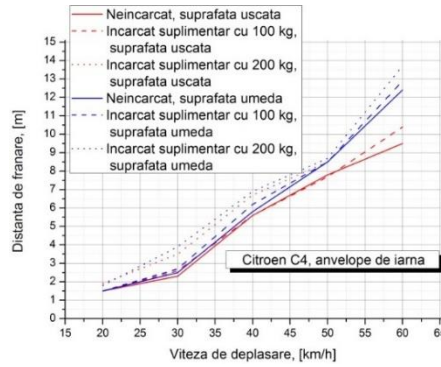


Fig. 2.40. Variația distanței de frânare în funcție de încărcarea autoturismului Citroën C4, în cazul echipării cu anvelope de iarnă, pe suprafață de rulare uscată, respectiv umedă.

- influența sistemului de anti-blocare a roților asupra distanței de frânare (Fig. 2.42) - dezactivarea sistemului de anti-blocare a roților s-a realizat prin îndepărtarea siguranței corespunzătoare acestui sistem din cutia de siguranțe a autoturismului pe care s-au efectuat testele. Pe lângă creșterea spațiului de oprire, dezactivarea sistemului ABS sau lipsa acestuia a dus și la pierderea stabilității longitudinale a autoturismului. Din condiții dinamice, sarcina pe puntea din față este mai mare, iar dacă forțele de frânare sunt distribuite uniform, roțile punții din spate se blochează primele sau rămân blocate numai ele un timp suficient de mare, ca autoturismul să intre în derapaj.

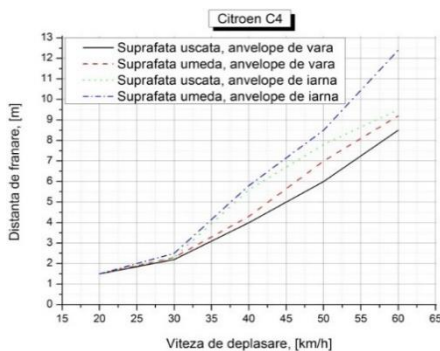


Fig. 2.41. Variația distanței de frânare în funcție de starea suprafeței de rulare pentru pneuri de vară/iarnă, în cazul autoturismului Citroën C4 neîncărcat.

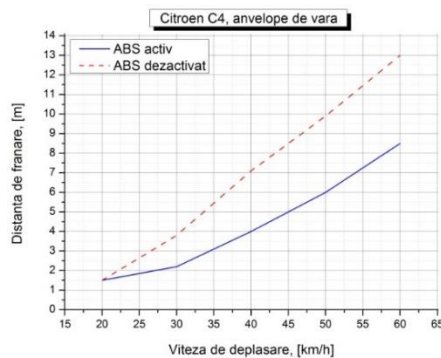


Fig. 2.42. Influența sistemului ABS asupra distanței de frânare, în cazul autoturismului Citroën C4 neîncărcat, echipat cu anvelope de vară.

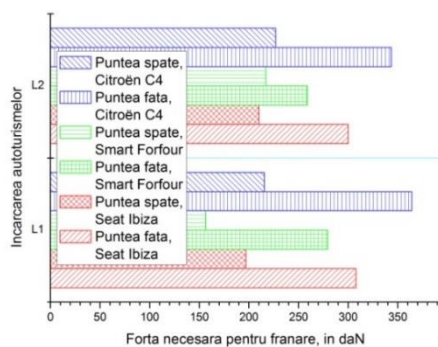


Fig. 2.43. Forța de frânare pe punți în funcție de încărcarea autoturismelor. L1 - neîncărcat; L2 - încărcat (100 kg în portbagaj).

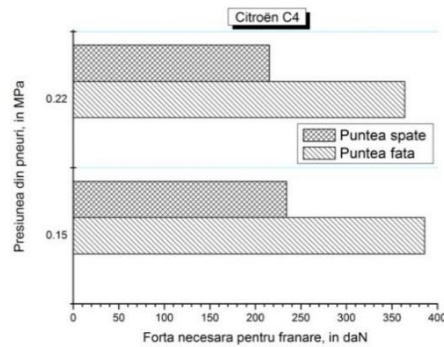


Fig. 2.44. Forța de frânare pe punți în funcție de presiunea din pneuri, în cazul autoturismului Citroën C4.

Pentru determinarea forțelor necesare frânării autoturismelor testate, s-au considerat aceleași situații de încărcare ca cele de la testele pentru determinarea distanței de frânare.

În urma măsurărilor efectuate în cadrul testelor în laborator, s-au obținut rezultate referitoare la [52]:

- distribuția forțelor de frânare în cazul autoturismelor luate în studiu, în funcție de încărcarea acestora (Fig. 2.43);
- distribuția forțelor necesare de frânare pe punți, în funcție de presiunea din pneuri (Fig. 2.44).

2.2.7. Evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculelor

În lucrarea [56], este prezentat un studiu analitic, prin modelare numerică, privind evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculelor. La dezvoltarea modelului numeric utilizat s-a ținut seama de: forțele care acționează asupra autovehiculului aflat viraj; influența poziției centrului de greutate al autovehiculului, cât și a greutății acestuia, asupra vitezei de deplasare și a stabilității transversale a lui; influența unghiului de înclinare transversală a drumului asupra vitezei de deplasare și a stabilității autovehiculului; influența razei de viraj asupra vitezei de deplasare și a stabilității autovehiculului. În studiu sunt luate în considerare aspecte referitoare la diferite înclinări transversale ale drumului, diferite raze ale traiectoriei, diferite viteze de deplasare, precum și parametrii principali ai autovehiculului luat în studiu. Rezultatele obținute sunt sub formă grafică și surprind parame-

trii stabilității transversale a autovehiculului - la răsturnare, prin efectul aderenței transversale, în cazul profilului transversal cu pantă unică și în cazul profilului transversal cu două versante plane.

Pentru evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculelor, s-au dezvoltat modele de calcul numeric în care se țin seama de fenomenele fizice care au loc la deplasarea acestora în diferite condiții de exploatare și care permit utilizatorului obținerea rezultatelor urmărite, cu interpretări grafice [56]. Algoritmul de calcul numeric, elaborat [56] în programul MathCAD, poate fi adaptat pentru orice tip de autovehicul, precum și diferitelor condiții de exploatare.

Dintre variabilele utilizate în cadrul modelului numeric, se menționează [56]:

- coeficientul φ de aderență longitudinală și coeficientul φ_{y_k} de aderență transversală, prin natura și starea căii de rulare ($k=1\dots 2$ - variabila care caracterizează drumul considerat: $k=1$ - pentru drum din asfalt uscat, $k=2$ - pentru drum din asfalt umed murdar);
- înălțimea centrului de greutate al autovehiculului, $h_g \approx 0,21 \cdot A$;
- raza de viraj, R_i , ($i=1\dots 3$ - variabila care caracterizează raza de viraj: $i=1$ - pentru rază de 100 m, $i=2$ - pentru rază de 200 m, $i=3$ - pentru rază de 300 m);
- unghiul de înclinare transversală a drumului, β_j ($j=1\dots 4$ - variabila care caracterizează înclinare transversală a drumului: $j=1$ - pentru unghi de 1° , $j=2$ - pentru unghi de 2° , $j=3$ - pentru unghi de 3° , $j=4$ - pentru unghi de 4°);
- viteza de deplasare a autovehiculului, $v_a = 10, 20, \dots, v_{max}$, în km/h.

Evaluarea parametrilor stabilității transversale la răsturnare a autovehiculului [56]. Pentru stabilirea criteriilor de stabilitate transversală se consideră autovehiculul în viraj, pe un drum cu înclinarea transversală β . Răsturnarea transversală a autovehiculului se produce în raport cu punctul C (v. Fig. 2.23) [9, 47, 56]. Considerând că viteza autovehiculului v și raza de viraj R sunt constante, pe baza ecuației de momente față de punctul de răsturnare C, ținând seama de expresia (2.45) a forței F_{iy} de inerție, prin condiția de menținere a stabilității transversale la răsturnare la limită ($Z_D = 0$), se obține unghiul limită de înclinare transversală a drumului β_r , la care stabilitatea transversală la răsturnare a vehiculului este la limită, răsturnarea autovehiculului la acest unghi fiind posibilă în orice moment [56]:

$$\beta_{r_i, v_a} = \arctg \left(\frac{\frac{v_a^2}{g \cdot R_i} - \frac{E}{2 \cdot h_g}}{1 + \frac{v_a^2}{g \cdot R_i} \cdot \frac{E}{2 \cdot h_g}} \right). \quad (2.65)$$

Viteza limită v_{cr} de deplasare a autovehiculului aflat în viraj, pe un drum cu înclinare transversală, la care nu are loc, dar poate începe răsturnarea laterală, este dată de relația [56]:

$$v_{cr_{i,j}} = \sqrt{\frac{g \cdot R_i \cdot \left(\frac{E}{2 \cdot h_g} + \text{tg} \beta_j\right)}{1 - \frac{E}{2 \cdot h_g} \cdot \text{tg} \beta_j}}. \quad (2.66)$$

Răsturnarea transversală a autovehiculului este posibilă în condițiile arătate mai sus, dacă nu este precedată de alunecarea laterală (derapare) [56].

Evaluarea parametrilor stabilității transversale la derapare a autovehiculului [56]. Considerând că viteza autovehiculului v_a și raza de viraj R sunt constante, pe baza condiției de menținere a stabilității transversale la derapare ($\varphi_y \cdot (Z_s + Z_d) \geq Y_1 \cdot \cos \theta + Y_2$) [14, 35, 56, 58, 59] (v. Fig. 2.23), ținând seama de expresia forței F_{iy} , se obține unghiul limită de înclinare transversală a drumului β_d , la care stabilitatea transversală la derapare este la limită (la acest unghi, autovehiculul încă își menține stabilitatea transversală la derapare, dar deraparea laterală a acestuia este posibilă în orice moment) [56]:

$$\beta_d(i, k, v_a) = \text{arctg} \left(\frac{\frac{v_a^2}{R_i} - \varphi_{y_k} \cdot g}{g + \varphi_{y_k} \cdot \frac{v_a^2}{R_i}} \right), \quad (2.67)$$

în care φ_y este coeficientul de aderență transversală ($\varphi_y \approx 0,8 \cdot \varphi$).

Viteza limită v_{cr_d} de deplasare a unui autovehicul aflat în viraj, pe un drum cu înclinare transversală, la care nu are loc, dar poate începe deraparea (alunecarea laterală), este dată de relația [56]:

$$v_{cr_d}(i, k, j) = \sqrt{\frac{g \cdot R_i \cdot (\varphi_{y_k} + \text{tg} \beta_i)}{1 - \varphi_{y_k} \cdot \text{tg} \beta_i}}. \quad (2.68)$$

Având în vedere că deraparea autovehiculului nu este atât de periculoasă ca răsturnarea, pe baza condiției ca alunecarea laterală să aibă loc înaintea răsturnării laterale ($v_{cr_d} < v_{cr_r}$ sau $\beta_d < \beta_r$) [35, 56, 58, 59], se obține:

$$\varphi_y < \frac{E}{2 \cdot h_g}. \quad (2.69)$$

Relația (2.69) este întotdeauna adevărată, chiar și la valori mari ale lui φ_y . În consecință [56], pierderea stabilității transversale a autovehiculului este caracterizată cel mai frecvent de alunecarea laterală și nu de răsturnarea transversală.

Condițiile de stabilitate transversală, arătate mai sus, sunt valabile în situația când la roțile autovehiculului nu acționează și forțe

tangențiale de tracțiune sau de frânare. În realitate, atât alunecarea laterală cât și răsturnarea transversală a autovehiculului au loc mai repede decât valorile obținute în condițiile respective.

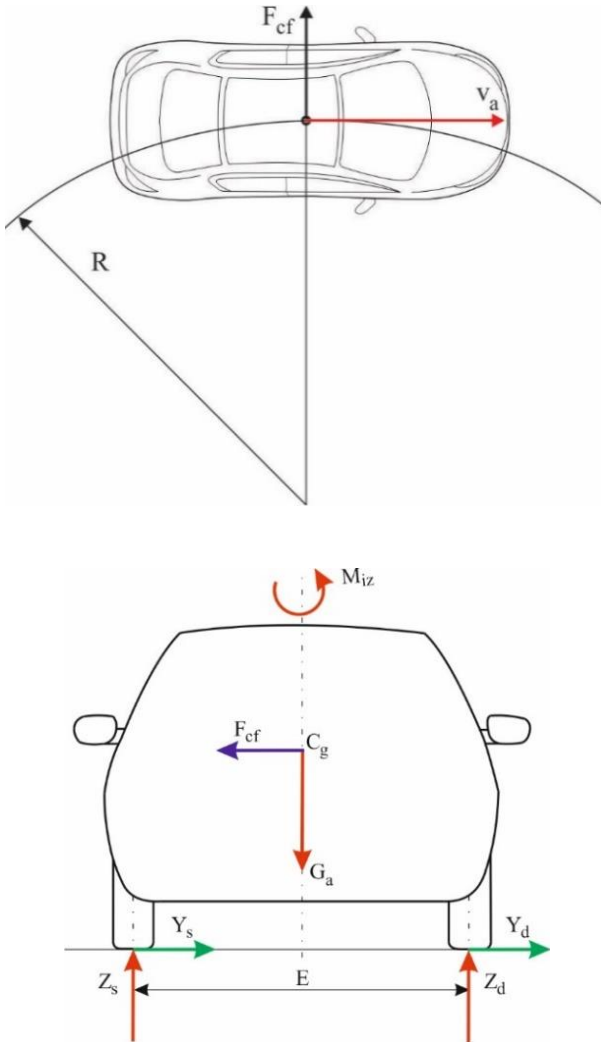


Fig. 2.45. Combaterea derapajului lateral prin acțiunea aderenței transversale.

Evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculului prin efectul aderenței transversale - combaterea derapajului lateral prin efectul aderenței transversale [56]. Asupra unui autovehicul ce parcurge un traseu curb de rază R, pe un drum fără înclinare transversală, acționează [14, 56] forța centrifugă F_{cf} , forța de aderență transversală sau laterală (Y_s+Y_d), reacțiunile normale ale drumului asupra roților (Z_s+Z_d) și greutatea sa G_a (Fig. 2.45) [56].

Pentru a preveni derapajul este necesar să fie îndeplinită condiția [14, 56]:

$$F_{cf} \leq (Y_s + Y_d). \quad (2.70)$$

La limită, raza traseului parcurs de autovehicul se determină cu relația [14, 56]:

$$R_{t_{k,v_a}} = \frac{v_a^2}{\varphi_{y_k} \cdot g}, \quad (2.71)$$

$$v_{at_{i,k}} = \sqrt{\varphi_{y_k} \cdot g \cdot R_i}, \quad (2.72)$$

unde: R se exprimă în m, v - în m/s, iar g - în m/s².

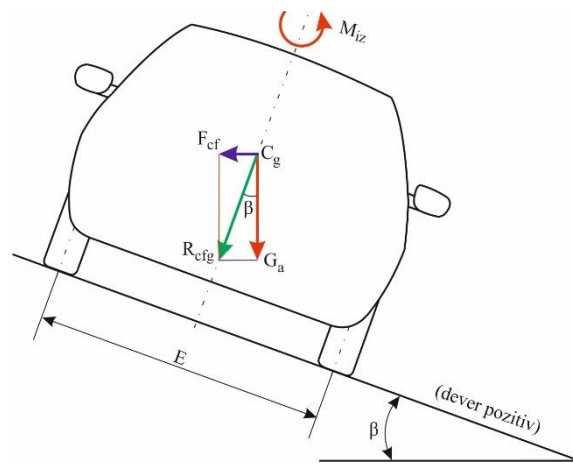


Fig. 2.46. Asigurarea stabilității autovehiculului în curbă prin supraînălțare.

Evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculului în cazul profilului transversal cu pantă unică - combaterea derapajului lateral prin supraînălțarea căii de rulare [56]. Teoretic, înclinarea transversală (deverul) unică a drumului care ar anihila complet efectul forței centrifuge fără a considera și contribuția frecării (aderenței) între roți și calea de rulare

(supraînălțarea teoretică sau ideală), ar fi [14, 56] aceea pentru care rezultanta R_{cfg} a celor două forțe F_{cf} și G_a ar acționa normal pe suprafața căii de rulare (Fig. 2.46) [56] și deci, componenta paralelă cu drumul (calea de rulare), care produce derapajul, ar fi nulă. Pentru vehiculele care circulă cu viteze mai mici, rezultanta R_{cfg} nu mai este perpendiculară pe suprafața căii de rulare, ci este dirijată spre interior, iar în acest caz, apare tendința de derapare sau de răsturnare spre interiorul curbei. Din această cauză supraînălțarea căii de rulare este limitată. În acest caz, supraînălțarea rezultă astfel [14, 56]:

$$p_{\beta}[\%] = 100 \cdot \operatorname{tg} \beta = 100 \cdot \frac{F_{cf}}{G_a} = 100 \cdot \frac{m_a v_a^2}{R} \cdot \frac{1}{m_a g} = 100 \cdot \frac{v_a^2}{g \cdot R'} \quad (2.73)$$

unde: R se exprimă în m ; v_a - în m/s ; g - în m/s^2 .

Din relația (2.73), rezultă [14, 56] raza traseului parcurs de autovehicul, conform relației:

$$R_{s_j, v_a} = \frac{v_a^2}{g \cdot p_{\beta_j}[\%]} \cdot 100, \text{ în } m, \quad (2.74)$$

$$v_{as_{i,j}} = \sqrt{\frac{g \cdot R_i \cdot p_{\beta_j}[\%]}{100}}, \text{ în } m/s. \quad (2.75)$$

Practic însă, combaterea derapajului lateral numai prin supraînălțare nu este posibilă, deoarece conduce la valori exagerate ale înclinării transversale [14, 56].

Derapajul trebuie combătut prin acțiunea simultană a supraînălțării căii de rulare și aderenței dintre roțile autovehiculului și drum (pentru a ajunge la rezultate satisfăcătoare, care să corespundă situațiilor reale, trebuie luate în considerare, simultan, atât frecarea cât și

supraînălțarea). Cu cât contribuția frecării (aderenței) este mai mică în raport cu aceea a supraînălțării, cu atât condițiile de confort în circulație sunt mai bune [56].

Evaluarea parametrilor stabilității transversale a autovehiculului în cazul profilului transversal cu două versante plane - combaterea derapajului lateral atât prin efectul aderenței transversale cât și prin supraînălțarea căii de rulare [56]. În acest caz, circulația autovehiculelor pe banda exterioară se realizează pe deverul negativ, înclinarea căii favorizând derapajul (Fig. 2.47) [14, 56]. În curbe, deverul provoacă înclinarea autovehiculelor către interiorul acestora. Ca o consecință, apar componente ale greutății și forței centrifuge, paralele și perpendiculare la suprafața drumului. De asemenea, între roți și calea de rulare iau naștere forțele de aderență laterală.

În cazul deplasării autovehiculului pe drum cu dever pozitiv/negativ (v. Fig. 2.47), din condiția de stabilitate la mișcarea acestuia în curbă, $Y_1 \cdot \cos \theta + Y_2 \leq \varphi_y \cdot (Z_s + Z_d)$ [14, 56], rezultă:

$$F_{cf} \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta \leq \varphi_y \cdot (G_a \cdot \cos \beta + F_{cf} \cdot \sin \beta), \quad (2.76)$$

în cazul deverului pozitiv și,

$$F_{cf} \cdot \cos \beta + G_a \cdot \sin \beta \leq \varphi_y \cdot (G_a \cdot \cos \beta - F_{cf} \cdot \sin \beta), \quad (2.77)$$

în cazul deverului negativ.

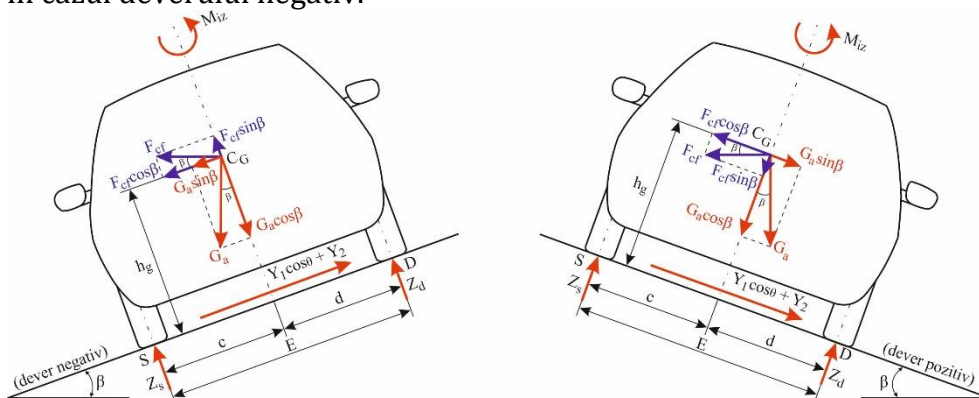


Fig. 2.47. Asigurarea stabilității autovehiculului în curbă, în cazul profilului transversal cu două versante plane (circulația și pe deverul negativ). F_{cf} - forța centrifugă.

Pentru valori mici ale unghiului β , pot fi luate în considerare aproximările [14]: $\cos \beta \cong 1$, iar $\sin \beta \cong \tan \beta \cong p_\beta$, unde p_β este supraînălțarea (deverul), $p_\beta = \frac{p_\beta [\%]}{100}$. Astfel, pentru combaterea derapajului, în cazul deverului pozitiv/negativ, se poate utiliza relația [14, 56]:

$$F_{cf} \mp G_a \cdot p_\beta \leq \varphi_y \cdot G_a \pm \varphi_y \cdot F_{cf} \cdot p_\beta, \quad (2.78)$$

dar produsul ($\varphi_y \cdot F_{cf} \cdot p_\beta$), fiind foarte mic, se poate neglija.

Atunci, pentru combaterea derapajului, în cazul deverului pozitiv/negativ, este nevoie să fie îndeplinită condiția [14, 56]:

$$\frac{G_a \cdot v_a^2}{g \cdot R} \mp G_a \cdot p_\beta \leq \varphi_y \cdot G_a, \quad (2.79)$$

$$\frac{v_a^2}{g \cdot R} \leq \varphi_y \pm p_\beta, \quad (2.80)$$

$$R_{dn}^p(j, k, v_a) \geq \frac{v_a^2}{g \cdot (\varphi_{yk} \pm p_{\beta_j})}, \quad (2.81)$$

$$v_{crdn}^p(i, k, j) \leq \sqrt{g \cdot R_i \cdot (\varphi_{yk} \pm p_{\beta_j})}, \quad (2.82)$$

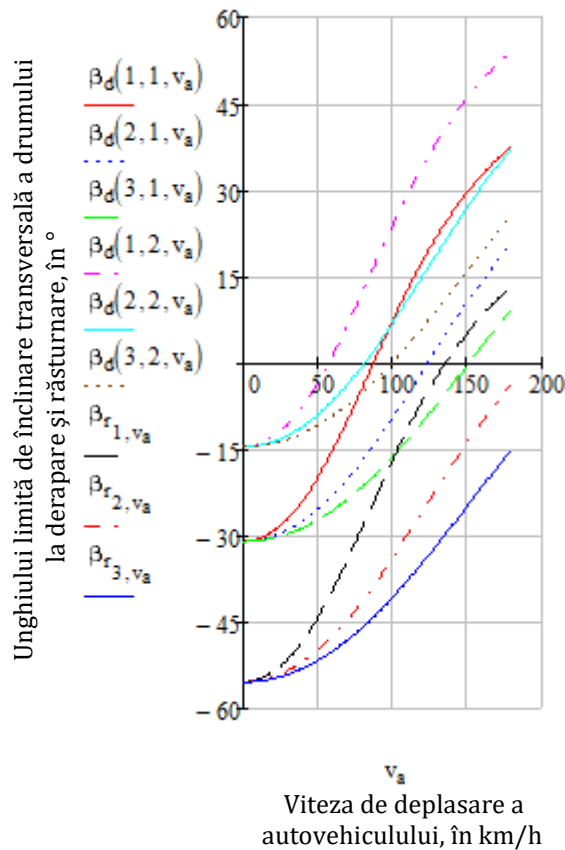


Fig. 2.48. Variația unghiului limită de înclinare transversală a drumului la derapare și răsturnare, în funcție de raza de viraj și viteza de deplasare a autovehiculului, în cazul diferitelor drumuri considerate.

În relațiile (2.81) și (2.82), semnul (+) corespunde deverului pozitiv, iar (-) deverului negativ, (g - în m/s^2 ; v_a - în m/s).

Modelul de calcul numeric dezvoltat [56] permite obținerea de rezultate cu interpretare grafică. Pentru exemplificare, în figura 2.48 [56] este surprinsă variația unghiurilor limită de înclinare transversală a drumului la derapare β_d și răsturnare β_r în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului și raza de viraj a traseului.

Având în vedere că deraparea autovehiculului nu este atât de periculoasă ca și răsturnarea acestuia, se dorește ca răsturnarea să fie precedată de derapare. Dacă valoarea unghiului de înclinare transversală a drumului crește, vitezele

limită de deplasare a autovehiculului în viraj, la care nu are loc, dar poate începe oricând deraparea/răsturnarea, cresc (v. Fig. 2.48).

Alte rezultate surprinse în [56] se referă la:

- variația vitezei limită a autovehiculului în viraj, pe un drum cu înclinare transversală, la care poate începe răsturnarea laterală, respectiv deraparea (pentru diferite stări ale drumului), în funcție de raza de viraj și de unghiul de înclinare transversală a drumului, rezultatele obținute arătând că viteza limită la care poate începe răsturnarea $v_{cr,r}$ este mai mare decât viteza limită la care poate începe deraparea $v_{cr,d}$, fapt care indică că autovehiculul va derapa înainte de a se răsturna, dar și că vitezele $v_{cr,r}$, respectiv $v_{cr,d}$, cresc odată cu înclinarea transversală a căii de rulare, cu panta urcând spre exteriorul curbei, considerent de care trebuie să se țină seama în construcția drumurilor pentru optimizarea porțiunilor căii de rulare cu înclinare transversală;
- variația razelor minime de viraj, la care poate începe deraparea laterală a autovehiculului, pe un drum cu înclinare transversală cu *dever pozitiv/negativ*, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului, în cazul diferitelor drumuri considerate și înclinări transversale ale acestora;
- variația vitezei limită a autovehiculului în viraj, la care poate începe deraparea laterală, pe un drum cu înclinare transversală cu *dever pozitiv/negativ*, în funcție de unghiul de înclinare transversală a drumului, în cazul diferitelor drumuri considerate și raze de viraj, respectiv în funcție de raza de viraj, în cazul diferitelor drumuri considerate și unghiuri de înclinare transversală ale acestora, rezultatele obținute arătând că viteza limită de derapare în viraj a autovehiculului, în cazul deverului pozitiv crește odată cu creșterea unghiului de înclinare transversală a drumului, iar în cazul deverului negativ, aceasta scade odată cu creșterea unghiului de înclinare transversală a drumului.

În cazul stabilității transversale la răsturnare a autovehiculului, odată cu creșterea unghiului limită de înclinare transversală a căii de rulare, crește și viteza critică de deplasare a autovehiculului, cele două mărimi (unghiul de înclinare și viteza de deplasare) aflându-se într-o relație de proporționalitate. În cazul stabilității transversale a autovehiculului, prin efectul aderenței transversale, viteza de deplasare a acestuia este influențată direct de raza de viraj a traseului parcurs de autovehicul, aceeași influență având loc și în situația profilului transver-

sal cu pantă unică, respectiv cu două versante plane, cu mențiunea că în aceste cazuri se ia în considerare și unghiul de înclinare transversală a drumului [56].

Identificarea limitelor de menținere a stabilității autovehiculelor, în diferite condiții de exploatare a lor, conduce spre o nouă posibilitate de îmbunătățire a performanțelor acestora.

În lucrarea [54], este prezentat un studiu, prin modelare numerică, privind evaluarea parametrilor stabilității transversale a vehiculelor de tip Segway. La dezvoltarea modelelor numerice utilizate s-a ținut seama de [54]: modul de funcționare al vehiculului cu două roți amplasate coaxial, de tip Segway; influența presiunii din pneu asupra razei dinamice a vehiculului și a vitezei de deplasare; forțele care acționează asupra vehiculului aflat viraj; influența turației motoarelor electrice asupra vitezei de deplasare a vehiculului de tip Segway; influența înălțimii centrului de greutate al utilizatorilor, cât și a greutății acestora, asupra vitezei de deplasare și a stabilității transversale a vehiculului; influența unghiului de înclinare transversală a drumului asupra vitezei de deplasare și a stabilității vehiculului. În studiu sunt luate în considerare aspecte referitoare la diferite înclinări transversale ale drumului, diferite raze ale traiectoriei, diferite viteze de deplasare, parametrii principali ai vehiculului de tip Segway luat în studiu și diferiți utilizatori - bărbat/femeie 5%, 50%, 95% (*bărbat/femeie 5% - dimensiunile antropometrice sunt mai mici ca la 95% din populația adultă masculină/feminină; bărbat/femeie 50% - dimensiunile antropometrice reprezintă media populației adulte masculine/feminine; bărbat/femeie 95% - dimensiunile antropometrice sunt mai mari ca la 95% din populația adultă masculină/feminină [1, 41]*). Rezultatele obținute [54] sunt sub formă grafică și surprind: forțele care iau naștere între pneul vehiculului și calea de rulare; parametrii stabilității transversale a vehiculului - la răsturnare; prin efectul aderenței transversale; în cazul profilului transversal cu pantă unică; în cazul profilului transversal al drumului cu două versante plane.

2.2.8. Studiu comparativ asupra comportamentului dinamic în viraj al autoturismelor din clase diferite, prin metode experimentale

În lucrarea [50], se prezintă un studiu - prin metode experimentale - asupra comportării autoturismelor din clase diferite la deplasarea în viraj, aceasta fiind o situație frecventă de pierdere a

controlului lor și producere a accidentelor rutiere. De asemenea, studiul [50] încearcă să ofere o imagine cât mai clară asupra modificării gradului de maniabilitate al autoturismelor în cazul diferitelor încărcări, astfel încât conducătorul auto să conștientizeze acest lucru, adaptându-și stilul de conducere atât la condițiile de drum cât și la condițiile de încărcare. Diferitele stări ale suprafeței căii de rulare determină variația coeficientului de aderență, acesta nemodificând doar limita la care apare deraparea, ci și comportamentul întregului autoturism până la atingerea acestei limite. În cadrul determinărilor experimentale [50], valorile parametrilor variați s-au ales astfel încât să caracterizeze cazuri reale, frecvent întâlnite, de exploatare a autoturismelor în procesul de virare, ținând seama de factorii care influențează deplasarea lor și tendința de rulare în curbe. Rezultatele obținute sunt cu interpretare grafică, oferind posibilitatea unui studiu comparativ al acestora.

Metodele de determinare a coeficientului de subvirare sunt standardizate în [68], fiind astfel concepute încât să permită obținerea unor rezultate similare în cazul repetării unui test în aceleași condiții. Acestea sunt în număr de patru, două din ele bazându-se pe menținerea constantă a vitezei (în cazul uneia variind raza de viraj, iar în cazul celeilalte unghiul de rotație al volanului), iar celelalte referindu-se la menținerea razei de viraj constante, respectiv la menținerea unghiului constant de rotație al volanului [16, 24, 50, 68, 72, 73].

În cadrul fiecărei metode există parametri constanți, variabili și care se măsoară sau se calculează [68]. Metodele vor produce rezultate echivalente cu condiția ca acestea să îndeplinească aceleași combinații de *viteză-unghi la volan-raza de viraj* [68]. Metodele de determinare a coeficientului de subvirare diferă prin spațiul necesar pentru testarea autoturismelor, abilitatea conducătorului auto și instrumentele necesare.

Metoda utilizată în determinările experimentale [50] ale parametrilor care influențează comportamentul autoturismelor în viraj este cea a *razei de viraj constante*, care constă în deplasarea autoturismului testat cu viteze diferite pe o traiectorie circulară de rază constantă și înregistrarea unghiului de compensare la volan necesar pentru păstrarea traiectoriei în funcție de valoarea vitezei.

Autoturismele utilizate (Citroën C4 1.6 HDI, Smart Forfour 1.3l, Seat Ibiza 1.4 16V, BMW 320 d E46) în cadrul determinărilor se aflau în stare bună în momentul testării, fără probleme la sistemele de direcție, funcționarea corectă a acestora fiind verificată în ultimii 1 000 km

parcurși de fiecare. Testele experimentale s-a desfășurat pe o platformă orizontală, în condițiile arătate în [50].

Scopul *măsurătorilor* a fost de a determina anumiți parametri de viraj ai autoturismelor *în funcție de presiunea din pneuri, încărcarea pe punți, natura și starea suprafeței de rulare și tipul pneului (de vară sau de iarnă)*. Pentru determinarea acestora s-au utilizat următoarele: *husă de volan gradată; telefon mobil; cameră foto sport MPMAN MPSC1; ruletă 10 m; sfoară 15 m; cretă pentru marcaj; aparat de măsurare a maselor repartizate pe punțile autoturismelor; aparat de măsurare ale unghiurilor de bracare ale roților directe în funcție de unghiul de rotație al volanului; saci umpluți cu nisip, având masa de 50 ± 1 kg, pentru modificarea încărcării punților autoturismului* [50].

Pentru determinarea caracterului *subvirator* sau *supravirator* al autoturismelor luate în studiu, utilizând *metoda razei de viraj constante*, s-a marcat un cerc cu raza de 15 m, măsurând în prealabil această distanță cu ruleta și ulterior s-a trasat cercul cu ajutorul cretei și sforii. Centrul acestuia a devenit centru instantaneu de viraj (CIV). Autoturismele au fost manevrate astfel încât să urmărească cercul, deplasându-se în exteriorul acestuia [50]. Pentru determinarea unghiurilor la care s-a rotit volanul s-au utilizat o husă gradată, un telefon mobil (comutat pe funcția de filmare cu camera din față) și un reper situat între volan și telefon (Fig. 2.49a). Astfel, pentru mersul rectiliniu, unghiul înregistrat a fost de zero grade [50].

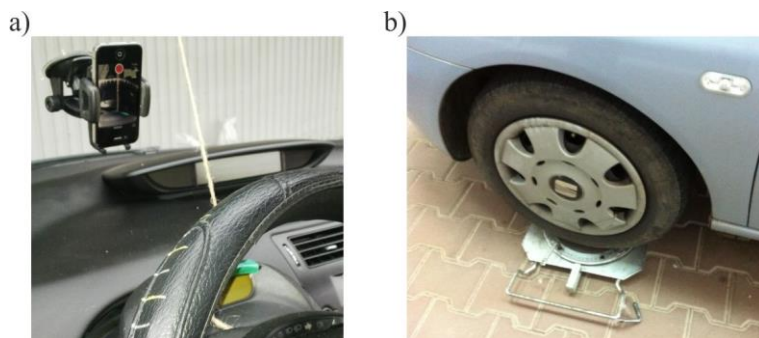


Fig. 2.49. Fazele măsurătorilor experimentale: Modul de măsurare al unghiului de rotație al volanului (a) și determinarea unghiurilor de bracare ale roților directe cu ajutorul platourilor rotative (b).

Fiecare autoturism s-a deplasat pe cercul trasat cu diferite viteze (5...40 km/h), valoarea maximă a acestora fiind determinată de pierderea controlului autoturismului (momentul în care acesta nu mai pot fi menținut pe traiectoria stabilită). Inițial, s-a determinat unghiul de

rotație al volanului necesar pentru deplasarea autoturismelor cu viteza de 5 km/h, după care s-a determinat unghiul de compensare la volan (v. Fig. 2.49a) necesar pentru menținerea traiectoriei în cazul creșterii vitezei de deplasare. Încercările s-au realizat cu diferite încărcări ale punților, cu presiuni diferite în pneuri, cu anvelope de vară sau iarnă și pe suprafață de rulare din asfalt uscat sau umed [50].

Încărcările pe punți, în funcție de masele suplimentare cu care au fost încărcate autoturismele supuse testelor, s-au determinat utilizând testerul de suspensii cu cântar de tip *Space APF 110*, comandat de către unitatea de comandă *Space PFC 750*, aflat în dotarea DART [50].

Pentru determinarea unghiurilor de bracare ale roților în funcție de unghiul de rotație al volanului s-au utilizat două platouri rotative (Fig. 2.49b) montate sub roțile directoare. Din poziția de mers rectiliniu, volanul s-a rotit spre stânga până la unghiul maxim de bracare și ulterior spre dreapta. Intervalul dintre două măsurători consecutive a fost de 30 de grade la volan, măsurate prin metoda prezentată în figura 2.49a [50].

Corespondența dintre valorile unghiurilor de rotație ale volanului și unghiul de bracare al roților punții față este surprinsă în figurile 2.50a,b,c,d [50].

Printre factorii care determină modificarea comportamentului autoturismului se numără: masa ce revine fiecărei punți, starea suprafeței de rulare, presiunea din pneuri și tipul anvelopei. În cadrul încercărilor s-au modificat parametrii menționați anterior și s-a urmărit comportamentul autoturismelor în viraj (Fig. 2.51...2.54) [50].

Diferitele încărcări ale punților s-au obținut prin utilizarea unor saci cu nisip cu masa de 50 ± 1 kg și în unele cazuri pasageri. Tabelul 2.8 surprinde corelația dintre masa indicată în figurile 2.53a,b,c,d și modul de încărcare al autoturismelor [50].

În urma derulării încercărilor și a prelucrării datelor s-au obținut rezultate [50] cu interpretări grafice, referitoare și la caracteristicile de virare pentru autoturismele considerate. Pentru exemplificare, în figurile 2.55a și 2.55b este surprins cazul autoturismului Seat Ibiza. Rezultatele obținute [50] confirmă caracterul subvirator al acestui autoturism.

Pe baza datelor obținute experimental se pot obține și rezultate cu interpretare grafică care să se illustreze variația unghiului de rotație al volanului și unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de accelerația laterală, conform recomandărilor [68]. Pentru exemplificare, în figurile 2.55c și 2.55d sunt surprinse asemenea rezultate [50] pentru cazul autoturismului Seat Ibiza, în cazul celorlalte autoturisme procedându-se analog.

Conform rezultatelor obținute [50] se poate constata că tipul sistemelor de direcție la autoturismele studiate este între Ackermann și paralel, roata din interiorul virajului fiind bracăată la un unghi de valoare mai mare decât cea din exteriorul acestuia (v. Fig. 2.50a,b,c,d).

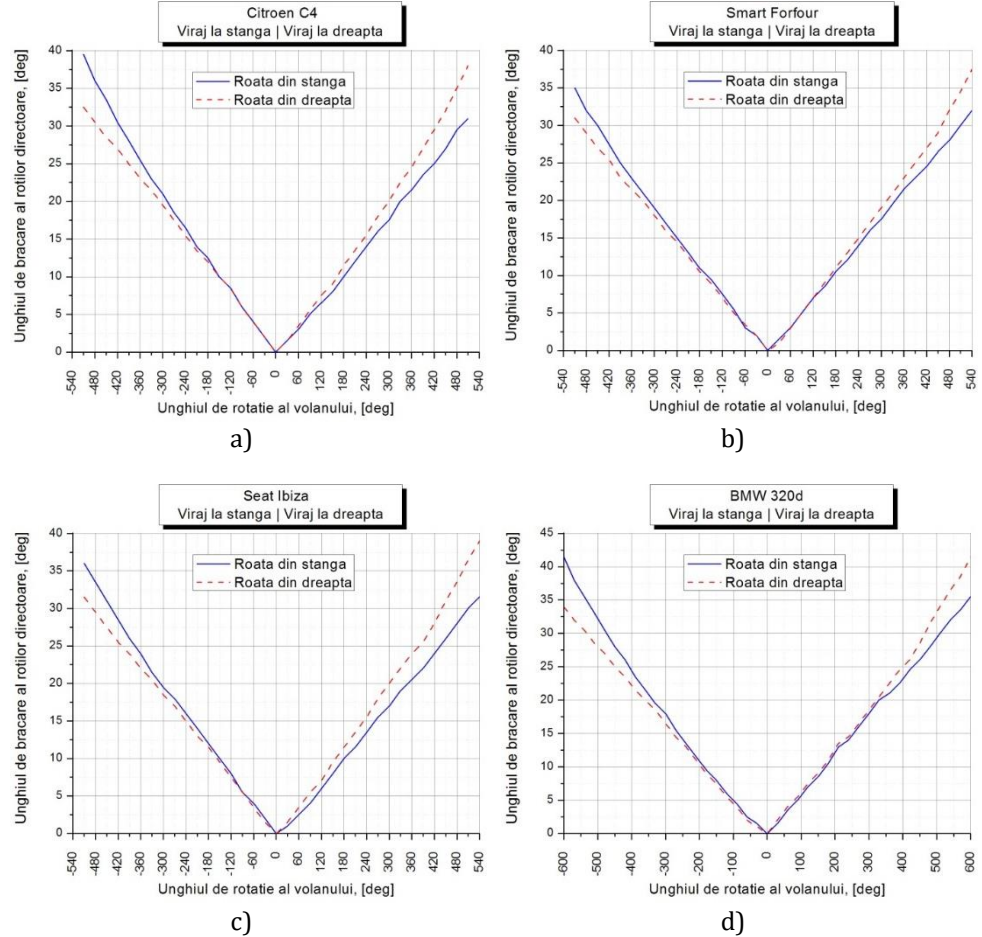


Fig. 2.50. Valoarea unghiurilor de bracare ale roților directoare în funcție de unghiul de rotație al volanului, pentru rotirea la stânga, respectiv la dreapta: în cazul autoturismului Citroën C4 (a); în cazul autoturismului Smart Forfour (b); în cazul autoturismului Seat Ibiza (c); în cazul autoturismului BMW 320d (d).

Comportamentul cel mai nefavorabil s-a obținut pentru încărcarea cu pasager în față dreapta, pasager în spate dreapta și un sac cu nisip cu masa de 50 kg în portbagaj, sau în cazul autoturismului Seat Ibiza acesta s-a obținut pentru încărcarea cu pasager și un sac, ambii fiind poziționați în față dreapta; primul caz de încărcare este frecvent întâlnit, cel de-al doilea caz având rolul de a evidenția tendința subviratoare a

autoturismelor în cazul în care crește masa repartizată pe puntea față (toate autoturismele studiate au avut în stare neîncărcată masa pe puntea față mai mare decât pe puntea spate).

Tabelul 2.8. Corespondența dintre modul de încărcare și masa repartizată pe punți.

Autoturism	Modul de încărcare	Masa-puntea față, [kg]	Masa-puntea spate, [kg]
Citroën C4	▪ Neîncărcat	823	481
	▪ Încărcat (150 kg în portbagaj)	808	641
	▪ Încărcat (pasager în dreapta față + pasager în dreapta spate + 50 kg în portbagaj)	884	643
Smart Forfour	▪ Neîncărcat	645	408
	▪ Încărcat (150 kg în portbagaj)	637	554
	▪ Încărcat (pasager în dreapta față + pasager în dreapta spate + 50 kg în portbagaj)	700	553
Seat Ibiza	▪ Neîncărcat	691	449
	▪ Încărcat (150 kg în portbagaj)	675	609
	▪ Încărcat (pasager în dreapta față + pasager în dreapta spate + 50 kg în portbagaj)	685	555
	▪ Încărcat (pasager în dreapta față + 50 kg în dreapta față)	734	596
BMW 320d	▪ Neîncărcat	745	700
	▪ Încărcat (100 kg în portbagaj)	727	818
	▪ Încărcat (pasager în dreapta față + pasager în dreapta spate + 50 kg în portbagaj)	795	867

Nivelul de maniabilitate al autoturismelor este superior pe o suprafață de rulare uscată în dauna uneia umede (v. Fig. 2.51a) și cu anvelope de vară în dauna celor de iarnă (pentru condițiile de testare prezentate) (v. Fig. 2.51b) [50]. Scăderea presiunii în pneurile roților punții față, în cazul autoturismelor la care motorul și puntea motoare sunt amplasate în față duce la reducerea unghiurilor de derivă (față de situația în care presiunile sunt aproximativ egale) odată cu creșterea vitezei de deplasare (v. Fig. 2.52b, Fig. 2.52c); în cazul autoturismelor cu motorul amplasat în față și puntea motoare în spate, fenomenul este invers, astfel maniabilitatea crește la scăderea presiunii din pneurile punții spate. Reducerea presiunii în pneurile punții spate în cazul autoturismului BMW 320 îmbunătățește maniabilitatea acestuia (v. Fig. 2.52d) [50].

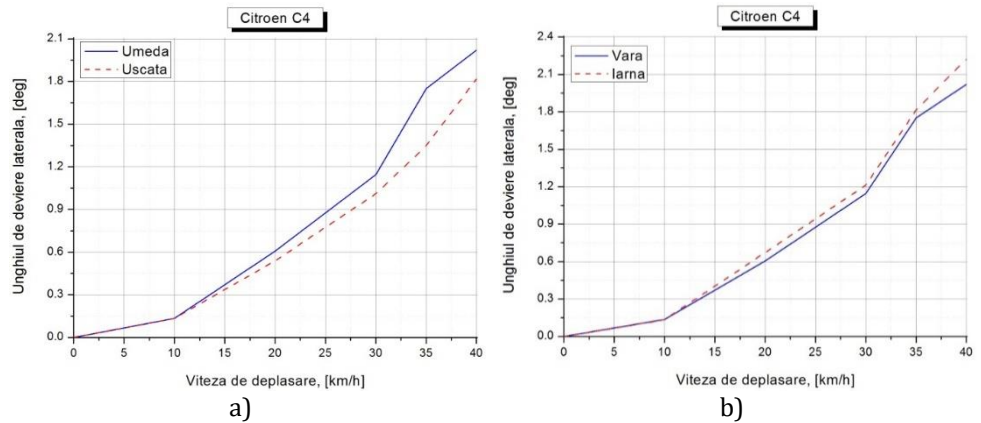


Fig. 2.51. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, în cazul autoturismului Citroën: pentru anvelope de vară în cazul suprafeței de rulare umede/uscate (a) și pentru anvelope de vară/iarnă în cazul suprafeței de rulare umede (b).

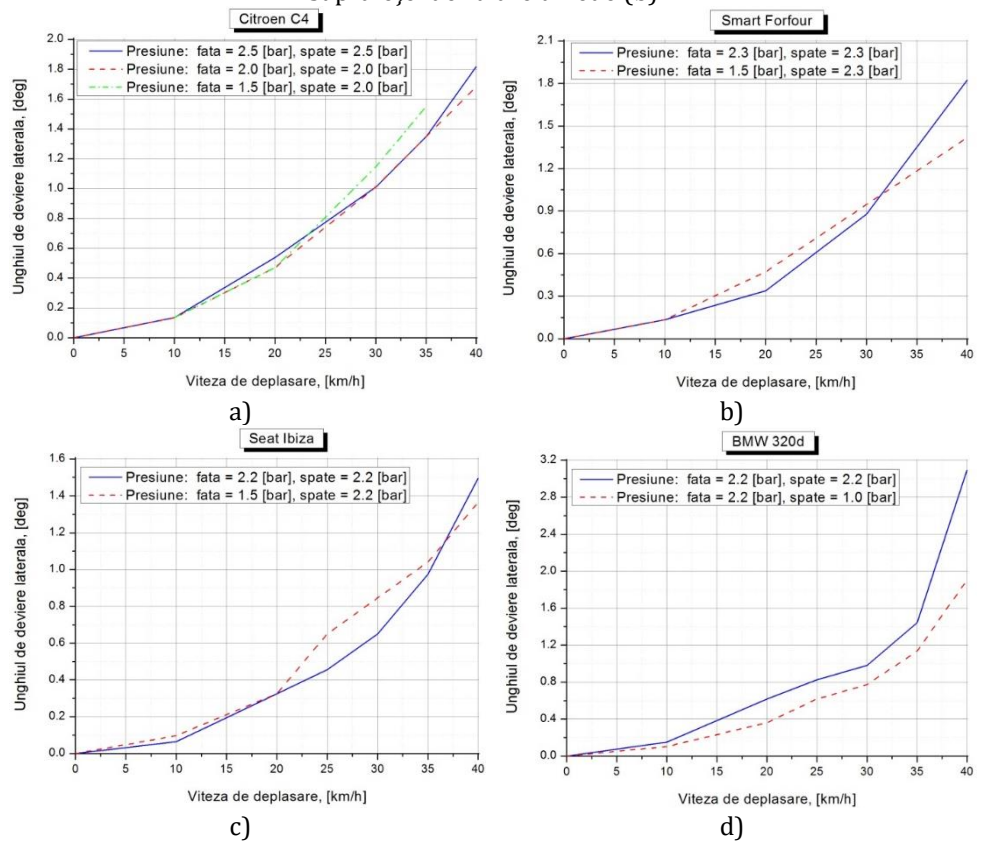


Fig. 2.52. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, pentru anvelope de vară în cazul diferitelor presiuni de umflare ale roților: pentru autoturismul Citroën C4 (a); pentru autoturismul Smart Forfour (b); pentru autoturismul Seat Ibiza (c) și pentru autoturismul BMW 320d (d).

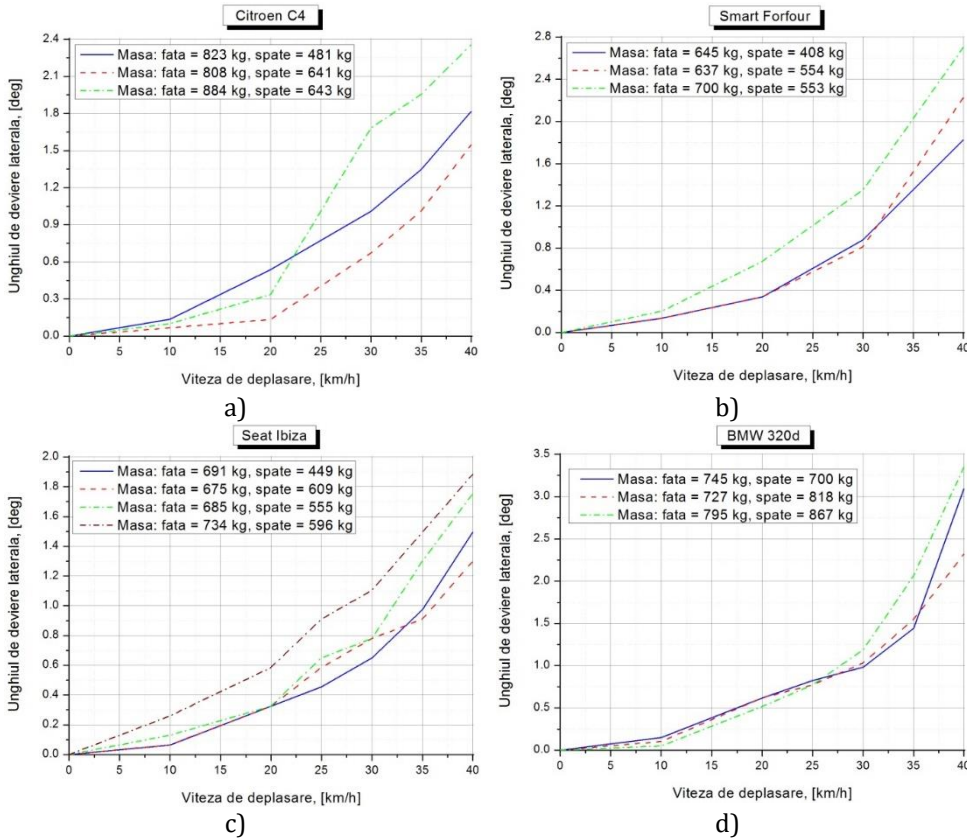


Fig. 2.53. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, pentru diferite repartizări ale masei pe punțile autoturismului: Citroen C4 (a); Smart Forfour (b); Seat Ibiza (c) și BMW 320d (d).

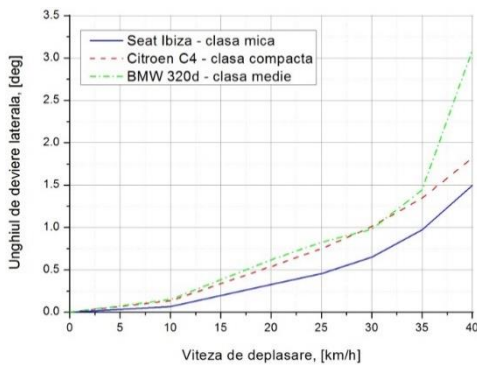


Fig. 2.54. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, pentru autoturisme de clase diferite, aflate în stare neîncărcată.

În cazul autoturismului BMW 320, cu toate că în două cazuri de încărcare masa repartizată pe puntea spate a fost mai mare decât cea repartizată pe puntea față, acesta și-a păstrat caracterul subvirator (v. Fig. 2.53d) [50]. Experimental, pentru starea neîncărcată, autoturismul de clasă mică (Seat Ibiza) a avut cele mai reduse unghiuri de derivă (v. Fig. 2.54) [50]. Modul de variație al parametrilor care influențează maniabilitatea

permite determinarea caracterului subvirator sau supravirator al autoturismelor (v. Fig. 2.55a și 2.55b) [50].

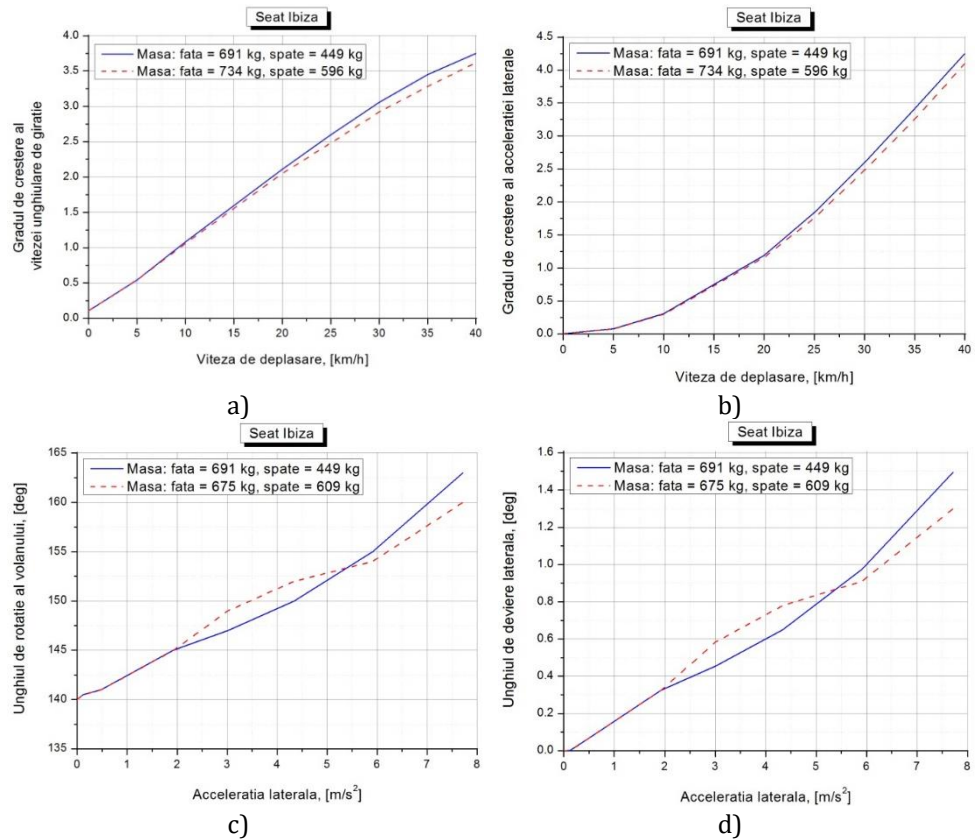


Fig. 2.55. Caracteristicile de subvirare pentru autoturismul Seat Ibiza, în cazul diferitelor repartizări ale masei pe punțile acestuia: gradul de creștere al vitezei unghiulare de giratie în funcție de viteza de deplasare (a); gradul de creștere al accelerației laterale în funcție de viteza de deplasare (b); variația unghiului de rotație al volanului în funcție de accelerația laterală (c) și variația unghiului de deviere laterală în funcție de accelerația laterală (d).

2.2.9. Evaluarea parametrilor dinamici ai autovehiculelor, prin simulare computerizată

În lucrarea [10], s-a urmărit evaluarea forțelor laterale ce apar la contactul dintre pneu și drum în cazul subpresiunilor, suprapresiunilor și presiunilor optime de umflare ale anvelopelor unui autoturism (Porsche 911 Turbo) care rulează pe un circuit, prin simulare computerizată cu ajutorul programului *IPG CarMaker*. Interfața grafică principală a software-ului utilizat, se regăsește în figura 2.56 [10].

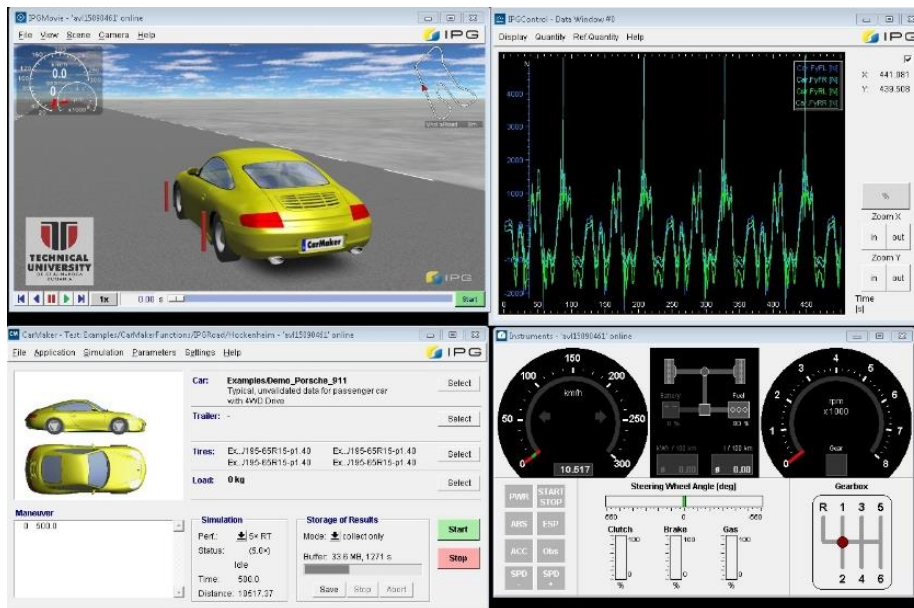


Fig. 2.56. Interfața grafică din programul de simulare IPG CarMaker.

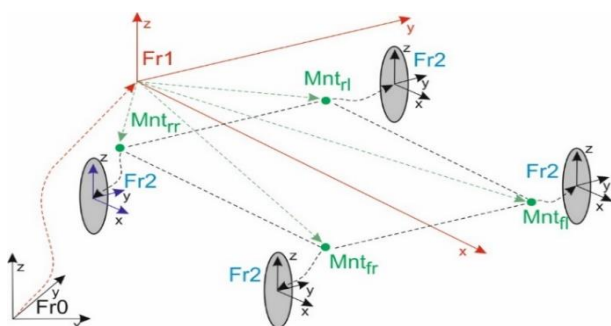


Fig. 2.57. Sistemul de axe din programul IPG CarMaker.

În software-ul IPG CarMaker, sunt utilizate trei sisteme principale de axe (Fig. 2.57) [66]: Fr0 - sistem de axe inerțiale, origine fixă (0.x.y); Fr1 - sistem de axe care respectă convenția ISO, unde (x) indică direcția de deplasare a autovehiculului (înainte), (y) spre stânga și (z) deplasare în plan vertical; Fr2 - sistem de axe unde (0) este centrul roților, (x) direcția de deplasare a autovehiculului (înainte), (y) mișcarea în jurul axei roții și (z) mișcarea pe verticală a roții.

Pentru fiecare roată există un punct de montare (Mnt) definit în sistemul Fr1 [10].

Forța laterală la roți a fost analizată pe un circuit de viteză Hockenheimring (Germania) - 2,63 km (drum de asfalt uscat), pentru trei presiuni de umflare diferite ale pneurilor: 1,4 bar, 2,2 bar (presiune nominală) și 2,9 bar [10]. În figura 2.58 [10], este surprinsă evoluția forței laterale pentru toate roțile autoturismului și pentru cele trei

presiuni cu care s-au realizat simulările (FL-față stânga, FR-față dreapta, RL-spate stânga, RR-spate dreapta).

În cazul presiunii de umflare de 1,4 bar, s-a constatat o tendință de creștere a forțelor laterale ce apar la toate roțile autoturismului, iar la presiuni de 2,2 bar și 2,9 bar, forțele laterale ce apar la roți au valori apropiate [10]. În figura 2.59 [10] sunt surprinse forțele laterale la roata dreapta față, pentru cele trei presiuni de umflare ale anvelopelor. Forța laterală la roată este mai mare în cazul presiunilor de umflare de 1,4 bar, cu până la 1 000 N, ajungând în viraje mai strânse la valori maxime de aproximativ 5 000 N [10]. Valorile maxime ale forței laterale la roată, pentru presiuni de 2,2 bar și 2,9 bar, au valori foarte apropiate, ajungând la valori maxime de aproximativ 4 000 N [10].

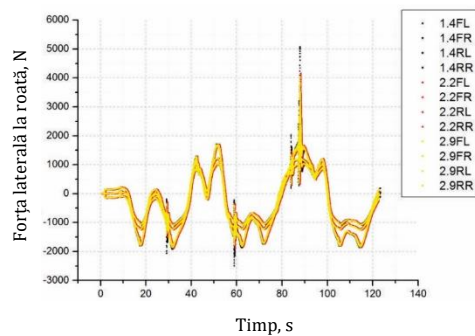


Fig. 2.58. Evoluția forței laterale a anvelopelor pentru toate roțile, la diferite presiuni de umflare a anvelopelor.

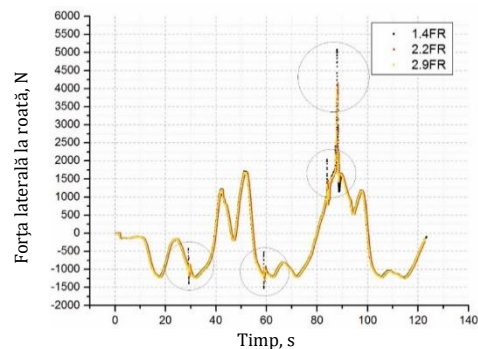


Fig. 2.59. Forța laterală a roții pentru roata față dreaptă.

Reducerea presiunii de umflare sporește gradul de preluare a sarcinii de către roată, mărindu-se astfel deformarea pneului și solicitările acestuia, ceea ce va conduce la majorarea pierderilor de energie, la creșterea rezistenței la rulare, respectiv la creșterea forțelor laterale la contactul dintre pneu și drum [10]. Rezultatele simulărilor pot fi extinse, urmărindu-se efectele presiunii din pneuri asupra forțelor ce apar la roțile autovehiculului pe diferite naturi și stări ale drumului și efectele temperaturii aerului din pneuri asupra acestor forte.

În lucrarea [57], s-a urmărit influența diferitelor condiții de drum asupra unghiului de alunecare laterală, folosind programul de simulare *IPG CarMaker*. Schimbarea de direcție provoacă un unghi de alunecare în anvelope și creează o forță laterală. În general, forța laterală crește proporțional cu unghiul de alunecare. Autovehiculul testat (Ford Focus) [57] a rulat pe un traseu conform ISO 4138 [68]. S-a considerat că

autovehiculul rulează pe cale de rulare cu diferiți coeficienți de aderență (0,3...0,9), efectuând simulări, individual, pentru fiecare situație de drum [57]. La intrarea în viraj, autovehiculul a rulat cu viteză constantă de 45 km/h, iar raza cercului a fost de 42 de m. Din figura 2.60 [57] se constată că odată cu scăderea coeficientului de aderență, scade forța laterală la roata autovehiculului (Fig. 2.60a,b) și în același timp crește unghiul de alunecare (Fig. 2.60c,d).

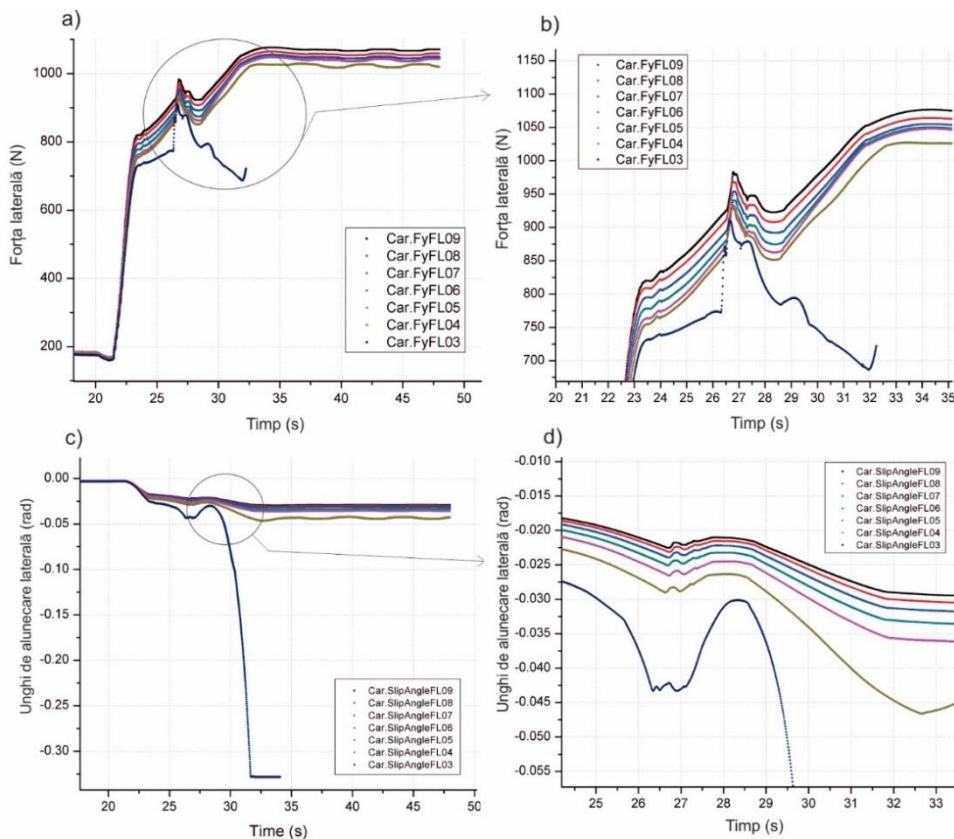


Fig. 2.60. Variația forțelor laterale (a, b) și a unghiului de alunecare laterală (c, d) în timpul deplasării pe traseu.

Pentru un coeficient de aderență de 0,9, valoarea forței laterale ajunge la aproximativ 1 070 N, iar pentru coeficientul de aderență de 0,3, valoarea maximă la care ajunge forța laterală este de aproximativ 900 N [57]. De la această valoare (în intervalul de timp 28...33 s), se observă o creștere rapidă a unghiului de alunecare, ceea ce duce la pierderea aderenței dintre pneu și drum [57]. În acest interval de timp se pot observa valori maxime ale unghiului de alunecare de circa 0,3 rad

(aproximativ 16 grade) [57]. La unghiuri mai mari de alunecare, deformarea pneurilor datorată tensiunilor tangențiale ce apar între pneu și calea de rulare va crește, astfel încât limita de aderență va fi depășită, fapt ce duce la deraparea autovehiculului [57]. O tendință de creștere rapidă a unghiului de alunecare, se observă și pentru coeficientul de aderență de 0,4, acesta ajungând la valori de circa 0,05 rad (aproximativ 3 grade), la o forță laterală maximă de circa 1 020 N [57].

Rezultatele obținute prin simulare [57], arată că odată cu reducerea aderenței, unghiul de alunecare are tendință de creștere, iar forța laterală la roată scade odată cu scăderea coeficientului de aderență. Odată cu creșterea forței laterale la roată, unghiul de alunecare are tendință de creștere. Pentru coeficientul de aderență de 0,3 se poate observa apariția derapajului atunci când există o scădere accentuată a forței la roată, datorită lipsei aderenței dintre pneu și calea de rulare [57].

În lucrarea [11], s-a urmărit influența suspensiei unui autovehicul (Porsche 911) asupra stabilității acestuia, pe un traseu ales conform ISO 3888-1 [67], folosind programul de simulare *IPG CarMaker*. Calea de rulare s-a considerat cu un coeficient de aderență de 0,9, iar viteza de deplasare a autovehiculului de 70 km/h [11]. Masa proprie a autovehiculului considerat a fost de 1 525 kg, punții spate revenindu-i 795 kg. S-a avut în vedere roata dreapta spate (dimensiuni 265/40 R 18, presiunea de umflare de 2,7 bar), iar pentru funcționarea optimă a suspensiei (multilink), s-a considerat rigiditatea arcului suspensiei spate de 30 000 N/m și a telescopului de 2 500 N/m [11]. Pentru funcționarea la capacitate de 50% a suspensiei, s-a considerat o rigiditate a arcului de 15 000 N/m și a telescopului de 1 250 N/m. Pe puntea față, s-a considerat faptul că suspensia autovehiculului este la funcționare optimă. Autovehiculul a rulat o perioadă de timp pe un traseu fără viraje, până la atingerea vitezei de 70 km/h. Ca urmare a simulărilor efectuate [11], s-a obținut variația forțelor laterale ce apar la roata autovehiculului, a vitezei unghiulare a mișcării de rulu și a vitezei unghiulare a mișcării de tangaj, pe traseul parcurs de autovehicul în funcție de capacitatea de funcționare a sistemului de suspensii. În cazul suspensiilor ce funcționează la 50% din capacitate, forțele laterale (Fig. 2.61a,b), vitezele unghiulare a mișcării de rulu (Fig. 2.61c,d) și vitezele unghiulare a mișcării de tangaj (Fig. 2.61e,f), în general, au valori mai mari decât în cazul suspensiilor care sunt la capacitate optimă de funcționare [11]. Forțele laterale mai mari (v. Fig. 2.61a,b) conduc la o distribuire a greutății suspendate a masei autovehiculului mai rapidă, fapt ce poate explica valorile mai mari

ale vitezei unghiulare de rulu (v. Fig. 2.61c,d) și de tangaj (v. Fig. 2.61e,f) în cazul suspensiilor cu funcționare de 50% [11].

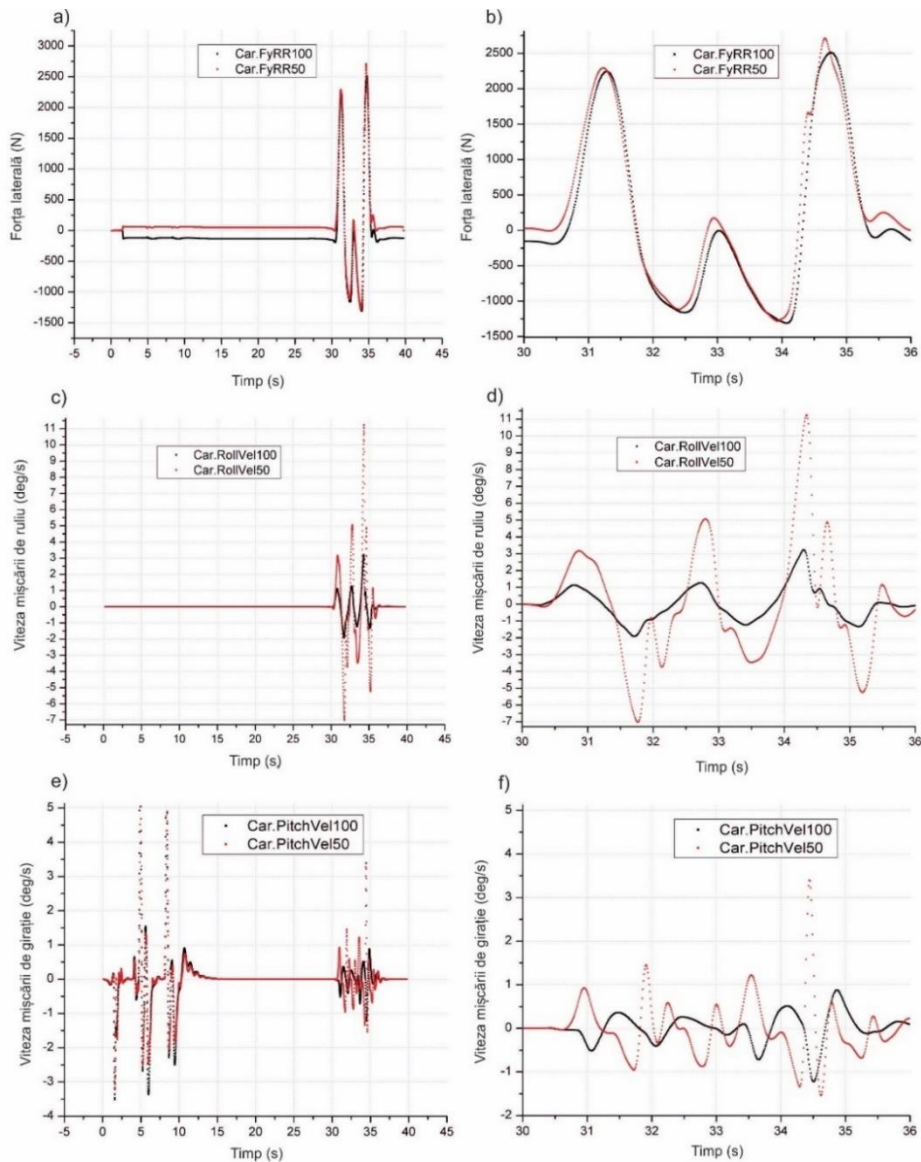


Fig. 2.61. Variația forțelor laterale (a, b), a vitezei mișcării de rulu (c, d) și a vitezei mișcării de girație (e, f), în timpul deplasării de-a lungul traseului.

În cazul vitezei unghiulare a mișcării de rulu, se pot observa valori de până la 11 deg/s (circa 0,19 rad/s) față de valorile maxime de aproximativ 3 deg/s (circa 0,05 rad/s) în cazul suspensiilor cu

funcționare optimă (v. Fig. 2.61c,d). În cazul mișcării de tangaj, la pornirea autovehiculului pe traseu (datorită schimbărilor din treptele de viteze), se observă că în cazul suspensiilor cu funcționare optimă, răspunsul acestora la calea de rulare este mai fermă decât în cazul suspensiilor cu grad de funcționare de 50% (v. Fig. 2.61e,f) [11]. Se poate spune că având valori mai mari ale vitezei unghiulare a mișcării de tangaj, încărcările pe puntea față/spate se realizează mai rapid, ceea ce poate duce la sporirea stabilității longitudinale a autovehiculului [11].

Din punctul de vedere al stabilității transversale, la deplasarea pe traseul cu jaloane, se pot observa valori ale vitezei unghiulare a mișcării de tangaj mai mari. Aceste valori ajung până la aproximativ 3,5 deg/s (circa 0,06 rad/s) pentru sistemul de suspensii cu grad de funcționare de 50%, pe când pentru sistemul de suspensii cu funcționare optimă, acestea ajung până la aproximativ 0,8 deg/s (circa 0,01 rad/s) [11]. În același timp, se pot observa valori mai mari ale forțelor laterale și a vitezei unghiulare a mișcării de ruliu, fapt ce poate duce la pierderea stabilității transversale. Neuniformitatea distribuției vitezelor unghiulare pe traseul parcurs de autovehicul este mai mare în cazul sistemelor de suspensie cu grad de funcționare de 50%, acest fapt putând duce a o pierdere mai ușoară a maniabilității autovehiculului [11].

Ca urmare a simulărilor efectuate [11], se poate constata că o calitate scăzută a suspensiilor influențează în mod negativ comportamentul dinamic al autovehiculului. Creșterea vitezei mișcării de ruliu, poate duce la creșterea accelerațiilor laterale, rezultând astfel posibilitatea de apariție a derapajului lateral. De asemenea, mișcarea de tangaj este influențată în mod semnificativ de calitatea suspensiilor, repartizarea masei autovehiculului pe puntea față, respectiv spate, realizându-se în mod rapid, ducând astfel la limita stabilității longitudinale [11].

În lucrarea [12], s-a urmărit evaluarea puterilor necesare învingerii forțelor de rezistență la rulare ale unui autoturism (BMW Seria 5, puterea motorului de 190 CP, ampatament de 2,59 m) pentru diferite încărcări ale acestuia (1 194 kg, masa proprie - CW și 1 569 kg, masa totală - TW), cu ajutorul programului de simulare *IPG CarMaker*. Puntea motoare a autoturismului considerat este cea din spate, iar traseul ales, în lungime de 1 100 m, este cu jaloane (14 conuri, cu o distanță între ele de 36 m), zona conurilor pornind de la 400 m [12]. Forțele de rezistență la rulare au fost măsurate pe roata dreapta spate a autoturismului. Autoturismul s-a considerat într-o mișcare accelerată, în diferite trepte de viteze, cu motorul în sarcină, iar la intrarea acestuia în zona de jaloane,

viteza lui a fost 80 km/h, rămânând constantă până când simularea a fost completă, autoturismul efectuând manevre de evitare a jaloanelor [12].

În figura 2.62 [12] este redată variația puterii necesare pentru învingerea forței de rezistență la rulare a roții din dreapta spate a autoturismului, în funcție de viteza de deplasare a acestuia, în ambele cazuri de încărcări (CW, TW).

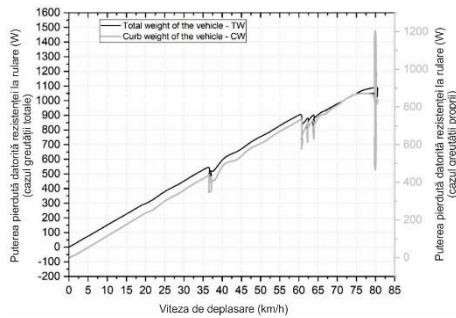


Fig. 2.62. Variația puterii pierdute din cauza rezistenței la rulare în funcție de viteza autoturismului.

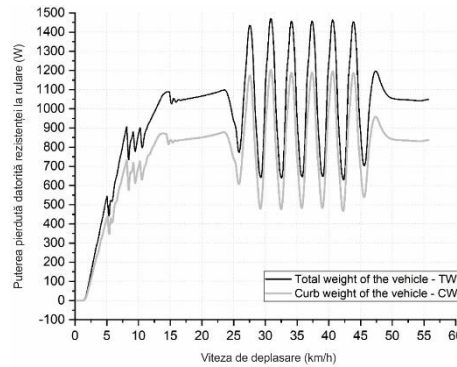


Fig. 2.63. Variația puterii consumate datorită rezistenței la rulare.

În intervalul de viteză de 35...40 km/h și 60...65 km/h, se poate observa o scădere a consumului de putere datorită forței de rezistență la rulare, din cauza timpului necesar schimbării treptei de viteze [12]. Acest lucru se poate explica prin faptul că în acest interval motorul autoturismului nu se află în sarcină. La viteza de 80 km/h (viteza constantă la care s-a efectuat simularea) se pot observa valorile puterilor pierdute din cauza rezistenței la rulare (v. Fig. 2.62). În figura 2.63 s-a surprins variația puterii necesare învingerii forței de rezistență la rulare, iar în figura 2.64 variația accelerației pe verticală la roata din dreapta spate,

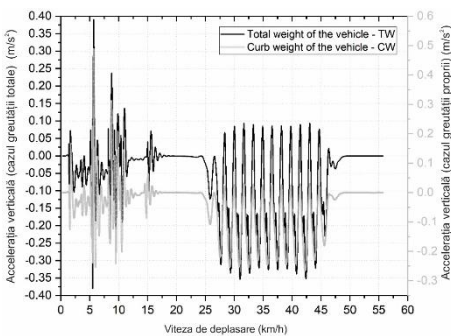


Fig. 2.64. Variația accelerației verticale.

pentru cele două cazuri de încărcare considerate (CW, TW) [12]. Având în vedere faptul că măsurătorile s-au efectuat pe roata dreapta spate a autoturismului, s-a calculat masa ce revine pe roata dreapta spate (304 kg, în cazul CW și 399 kg, în cazul TW), rezultând o creștere a acesteia cu aproximativ 24% în cazul TW față de cazul CW. Raza de rulare a roții

dreapta spate (225/60 R 16, presiunea de umflare 2,5 bar) s-a calculat, obținând valoarea de 0,299 m [12].

Rezultatele obținute prin simulare [12], indică faptul că puterea pierdută datorită forței de rezistență la rulare a autovehiculului este în medie cu aproximativ 20% mai mare în cazul greutateii totale (TW), față de situația greutateii proprii (CW). De asemenea, s-a constatat că odată cu creșterea accelerației verticale la roată, pierderile de putere datorate învingerii rezistenței la rulare cresc [12]. În zona conurilor, pentru valori ale accelerației verticale maxime de aproximativ $0,1 \text{ m/s}^2$, corespunde valorilor pierderii de energie datorită rezistenței la rulare de aproximativ 1 500 W, iar pentru accelerațiile verticale de aproximativ $0,025 \text{ m/s}^2$, corespunde valorilor pierderii de putere datorate rezistenței la rulare de aproximativ 1 200 W [12]. Deci, cu o creștere de circa 11% din valorile accelerației verticale, s-a înregistrat o creștere a pierderii de putere datorită rezistenței la rulare cu aproximativ 20% [12].

Simulările pot fi dezvoltate și pentru evaluarea influenței presiunii în anvelope, a stării și naturii drumului și a diferitelor tipuri de pneuri asupra pierderii de putere din cauza rezistenței la rulare.

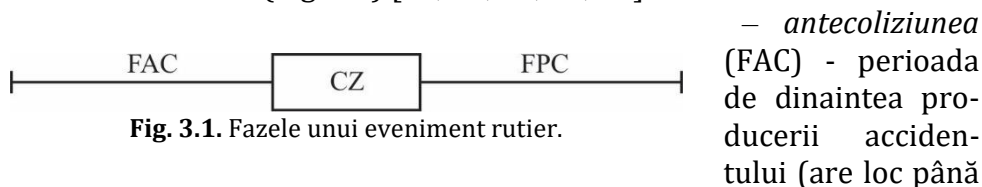
Simulările computerizate permit alegerea procedurii de testare, cu luarea în considerare a mai multor variabile care influențează comportamentul dinamic al autovehiculelor și obținerea de rezultate sub formă animată și/sau grafică.

Simulările prezentate în acest paragraf au fost realizate utilizând software-ul AVL InMotion și IPG CarMaker susținut de AVL List GmbH, Austria.

3. Evaluarea influenței parametrilor care caracterizează evenimentele rutiere

3.1. Considerații generale

În cursul desfășurării unui accident de circulație rutieră se deosebesc trei faze (Fig. 3.1) [38, 41, 44, 55, 62]:



- *antecoliziunea* (FAC) - perioada de dinaintea producerii accidentului (are loc până în momentul în care cele două corpuri vin în contact);
- *coliziunea propriu-zisă* (CZ) - corespunde perioadei în care cele două corpuri sunt în contact; în acest interval are loc deformarea caroseriei și a altor elemente constructive ale autovehiculelor, proces prin care o parte din energia cinetică inițială se transformă în energie de deformare;
- *postcoliziunea* (FPC) - are loc din momentul desprinderii celor două corpuri până la oprirea lor; trebuie menționat că, în anumite cazuri au loc coliziuni multiple, adică un corp vine în contact de mai multe ori cu alte corpuri (de exemplu, după o coliziune frontală un autovehicul lovește un copac).

Modelele fizice dezvoltate se bazează pe schemele accidentelor de circulație rutieră abordate, în care sunt surprinse mărimile fizice care intervin, iar pe baza fenomenelor fizice ce au loc în fazele conflictelor rutiere, sunt dezvoltate modelele matematice cu ajutorul cărora pot fi prelucrate datele de intrare specifice fiecărui caz de accident rutier luat în studiu, cu posibilitatea luării în considerare a diverselor variabile care pot influența desfășurarea evenimentelor rutiere, astfel încât prin obținerea rezultatelor urmărite să se poată aprecia și compara cât mai facil diferitele condiții luate în considerare. Modelele numerice dezvoltate urmăresc posibilitatea schimbării datelor de intrare, luarea în considerare și a altor condiții de impact, respectiv obținerea rezultatelor cu interpretare grafică, care să permită stabilirea influenței diferiților factori care concură la evoluția conflictelor rutiere, respectiv la dinamica producerii lor [55].

3.2. Activitate publicistică cu specific în dinamica accidentelor de circulație rutieră

Scopul de bază al activității de publicistică cu specific în dinamica accidentelor de circulație rutieră este de a facilita accesul studenților și specialiștilor din domeniu la astfel de informații, prin care să identifice o cât mai vastă posibilitate de abordare a tematicilor referitoare la reconstituirea, analiza și evaluarea accidentelor de circulație rutieră.

3.2.1. Evaluarea vitezei antecoliziune și a spațiului parcurs de autovehicul în cadrul procesului de frânare

În lucrarea [44], se evaluează, din punct de vedere matematic, vitezele antecoliziune și spațiul parcurs de autovehicul în cadrul procesului de frânare, surprins prin modele fizice. La evaluarea mărimilor respective se ține seama de: numărul și lungimea urmelor de frânare; tipul sistemului de frânare; natura și starea drumului; înclinarea longitudinală a drumului; starea conducătorului auto. Pentru diferite înclinări longitudinale ale drumului și diferitele stări ale conducătorului auto - se așteaptă la pericol; nu este avizat în prealabil de un posibil pericol de accident, având un comportament normal în situațiile care reclamă un pericol iminent; circulă în perioadele de răsărit și crepuscul -, rezultatele obținute [44] surprind variațiile vitezelor inițiale în funcție de timpul de întârzieri la frânare, având în vedere astfel fazele de blocare a roților și de frânare efectivă, iar pe baza acestora se recurge la evaluarea spațiului total de oprire în funcție de timpul de percepție-reacție al ansamblului conducător-autovehicul, corespunzător diferitelor stări ale conducătorului auto, surprinzând și faza de percepție-recepție-reacție din cadrul procesului de frânare, care depinde exclusiv de starea conducătorului auto. Algoritmul de lucru dezvoltat [44] permite schimbarea datelor de intrare și obținerea rezultatelor cu interpretare grafică pentru diferite stări ale conducătorului auto și diferite situații de exploatare a autovehiculelor, ceea ce facilitează aprecierea și compararea diferitelor condiții luate în studiu.

În studiu [44, 55], s-au luat în considerare diferite stări ale conducătorului auto, simbolizate astfel: *A* - se așteaptă la pericol; *B* - comportament normal în situațiile care reclamă un pericol iminent; *C* - pentru perioadele de răsărit și crepuscul.

Dacă în modelul numeric, dezvoltat în programul MathCAD, este necesar a fi utilizată o anumită mărime (M) care variază între o valoare minimă (M_{\min}) și una maximă (M_{\max}), considerând o variabilă ($j = 1 \dots j_{\max}$, unde $j_{\max} = 11$) care să surprindă valori ale mărimii considerate în intervalul ($M_{\min} \dots M_{\max}$), se definește o relație general valabilă pentru modelul de calcul, de forma [44, 55]:

$$M_j = M_{\min} + (j-1) \cdot \frac{M_{\max} - M_{\min}}{j_{\max} - 1}. \quad (3.1)$$

Procesul de frânare este unul complex, constituit din mai multe faze (Fig. 3.2, Fig. 3.3), fiecare dintre acestea influențând în mod direct eficiența frânării [35, 38, 41, 44, 55]:

- faza de percepție-recepție-reacție (f.p.r.r.), caracterizată de durata de percepție-reacție a conducătorului auto t_{pr} , în cadrul căreia deplasarea autovehiculului se realizează cu viteză constantă;
- faza de blocare a roților (f.b.r.), care începe din momentul în care apare decelerația și până în momentul imprimării urmelor de frânare pe îmbrăcămintea drumului, caracterizată de durata întârzierilor la frânare (t_{if} - timpul care corespunde blocării roților, respectiv atingerii eficacității maxime a frânării);
- faza de frânare (f.f.), care începe din momentul apariției urmelor de frânare și se termină odată cu oprirea autovehiculului sau încetarea procesului de frânare, caracterizată de timpul minim de frânare t_{fmin} .

Durata procesului de percepție-reacție t_{pr} (intervalul $O \div F$, v. Fig. 3.3), scurs din momentul apariției pericolului (sesizării necesității de frânare) și până în momentul creșterii eficienței de frânare (începerea cursei utile a pedalei de frână), se determină ca fiind suma între durata întârzierilor fiziologice t_{fiz} (intervalul $O \div E$, v. Fig. 3.3) și durata întârzierilor mecanice t_{mec} (intervalul $E \div F$, v. Fig. 3.3) [44, 55]:

$$t_{pr} = t_{fiz} + t_{mec}, \quad (3.2)$$

în care [15, 26, 35, 38, 41, 44, 55]: t_{mec} reprezintă intervalul de timp necesar pentru ridicarea piciorului de pe pedala de accelerație, punerea piciorului pe pedala de frână și consumarea cursei libere a pedalei de frână (eliminarea jocurilor dintre articulații, reglaje ale saboților, elasticitatea conductelor), care este de 0,1...0,2 s pentru frâne cu acționare mecanică și hidraulică, respectiv 0,2...0,4 s pentru frânele cu

acționare pneumatică; t_{fiz} are valori cuprinse în intervalul 0,5...1,5 s, dar dacă se cunoaște situația care a declanșat acțiunea de frânare, t_{fiz} prezintă valori între 0,5...1,1 s pentru situații de surpriză și 0,4...0,8 s pentru situații anticipate și este dat de relația [44, 55]:

$$t_{fiz} = t_{pp} + t_{rp}, \quad (3.3)$$

unde: t_{pp} caracterizează intervalul $O \div P$ (v. Fig. 3.3), iar t_{rp} caracterizează intervalul $P \div E$ (v. Fig. 3.3).



Fig. 3.2. Fazele procesului de frânare.

v_0 - viteza inițială; A - punctul în care apare urma de frânare; B - sfârșitul frânării.

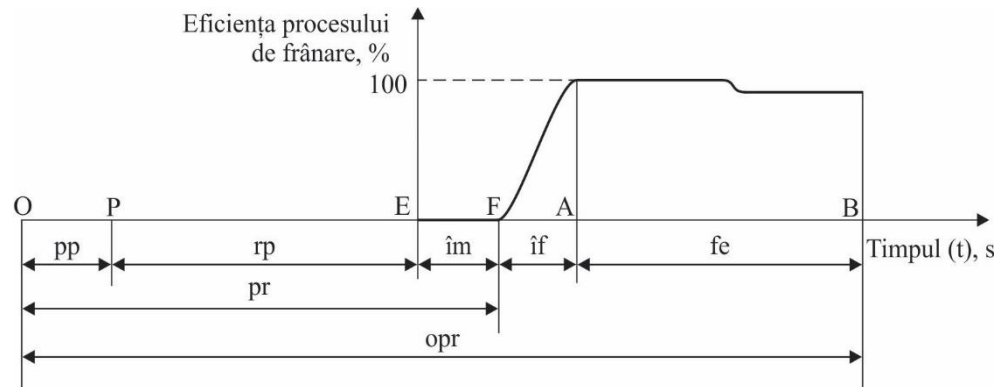


Fig. 3.3. Schema procesului de frânare

(O, P, E, F, A, B - evenimente; pp, rp, îm, pr, îf, fe, opr - durate).

O - evenimentul ce determină frânarea poate fi observat;	pp - intervalul de timp necesar percepției evenimentului;
P - evenimentul este perceput;	rp - intervalul de timp de recepție;
E - decizia este luată, începe acțiunea;	îm - intervalul de timp necesar pentru începerea acțiunii de frânare (ridicarea piciorului de pe accelerație, punerea piciorului pe pedala de frână, consumarea cursei libere a pedalei de frână);
F - începerea efectului de frânare;	pr - intervalul de timp de percepție-reație;
A - eficacitatea frânării este maximă (decelerație maximă);	îf - creșterea decelerației până la valoarea maximă;
B - autovehiculul se oprește.	fe - intervalul de timp de frânare efectivă;
	opr - intervalul de timp total necesar pentru oprirea autovehiculului.

Durata întârzierilor involuntare t_{ii} (intervalul O÷A, v. Fig. 3.3) reprezintă intervalul de timp scurs din momentul în care conducătorul auto percepe apariția pericolului, până în momentul în care frânarea autovehiculului este constantă și se determină cu relația [44, 55]:

$$t_{ii} = t_{pr} + t_{if}, \quad (3.4)$$

în care: t_{if} (intervalul F÷A, v. Fig. 3.3) este timpul scurs de la începerea procesului de frânare până la blocarea roților (atingerea eficacității maxime a frânării), cu valori de 0,15...0,25 s - pentru frâne mecanice și hidraulice și 0,6...0,8 s - pentru frâne pneumatice [26, 35, 38, 41, 44, 55].

Durata frânării efective t_{fmin} (intervalul A÷B, v. Fig. 3.3) este intervalul de timp în care frânarea se efectuează cu decelerație maximă, la care se adaugă durata frânării cu roțile blocate și decelerație scăzută.

Intervalul de timp total de oprire t_{opr} (intervalul O÷B, v. Fig. 3.3) este definit ca fiind timpul scurs din momentul apariției pericolului de producere a unui accident, până în momentul opririi autovehiculului și se determină cu relația [44, 55]:

$$t_{opr} = t_{ii} + t_{fmin}. \quad (3.5)$$

Viteza inițială v_0 se calculează în ipoteza în care autovehiculul este oprit după parcurgerea spațiului de frânare ($v_B = 0$) (v. Fig. 3.2, Fig. 3.3). În ipoteza că *frânarea se realizează cu toate roțile, urmele de frânare sunt continue, iar profilul longitudinal al drumului este înclinat* și autovehiculul este oprit după parcurgerea spațiului de frânare ($v_B = 0$, v. Fig. 3.2, Fig. 3.3), viteza inițială v_0 se poate determina conform relației [15, 26, 38, 44, 55]:

$$v_0 = \frac{1,8}{k_e} \cdot \varphi_{max_0} \cdot g \cdot t_{if} + \sqrt{\frac{26 \cdot \varphi_{med_0} \cdot g \cdot S_{fmin}}{k_e}}, \text{ în km/h}, \quad (3.6)$$

în care: $\varphi_{max_0} = \varphi_{max} \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha$; $\varphi_{med_0} = \varphi_{med} \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha$, ("+" urcare; "-" coborâre). Valori ale coeficientului k_e se regăsesc în [35, 38, 44, 55].

În situația în care există *urme de frânare discontinue* (Fig. 3.4), iar *profilul longitudinal al drumului este înclinat*, presupunând că la finalul urmei L_n , autovehiculul s-a oprit ($v_{nf} = 0$), pentru determinarea vitezei inițiale (în km/h) v_0 (Fig. 3.4, Fig. 3.5), se procedează astfel [44, 55]:

- dacă este îndeplinită condiția:

$$l_{12} < t_{if} \cdot \sqrt{2 \cdot \varphi_{med_0} \cdot g \cdot \sum_{i=1}^n L_i}, \quad (3.7)$$

atunci:

$$v_0 = \frac{1,8}{k_e} \cdot \varphi_{\max_0} \cdot g \cdot t_{if} + \sqrt{\frac{26 \cdot \varphi_{\text{med}_0} \cdot g \cdot \sum_{i=1}^n (L_i + l_{(i-1)i})}{k_e}}; \quad (3.8)$$

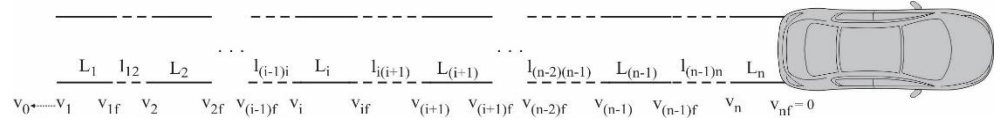


Fig. 3.4. Disponerea urmelor de frânare discontinue și considerarea vitezelor autovehiculului, la începutul și sfârșitul fiecărei urme de frânare.

– dacă este îndeplinită condiția:

$$l_{12} \geq t_{if} \cdot \sqrt{2 \cdot \varphi_{\text{med}_0} \cdot g \cdot \sum_{i=1}^n L_i}, \quad (3.9)$$

pentru determinarea vitezei inițiale v_0 (în km/h), se recurge la calculul vitezelor intermediare, în etape (Fig. 3.4, Fig. 3.5) [44, 55]:

$$\left\{ \begin{array}{l} v_n = \frac{1,8}{k_e} \cdot \varphi_{\max_0} \cdot g \cdot t_{if} + \sqrt{\frac{26 \cdot \varphi_{\text{med}_0} \cdot g \cdot L_n}{k_e}} \\ v_{(n-1)f} = \sqrt{26 \cdot f_{\max_0} \cdot g \cdot l_{(n-1)n} + v_n^2} \\ \dots \\ v_i = \frac{1,8}{k_e} \cdot \varphi_{\max_0} \cdot g \cdot t_{if} + \sqrt{\frac{26 \cdot \varphi_{\text{med}_0} \cdot g \cdot L_i}{k_e} + v_{if}^2} \\ v_{(i-1)f} = \sqrt{26 \cdot f_{\max_0} \cdot g \cdot l_{(i-1)i} + v_i^2} \\ \dots \\ v_0 \equiv v_1 = \frac{1,8}{k_e} \cdot \varphi_{\max_0} \cdot g \cdot t_{if} + \sqrt{\frac{26 \cdot \varphi_{\text{med}_0} \cdot g \cdot L_1}{k_e} + v_{if}^2} \end{array} \right. , \quad (3.10)$$

în care: $f_{\max_0} = f_{\max} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha$, (“+” urcare; “-” coborâre).

Evaluarea spațiului total de oprire din cadrul procesului de frânare. Spațiul minim de frânare ($S_{f \min}$) este luat în considerare în funcție de numărul urmelor de frânare și a spațiului dintre acestea, astfel [44, 55]:

$$S_{f \min} = \sum_{i=1}^n (L_i + l_{(i-1)i}), \text{ în m.} \quad (3.11)$$

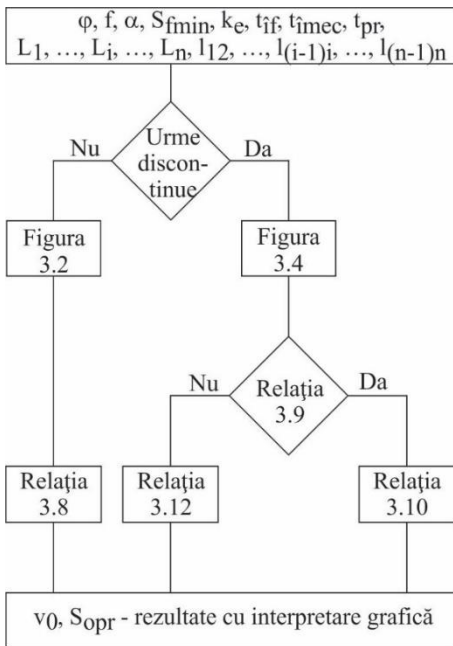


Fig. 3.5. Schema de lucru a modelului numeric pentru evaluarea vitezelor antecoliziune, după urme de frânare.

Se consideră că la capătul urmei L_n , autovehiculul s-a oprit ($v_{nf} = 0$).

Spațiul suplimentar de frânare (datorat întârzierilor) S_s , se determină ținând seama de faza de percepție-recepție-reație și cea de blocare a roților, respectiv de faptul că drumul este orizontal sau cu înclinare longitudinală. Astfel, pentru determinarea spațiului suplimentar de frânare (S_s) se are în vedere relația [44, 55]:

$$S_{s \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}} = \frac{v_0}{3,6} \cdot \left[t_{pr \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}} + t_{if} \right], \text{ în m,} \quad (3.12)$$

în care v_0 este viteza inițială, determinată cu relația (3.10), iar A, B, C indică diferitele stări ale conducătorului auto.

Spațiul total de oprire (S_{opr}) se determină ținând seama de spațiul minim ($S_{f \min}$) și suplimentar de frânare (S_s), astfel [44, 55]:

$$S_{opr \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}} = S_{s \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}} + S_{f \min}, \text{ în m.} \quad (3.13)$$

Pentru exemplificare, în modelul de calcul numeric, s-au avut în vedere următoarele date de intrare [44]: urmele de frânare sunt discontinue (două urme de frânare paralele cu $L_1 = 9,5$ m; două urme de frânare paralele cu $L_2 = 7,7$ m; două urme de frânare paralele cu $L_3 = 5,3$ m; între primele urme de frânare s-a măsurat o distanță cu $l_{12} = 6,4$ m; între ultimele urme de frânare s-a măsurat o distanță cu $l_{23} = 4,8$ m) și provin de la un autoturism prevăzut cu sistem de frânare hidraulic cu repartitor, aflat în urcare pe un drum din asfalt uscat, cu înclinarea longitudinală de 0...12%; valorile timpilor de percepție-reație la frânare al ansamblului conducător-autovehicul, în funcție de starea conducătorului auto, sunt considerate astfel: $t_{pr(A)} = 0,48...0,6$ s; $t_{pr(B)} = 0,8...1$ s; $t_{pr(C)} = 0,96...1,3$ s;

duratele întâzierilor mecanice și duratele întâzierilor la frânare se iau în considerare pentru cazul unui autovehicul prevăzut cu sistem de frânare cu acționare hidraulică.

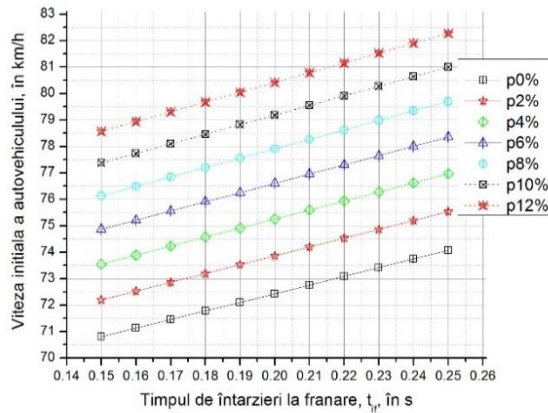


Fig. 3.6. Variația vitezei inițiale a autovehiculului în funcție de timpul de întârzieri la frânare, pentru diferite situații de înclinare longitudinală a drumului.

Pe baza datelor de intrare, apelând la schema de lucru din figura 3.5, se obțin rezultate cu privire la variația vitezei inițiale în funcție de durata întâzierilor la frânare, pentru fiecare din condițiile de exploatare considerate (Fig. 3.6) [44]. Pentru fiecare din stările conducătorului auto luate în studiu și pentru toate situațiile considerate de înclinare longitudinală a drumului, în figura 3.7 [44]

sunt surprinse rezultate cu privire la variația spațiului total de oprire în funcție de viteza inițială a autovehiculului. Pe baza rezultatelor obținute astfel, în figura 3.8 [44] este surprinsă variația distanței de oprire în funcție de starea conducătorului auto și înclinarea longitudinală a drumului, luând ca bază de comparație cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent.

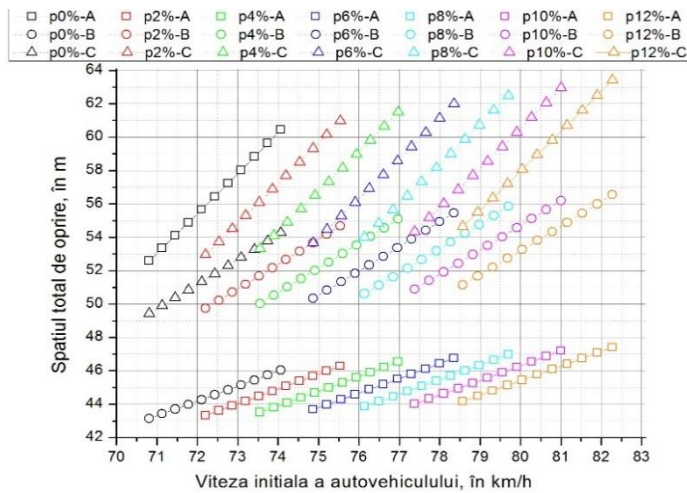


Fig. 3.7. Variația spațiului total de oprire, corespunzător diferitelor stări ale conducătorului auto și situații de înclinare longitudinală a drumului, în funcție de viteza inițială a autovehiculului.

Algoritmul de lucru dezvoltat [44] permite schimbarea datelor de intrare și obținerea rezultatelor cu interpretare grafică pentru orice altă situație de exploatare a autovehiculelor, ori alte stări ale conducătorului auto, ceea ce facilitează aprecierea și compararea diferitelor condiții luate în studiu.

Studiul poate fi extins în reconstrucția accidentelor de circulație rutieră, pentru situațiile în care *urmele de frânare sunt continue, iar*

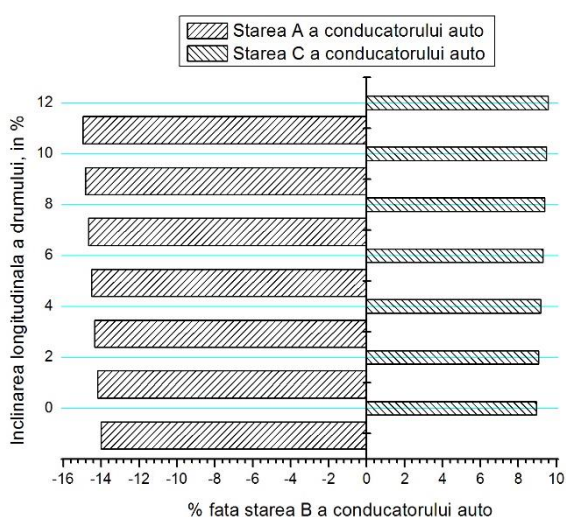


Fig. 3.8. Variația distanței de oprire în funcție de starea conducătorului auto și înclinarea longitudinală a drumului, luând ca bază de comparație cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent (starea B).

drumul este orizontal sau profilul longitudinal al drumului este înclinat [44, 55].

De asemenea, în modelul numeric se poate ține seama de situația în care, *pe anumite porțiuni de drum, există doar o singură urmă de frânare*; de situația în care *autovehiculul frânat parcurge mai multe porțiuni de drum cu diferite rezistențe la rulare*; de situația în care *autovehiculul frânat, prevăzut cu două sau trei roți ori pentru situația în care autovehicul frânat tractează o remorcă fără mecanism propriu de frânare* [44, 55].

3.2.2. Evaluarea parametrilor care caracterizează accidentele rutiere de tip autovehicul-pieton

În lucrarea [48], se modelează numeric accidentele rutiere de tip autovehicul-pieton, cu vizibilitate reciprocă continuă între participanții la trafic. La evaluarea mărimilor cinematice care caracterizează un asemenea accident, în diferite etape ale acestuia, se ține seama de parametrii rezultați din cercetarea primară a locului faptei, respectiv din probele testimoniale. Prin reconstituirea accidentelor cu pietoni se caută să se determine [48, 55]: viteza autovehiculului în diverse momente ale accidentului (în momentul apariției pericolului de accident - momentul

în care pietonul a început traversarea părții carosabile; în momentul începerii imprimării urmelor de frânare; în momentul impactului cu pietonul); distanța dintre autovehicul și pieton în momentul apariției pericolului; distanța parcursă de pieton, respectiv de autovehicul, din momentul în care pietonul a pășit pe carosabil până când acesta a fost lovit de autovehicul; timpul scurs între momentul sesizării pericolului de accident și momentul lovirii pietonului; timpul de percepție-reacție al conducătorului auto și distanța parcursă de autovehicul în această perioadă; analiza posibilitățile de evitare a accidentului. Rezultatele obținute sunt sub formă grafică și oferă posibilitatea surprinderii diverselor etape ale accidentului. Modelul numeric dezvoltat poate fi aplicat la soluționarea unui număr mare de cazuri de accidente rutiere, de tip autovehicul-pieton (Fig. 3.9, Fig. 3.10) [48, 55], pentru a stabili dinamica producerii acestora și totodată influența factorului uman implicat. Pentru asta, se ține seama de cazul general al accidentelor cu pietoni, particularizat situației luată în studiu - vizibilitate reciprocă continuă între participanții la trafic.

Simbolizările utilizate în figurile 3.9 și 3.10 se referă la [18, 21, 48, 55]: E - distanța între conturul din exteriorul urmelor; S_i - distanța parcursă de autovehicul din momentul începerii frânării cu decelerația constantă până la lovirea pietonului; S_f - lungimea urmelor de frânare; S_{d0} - distanța între bordura din dreapta a trotuarului și originea urmei de frânare imprimate de roțile din partea dreaptă; S_v - distanța dintre autovehicul și pieton când acesta din urmă a început traversarea pe partea carosabilă; S_m - distanța parcursă de autovehicul în perioada t_m aferentă creșterii decelerației până la valoarea maximă (blocarea roților); S_h - distanța de la locul impactului până la marginea cea mai apropiată a carosabilului; S_p - distanța parcursă de pieton din momentul începerii traversării carosabilului până în momentul lovirii; S_s - distanța parcursă de autovehicul din momentul în care pietonul a început traversarea până în momentul în care a fost lovit; S_0 - distanța de la locul impactului dintre autovehicul și pieton până la partea frontală a autovehiculului oprit; S_z - locul în care se găsea pietonul când a început traversarea, definit prin distanța din acel loc până la partea frontală a autovehiculului oprit, măsurată paralel cu drumul; w_p - viteza de deplasare a pietonului, la traversarea drumului. Reperele din figura 3.10 se referă la [18, 21, 48, 55]: 1 - poziția autovehiculului în momentul apariției pericolului de accident; 2 - poziția autovehiculului după derularea timpului de percepție-reacție al conducătorului auto; 3 - poziția autovehiculului la începutul frânării; 4 - urme de frânare; 5 - poziția pietonului

la începutul traversării; 6 - traiectoria pietonului în traversare; 7 - poziția pietonului în momentul lovirii de către autovehicul; 8 - poziția autovehiculului oprit la capătul urmelor de frânare; 9 - poziția victimei după accident.

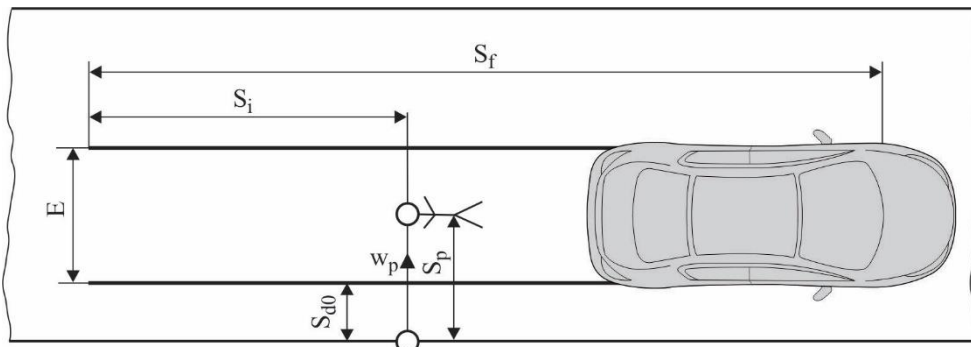


Fig. 3.9. Schița unui accident soldat cu lovirea unui pieton.

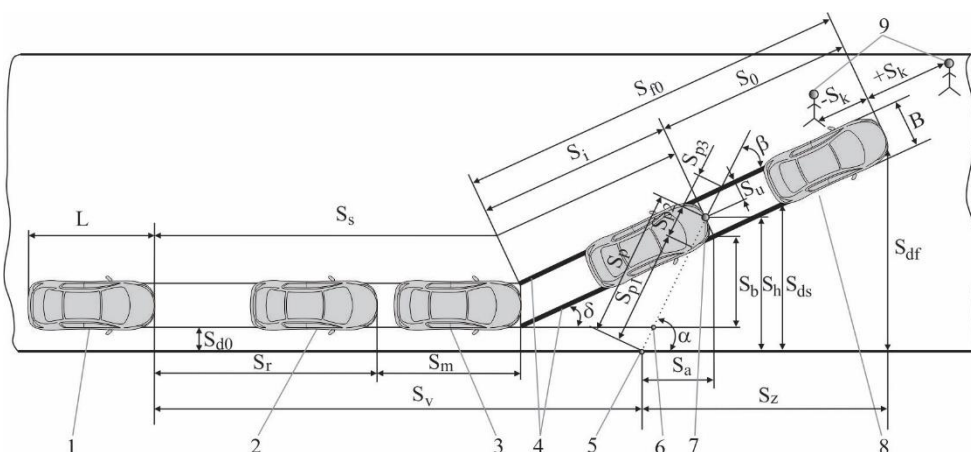


Fig. 3.10. Schema generală pentru reconstituirea accidentelor cu pietoni.

Algoritmul de calcul numeric (elaborat, de exemplu, în programul MathCAD), se bazează pe valorile parametrilor rezultați din cercetarea primară a locului faptei și din probele testimoniale existente la dosarul cauzei (v. Fig. 3.10) [48, 55]. În vederea reconstituirii, se alege reperul inițial (de preferat, identic cu locul impactului dintre autovehicul și pieton) față de care se raportează evoluția mărimilor cinematice ale autovehiculului și pietonului, făcând convenția ca mărimile anterioare lui să fie notate cu semnul minus (-), iar cele ulterioare, cu semnul plus (+). Cu S_1 și S_2 se notează distanțele la care se aflau de locul impactului autovehiculul, respectiv pietonul. Astfel, se ia în considerare evoluția vitezei autovehiculului și a distanțelor S_1 și S_2 la care se aflau autovehi-

culul și pietonul în raport cu locul impactului, înainte și după reperul inițial [6, 17, 18, 21, 48, 55]. Dacă se notează cu S distanța dintre autovehicul și capătul urmelor de frânare la un moment oarecare t , mărimile cinematice care interesează la reconstrucția accidentului (pentru domeniul de valori limitat $S \geq 0$) se determină în funcție de această variabilă S [18, 21, 48, 55]. Pentru a surprinde grafic variația vitezei autovehiculului și a distanțelor parcurse de autovehicul și pieton în diversele momente ale accidentului, modelul de calcul numeric se dezvoltă astfel încât mărimile cinematice respective să fie exprimate în funcție de variabila S , astfel [48, 55]:

$$w(S) = \begin{cases} \sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot S}, & \text{dacă } 0 \leq S < S_{f0} \\ \sqrt{w_f^2 + 2 \cdot \varphi \cdot g \cdot (S - S_{f0})}, & \text{dacă } S_{f0} < S < S_{f0} + S_m \\ w_v, & \text{pentru alte situații} \end{cases} \quad (3.14)$$

în care:

$$S_m = \frac{w_v^2 - w_f^2}{2 \cdot \varphi \cdot g}, \quad (3.15)$$

w_v este viteza autovehiculului înaintea frânării, care poate fi exprimată cu relația:

$$w_v = w_f + \frac{\varphi \cdot g \cdot t_m}{2}, \quad (3.16)$$

w_f - viteza autovehiculului la începutul frânării cu decelerație constantă,

$$w_f = \sqrt{w_i^2 + 2 \cdot \varphi \cdot g \cdot S_i}, \quad (3.17)$$

w_i - viteza autovehiculului în momentul inițial al impactului cu pietonul, dată de relația:

$$w_i = \frac{m_v + m_p}{m_v} \cdot w_{vp}, \quad (3.18)$$

w_{vp} - viteza autovehiculului în momentul în care s-a egalizat cu viteza pietonului, dată de relația:

$$w_{vp} = \sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot S_0}, \quad (3.19)$$

$$S_0 = \frac{S_z - S_a}{\cos \delta}, \quad (3.20)$$

δ fiind înclinația urmelor de frânare (definită prin unghiul format între direcția de deplasare a autovehiculului înaintea inițierii virajului și urmele de frânare) (v. Fig. 3.10):

$$\delta = \arcsin \frac{S_{df} - S_{do}}{S_{fo}}. \quad (3.21)$$

Timpul $t(S)$, caracteristic distanței S se determină conform relației [48, 55]:

$$t(S) = \begin{cases} \frac{\sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot (S_{f0} - S_i)}}{\varphi_s \cdot g} - \frac{\sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot S}}{\varphi_s \cdot g}, & \text{dacă } 0 \leq S < S_{f0} \\ \frac{\sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot (S_{f0} - S_i)}}{\varphi_s \cdot g} - \frac{\sqrt{w_f^2 + 2 \cdot \varphi \cdot g \cdot (S - S_{f0})}}{\varphi_s \cdot g} + \frac{\varphi \cdot g \cdot t_m}{\varphi_s \cdot g} - t_m, & \text{dacă } S_{f0} < S < S_{f0} + S_m \\ \frac{\sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot (S_{f0} - S_i)} - w_f}{\varphi_s \cdot g} - t_m - \frac{S - (S_{f0} + S_m)}{w_v}, & \text{pentru alte situații} \end{cases} \quad (3.22)$$

Distanța $S_1(S)$ la care se află autovehiculul în raport cu locul impactului, este definită conform relației [48, 55]:

$$S_1(S) = S_{f0} - S_i - S. \quad (3.23)$$

Distanța $S_2(S)$ dintre pieton și locul impactului se determină conform relației [48, 55]:

$$S_2(S) = \begin{cases} w_p \cdot \left[\frac{\frac{\sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot (S_{f0} - S_i)}}{\varphi_s \cdot g} - \frac{w_f}{\varphi_s \cdot g}}{-t_m - \frac{S - (S_{f0} + S_m)}{w_v}} \right], & \text{dacă } S \geq S_{f0} - S_i \\ 0, & \text{pentru alte situații} \end{cases} \quad (3.24)$$

Distanța S_p , în m, pe care pietonul s-a deplasat de la începutul traversării până a fost lovit, este dată de relația (v. Fig. 3.10) [48, 55]:

$$S_p = \frac{S_a}{\cos \alpha'} \quad (3.25)$$

iar timpul t_p , în s, în care a parcurs această distanță este [48, 55]:

$$t_p = \frac{S_p}{w_p}, \text{ în s.} \quad (3.26)$$

S_a , în m, este proiecția segmentului S_p pe direcția drumului (v. Fig. 3.10) [21, 48, 55]:

$$S_a = \frac{S_{df} + (B - S_u) \cdot \cos \delta - S_z \cdot \text{tg} \delta}{\text{tg} \alpha - \text{tg} \delta}. \quad (3.27)$$

Locul impactului este caracterizat, pe lângă distanța S_o și de distanța S_h , în m, (v. Fig. 3.10) [48, 55]:

$$S_h = S_a \cdot \text{tg} \alpha. \quad (3.28)$$

Traietoriile autovehiculului și pietonului sunt caracterizate de unghiul $\beta = \alpha - \delta$ (v. Fig. 3.10).

Distanța S_i a fost parcursă în timpul t_{fi} , în s, (v. Fig. 3.10) [48, 55]:

$$t_{fi} = \frac{w_f - w_i}{\varphi_s \cdot g}, [s]. \quad (3.29)$$

Timpul t_r de reacție al conducătorului auto, în s, se poate determina cu relația [48, 55]:

$$t_r = t_p - t_{fi} - t_m. \quad (3.30)$$

Distanța S_r , în m, parcursă de autovehicul în timpul t_r , este dată de relația [48, 55]:

$$S_r = w_v \cdot t_r. \quad (3.31)$$

În momentul în care pietonul a început traversarea, autovehiculul se găsea la o depărtare S_v , în m, dată de expresia [18, 21, 48, 55]:

$$S_v = (S_{f0} - S_0) \cdot \cos \delta + S_m + S_r - S_a. \quad (3.32)$$

Din momentul începerii traversării până în momentul lovirii pietonului, autovehiculul a parcurs distanța S_s , în m [18, 21, 48, 55]:

$$S_s = S_{f0} - S_0 + S_m + S_r. \quad (3.33)$$

În ceea ce privește *analiza posibilităților de evitare a accidentului*, se verifică dacă autovehiculul putea fi oprit prin frânare chiar în locul impactului cu pietonul sau înaintea lui, ori dacă pietonul ieșea din culoarul pe care se deplasa autovehiculul înainte ca acesta să-l atingă cu partea frontală. Astfel, se determină distanța totală de oprire S_{te} , în condițiile deplasării autovehiculului cu o viteză w_m , aflată în jurul vitezei legale de circulație pe acel sector de drum [18, 21, 48, 55]:

$$S_{te} = w_m \cdot t_r + \frac{w_m^2 - \left(w_m - \frac{\varphi \cdot g \cdot t_m}{2}\right)^2}{2 \cdot \varphi \cdot g} + \frac{\left(w_m - \frac{\varphi \cdot g \cdot t_m}{2}\right)^2}{2 \cdot \varphi_s \cdot g}. \quad (3.34)$$

Dacă $S_{te} < S_s$, accidentul este evitat, deoarece autovehiculul se oprește înaintea locului impactului cu pietonul. Dacă $S_{te} > S_s$, se determină viteza w_{me} a autovehiculului prin locul în care pietonul ar fi trecut de culoarul deplasării autovehiculului [18, 21, 48, 55]:

$$w_{me} = \sqrt{2 \cdot \varphi_s \cdot g \cdot \left(S_{te} - S_s - \frac{S_u}{\operatorname{tg} \beta}\right)}. \quad (3.35)$$

În acest caz, timpul t_{se} se determină conform relației [18, 21, 48, 55]:

$$t_{se} = t_r + t_m + \frac{w_m - \frac{\varphi \cdot g \cdot t_m}{2} - w_{me}}{\varphi_s \cdot g}, \quad (3.36)$$

iar timpul t_{pe} cu relația [18, 21, 48, 55]:

$$t_{pe} = t_p + \frac{S_u}{w_p \cdot \sin \beta}. \quad (3.37)$$

Dacă $t_{pe} \leq t_{se}$, accidentul putea fi evitat, pietonul detașându-se de culoarul pe care circula autovehiculul, înainte ca acesta să ajungă în dreptul lui.

Reconstituirea accidentului se prezintă sub formă grafică prin care se determină dinamica accidentului [48, 55]. Se trasează curbele vitezei $w(S)$ și a distanțelor $S_1(S)$ și $S_2(S)$ în funcție de timpul $t(S)$. Pentru exemplificare, în [48, 55] este redat cazul unui accident rutier produs în localitate, soldat cu lovirea de către un autovehicul a unui bărbat de 55 ani, care traversa cu mers rapid un drum orizontal. Pe baza datelor de intrare [48, 55], apelând la modelul de calcul numeric, se pot obține rezultate cu interpretare grafică a mărimilor cinematice care caracterizează coliziunile de tip autovehicul-pieton, putând opta pentru oricare din variatele de grafice surprinse în figurile 3.11a, 3.11b sau 3.11c. Rezultatele obținute grafic [48, 55] (v. Fig. 3.11a, 3.11b, 3.11c) permit, pe lângă identificarea vitezei autovehiculului în diferite etape ale producerii accidentului, și evaluarea distanței S_1 la care se află autovehiculul în raport cu locul impactului, respectiv a distanței S_2 dintre pieton și locul impactului, care este influențată în mod direct de modul de abordare a traversării și viteza de deplasare a pietonului. În ceea ce privește *analiza posibilităților de evitare a accidentului*, ținând seama de condițiile de producere ale accidentului și de viteza legală de circulație pe acea categorie de drum (50 km/h), se constată [48, 55] că dacă autovehiculul s-ar fi deplasat înaintea începerii frânării cu această viteză, accidentul putea fi evitat, deoarece autovehiculul se oprea înaintea locului impactului cu pietonul ($S_{te} < S_s$). La viteze de deplasare ale autovehiculului mai mari de 58 km/h , $S_{te} > S_s$, dar ținând seama că pietonul, conform datelor inițiale, se deplasa în regim de mers rapid, accidentul nu se producea dacă autovehiculul se deplasa cu o viteză inițială de cel mult 65 km/h , la care $t_{pe} \leq t_{se}$, pietonul putând ieși din culoarul pe care se deplasa autovehiculul înainte ca acesta să-l atingă cu partea frontală [48, 55].

Algoritmul de lucru permite schimbarea datelor de intrare, luarea în considerare a altor condiții de impact, respectiv obținerea rezultatelor cu interpretare grafică, cu scoaterea în evidență a influenței diferiților factori care concură la evoluția accidentelor rutiere de tip autovehicul-pieton.

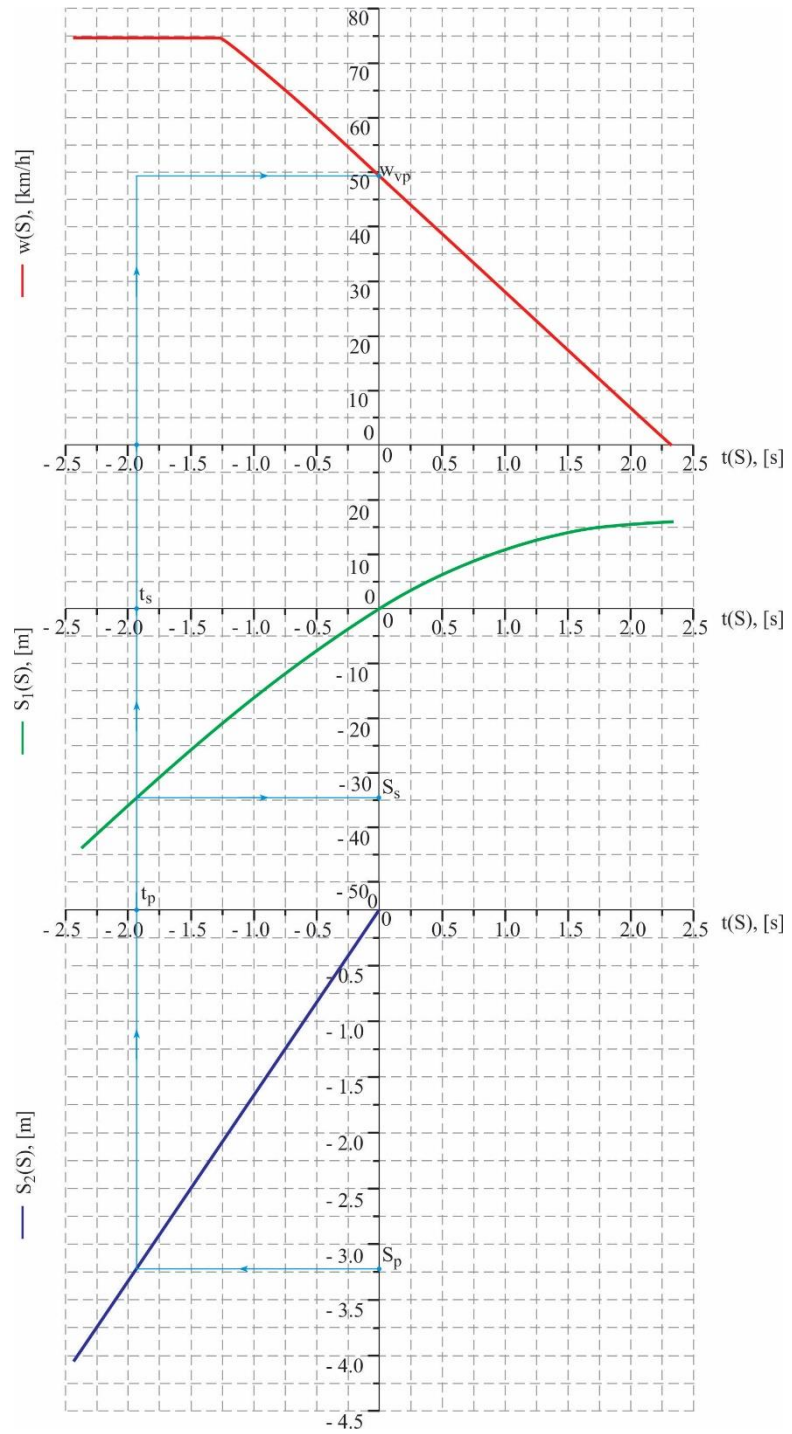


Fig. 3.11a. Varianta (a) de surprindere a variației vitezei autovehiculului (w) și a distanțelor parcurse de autovehicul (S_1) și pieton (S_2) în funcție de timp.

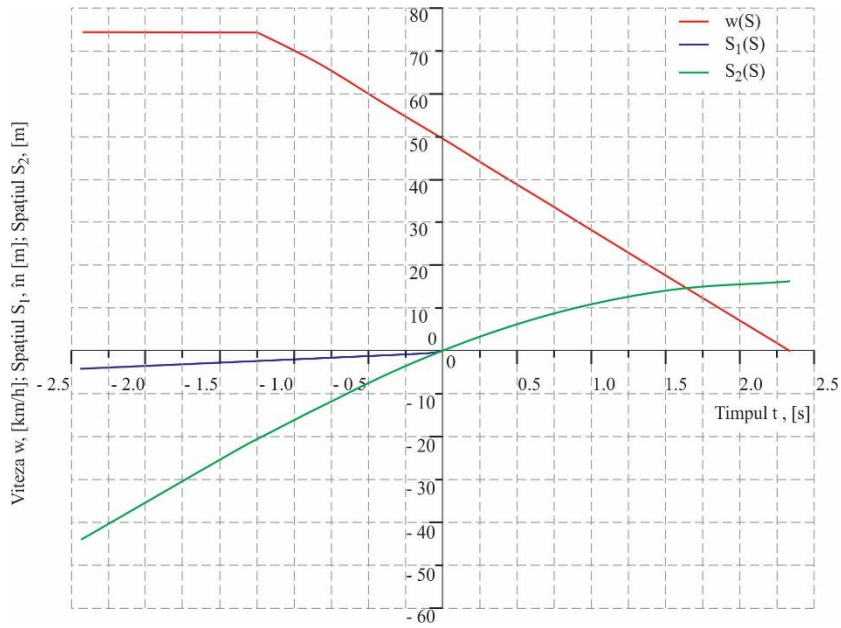


Fig. 3.11b. Varianta (b) de surprindere a variației vitezei autovehiculului (w) și a distanțelor parcurse de autovehicul (S_1) și pieton (S_2) în funcție de timp.

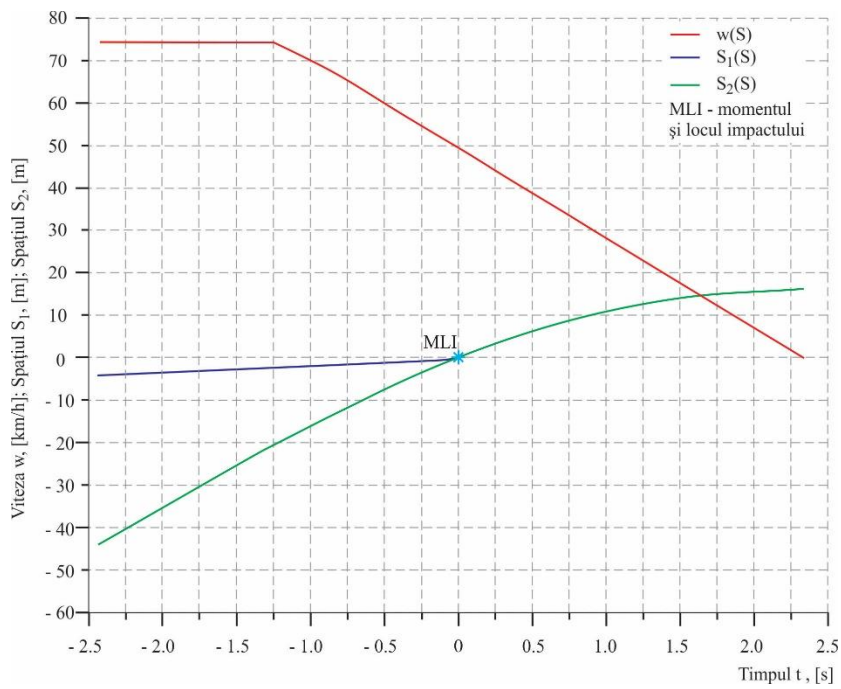


Fig. 3.11c. Varianta (c) de surprindere a variației vitezei autovehiculului (w) și a distanțelor parcurse de autovehicul (S_1) și pieton (S_2) în funcție de timp.

În lucrarea [46], se evaluează, din punct de vedere fizico-matematic, mărimile cinematice ale unui accident rutier de tip autovehicul-pieton, în diferite etape ale acestuia. La evaluarea mărimilor cinematice care caracterizează un asemenea accident, se ține seama de parametri rezultați din cercetarea primară a locului faptei, respectiv din probele testimoniale. Astfel, prin reconstituirea accidentelor rutiere cu pietoni se caută să se determine: timpul scurs din momentul începerii proiectării pietonului până la căderea lui pe sol; distanța parcursă de pieton din momentul începerii proiectării până la căderea pe carosabil; componentele pe orizontală și verticală a vitezei pietonului în momentul căderii acestuia pe sol; viteza rezultantă cu care începe să se deplaseze corpul pietonului după căderea pe sol; distanța pe care alunecă corpul pietonului pe carosabil; distanța de proiectare a pietonului din momentul contactului inițial până la oprirea pe carosabil etc. În studiu sunt luate diferite înclinări longitudinale ale drumului, diferite înclinări ale traiectoriei pietonului, diferite viteze de impact și diferiți pietoni - bărbat/femeie 5%, 50%, 95% (*bărbat/femeie 5% - dimensiunile antropometrice sunt mai mici ca la 95% din populația adultă masculină/feminină; bărbat/femeie 50% - dimensiunile antropometrice reprezintă media populației adulte masculine/feminine; bărbat/femeie 95% - dimensiunile antropometrice sunt mai mari ca la 95% din populația adultă masculină/feminină [1, 41]*), autovehiculul considerat fiind cu motorul avansat (autoturism). Rezultatele obținute sunt sub formă grafică și oferă posibilitatea surprinderii diverselor etape ale accidentului. Modelul numeric dezvoltat poate fi aplicat la reconstrucția accidentelor rutiere de tip autovehicul-pieton, pentru a stabili dinamica producerii acestora și totodată influența diferiților factori care concură la evoluția unor astfel de accidente.

Modelul de calcul numeric (dezvoltat în programul MathCAD), se bazează pe fenomenele fizice din cadrul etapelor consecutive ale *coliziunii dintre partea frontală a unui autovehicul cu un pieton situat lateral față de autovehicul* (Fig. 3.12) [6, 21, 46, 55]. Se consideră cazul general când drumul este înclinat cu unghiul α și când autovehiculul lovește pietonul cu viteza v_a , apoi se deplasează cu viteza constantă v_{a0} pe o distanță S_1 , după care frânează și se oprește la sfârșitul distanței S_2 (v. Fig. 3.12).

Dintre notațiile utilizate în figura 3.12, se menționează [21, 46, 55]: S_L este distanța parcursă de corpul pietonului din momentul contactului inițial până la începerea proiectării; S_0 - distanța parcursă de autovehicul în perioada contactului cu pietonul; S_1 - distanța parcursă de autovehicul cu viteză constantă, după lovirea pietonului; S_2 - distanța

parcursă de autovehicul, în stare frânată, cu decelerația constantă; S_p - distanța de proiectare a pietonului din momentul contactului inițial până la oprirea pe carosabil; S_{pa} - distanța parcursă de pieton din momentul începerii proiectării până la căderea pe carosabil (distanța de proiectare prin aer); S - distanța parcursă de pieton prin alunecare pe carosabil; S_k - distanța dintre poziția finală a pietonului și a autovehiculului; β - unghiul dintre traiectoria pietonului din momentul contactului cu carosabilul și drum.

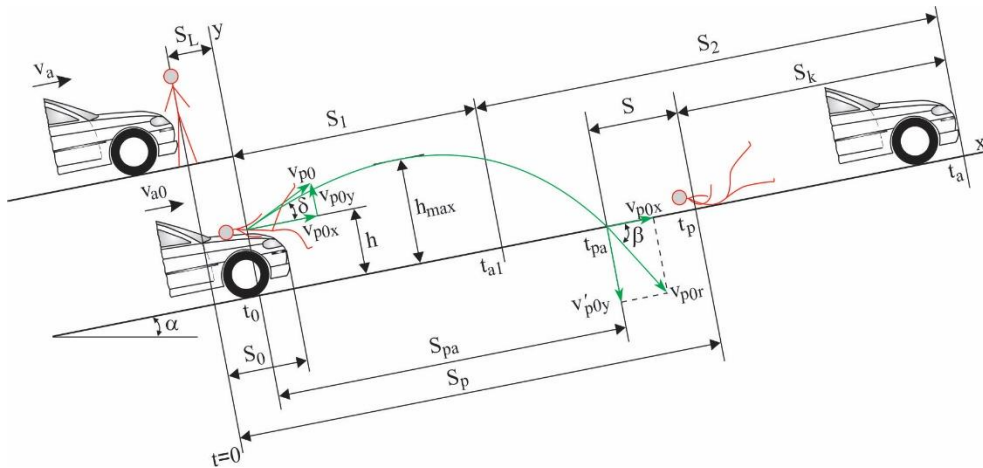


Fig. 3.12. Schema generală de impact autovehicul-pieton.

Contactul cu pietonul are loc în momentul ($t = 0$), când autovehiculul se deplasează cu viteza v_a . După timpul ($t = 0$), pietonul este săltat pe capota motorului și apare impactul secundar cu parbrizul, perioadă în care viteza lui atinge valoarea v_{p0} , iar autovehiculul își reduce viteza la valoarea v_{a0} ; totodată, centrul de greutate al corpului pietonului își modifică poziția la înălțimea h și se deplasează în sensul înaintării autovehiculului cu distanța S_L . Din acest moment începe proiectarea pietonului, pe o traiectorie parabolică, înclinată cu unghiul δ în raport cu drumul (δ este unghiul dintre traiectoria pietonului din momentul inițial al proiectării și drum); această înclinare se datorează pe de o parte deplasării inițiale a corpului după săltarea pe capota motorului, iar pe de altă parte, oblicității geamului parbriz. Această situație se întâlnește doar la autovehiculele cu motorul avansat (autoturisme) care provoacă rotația inițială a pietonului; în cazul proiectării tipic frontală (cu autocamioane), ($S_L = 0$) și nu mai are loc impactul secundar [6, 21, 46, 55].

În modelul numeric se utilizează o serie de variabile, astfel [46, 55]: i - caracterizează înclinarea longitudinală a drumului (de exemplu,

$i = 1 \dots 4$), ($\alpha_i = 0^\circ \dots 6^\circ$), respectiv înclinarea inițială a traiectoriei pietonului ($\delta_i = 3^\circ \dots 12^\circ$); j - caracterizează înălțimea centrului de greutate (h_j) și masa (m_{p_j}) pietonului [1, 23, 34, 41, 46, 55], de exemplu: $j = 1$ - pieton bărbat, 5%, ($h_1 = 0,993$ m; $m_{p_1} = 66,21$ kg); $j = 2$ - pieton bărbat, 50%, ($h_2 = 1,102$ m; $m_{p_2} = 80,50$ kg); $j = 3$ - pieton bărbat, 95%, ($h_3 = 1,168$ m; $m_{p_3} = 96,41$ kg); $j = 4$ - pieton femeie, 5%, ($h_4 = 0,907$ m; $m_{p_4} = 49,44$ kg); $j = 5$ - pieton femeie, 50%, ($h_5 = 0,985$ m; $m_{p_5} = 59,85$ kg); $j = 6$ - pieton femeie, 95%, ($h_6 = 1,107$ m; $m_{p_6} = 72,43$ kg); u - caracterizează viteza autovehiculului (de exemplu, $v_{au} = 30 \dots 60$ km/h).

Dacă în modelul numeric este necesar a fi utilizată o anumită mărime care variază între o valoare minimă și una maximă, se poate utiliza o relație de forma celei de (3.1) [44, 55], adaptată variabilei considerate [46, 55]. Pentru definirea ecuațiilor mișcării pietonului se ține seama de un sistem de coordonate ortogonal, cu axa x situată în planul drumului pe direcția și în sensul vitezei autovehiculului în poziția corespunzătoare momentului în care începe proiectarea pietonului, pe o traiectorie parabolică, înclinată cu unghiul δ în raport cu carosabilul și axa y perpendiculară pe suprafața drumului (v. Fig. 3.12) [6, 21, 46, 55]; această poziție se ia ca referință pentru scala timpului.

După momentul t_0 (timpul în care pietonul a fost în contact cu autovehiculul), pe o durată t_{pa} scursă din momentul începerii proiectării pietonului până la căderea lui pe carosabil, pietonul se deplasează independent de autovehicul după o traiectorie parabolică care intersectează carosabilul sub un unghi β . Întrucât în majoritatea cazurilor viteza v_{p0} este sub 60 km/h [21, 46, 55], se neglijează rezistența aerului, situație în care se consideră că v_{p0} își păstrează neschimbată valoarea până la contactul pietonului cu carosabilul. În continuare, pietonul se rostogolește și alunecă pe carosabil cu mișcare frânată, cu un coeficient f_p , și se oprește după o distanță S pe care o străbate într-un timp t_{ps} .

Autovehiculul se deplasează după impactul inițial cu viteză constantă v_{a0} o distanță S_1 când se scurge timpul t_{a1} cât autovehiculul s-a deplasat cu viteză constantă, după lovirea pietonului, iar apoi începe frânarea și se oprește la capătul timpului t_a scurs din momentul contactului inițial până la oprirea autovehiculului, după o deplasare pe distanța S_2 [21, 46, 55]. Coeficientul de frecare (aderență) dintre anvelopele autovehiculului și carosabil depinde de natura și starea drumului.

Întrucât, forța de impact, aflată la nivelul zonei de lovire nu trece decât de rare ori prin centrul de greutate al corpului pietonului, acesta execută în același timp cu mișcarea de translație și o mișcare de rotație. Având în vedere ponderea redusă a energiei care provoacă rotația și ținând seama de ecuația conservării impulsurilor numai pentru translație ($v_{a0} \cdot (m_a + m_p) = m_a \cdot v_a$), se poate obține viteza autovehiculului în momentul inițial al proiectării pietonului, cu o relație de forma [6, 21, 46, 55]:

$$v_{a0} = \frac{m_a}{m_a + m_p} \cdot v_a, \text{ în km/h.} \quad (3.38)$$

Cunoscând viteza autovehiculului în momentul inițial al proiectării pietonului, se poate determina viteza pietonului după desprinderea de autovehicul, cu o relație de forma [6, 21, 46, 55]:

$$v_{p0} = \rho_v \cdot v_{a0}, \text{ în km/h.} \quad (3.39)$$

În majoritatea situațiilor coliziunilor frontale cu rostogolirea pietonului, $\rho_v = 1$ [6, 21, 46, 55], ρ_v fiind raportul dintre viteza pietonului (v_{p0}) și viteza autovehiculului (v_{a0}) în momentul desprinderii.

Dacă, în procesul proiectării pietonului, se neglijează rezistența aerului, traiectoria pietonului este parabolică, cu decelerația orizontală nulă și accelerația verticală uniformă g . În aceste condiții, distanța S_{pa} poate fi determinată cu relația [6, 21, 46, 55]:

$$S_{pa} = v_{p0} \cdot t_{pa} \cdot \cos \delta - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t_{pa}^2 \cdot \sin \alpha, \text{ în m.} \quad (3.40)$$

Timpul t_{pa} , scurs din momentul începerii proiectării pietonului până la căderea lui pe carosabil, este compus din durata ridicării corpului cu viteza ($v_{p0} \cdot \sin \delta$) până la înălțimea ($\frac{v_{p0}^2 \cdot \sin^2 \delta}{2 \cdot g \cdot \cos \alpha}$) și din durata coborârii lui de la această înălțime până pe carosabil, adică [6, 21, 46, 55]:

$$t_{pa} = \frac{v_{p0} \cdot \sin \delta}{g \cdot \cos \alpha} + \frac{\sqrt{(v_{p0} \cdot \sin \delta)^2 + 2 \cdot g \cdot h \cdot \cos \alpha}}{g \cdot \cos \alpha}, \text{ în s.} \quad (3.41)$$

În momentul contactului pietonului cu drumul, viteza v_{p0} are componentele v_{p0x} - pe carosabil și v'_{p0y} - perpendiculară pe carosabil [6, 21, 46, 55]:

$$\begin{cases} v_{p0x} = v_{p0} \cdot \cos \delta - g \cdot t_{pa} \cdot \sin \alpha \\ v'_{p0y} = v_{p0} \cdot \sin \delta - g \cdot t_{pa} \cdot \cos \alpha \end{cases}, \text{ în km/h.} \quad (3.42)$$

Viteza rezultantă v_{p0r} , cu care începe să se deplaseze corpul pietonului pe carosabil, după căderea acestuia pe sol, se determină ținând seama de faptul că ciocnirea pietonului cu drumul este fără ricoșeu, iar conform principiului conservării impulsului ($m_p \cdot v_{p0r} = m_p \cdot v_{p0x} + \mu \cdot m_p \cdot v'_{p0y}$), se obține relația [6, 21, 46, 55]:

$$v_{p0r} = v_{p0x} + \mu \cdot v'_{p0y}, \text{ în km/h,} \quad (3.43)$$

unde $\mu = -f_p$ (μ se confundă cu f_p); μ este raportul dintre impulsul tangențial ($m_p \cdot v_{p0x}$) și impulsul vertical ($m_p \cdot v'_{p0y}$) ale forțelor dezvoltate la căderea corpului pietonului pe carosabil.

Unghiul β dintre traiectoria pietonului și carosabil se determină în funcție de vitezele v_{p0x} și v'_{p0y} [21, 46, 55]:

$$\beta = \arctg \frac{v'_{p0y}}{v_{p0x}}, \text{ în grad.} \quad (3.44)$$

Distanța S , pe care alunecă corpul pietonului pe carosabil, se poate determina cu relația [6, 21, 46, 55]:

$$S = \frac{v_{p0r}^2}{2 \cdot g \cdot (f_p \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}, \text{ în m.} \quad (3.45)$$

Coeficientul de frecare f_p între pieton și carosabil este un coeficient de rezistență la înaintare, întrucât în afara frecării propriu-zise de alunecare cu drumul intervin rostogoliri; o pondere mare în estimarea lui f_p o au pierderile energetice datorate ruperii de organe interne, fracturării oaselor și/sau ruperii îmbrăcămintei.

Distanța S_p de proiectare a pietonului din momentul contactului inițial până la oprirea pe carosabil este dată de relația [6, 21, 46, 55]:

$$S_p = S_L + S_{pa} + S, \text{ în m,} \quad (3.46)$$

în care $S_L \cong h/2$.

Înălțimea maximă h_{max} a traiectoriei pietonului (v. Fig. 3.12) se poate determina cu relația [21, 46, 55]:

$$h_{max} = h + \frac{v_{p0}^2 \cdot \sin^2 \delta}{2 \cdot g \cdot \cos \alpha}, \text{ în m.} \quad (3.47)$$

Pe baza metodei de calcul [46, 55] se obțin rezultate cu interpretare grafică a mărimilor cinematice care caracterizează coliziunile de tip autovehicul-pieton. Pentru exemplificare, în modelul de calcul numeric, s-au avut în vedere următoarele date de intrare [46]: autoturismul implicat în accident este aflat în urcare pe un drum din asfalt uscat, cu înclinarea longitudinală (α_i); viteza autovehiculului (v_{au});

înălțimea centrului de greutate (h_i) și masa (m_{pj}) pietonului; înclinarea inițială a traiectoriei pietonului (δ_i).

Pe baza datelor de intrare, ținând seama de fenomenele fizice din cadrul etapelor consecutive ale coliziunii autovehicul-pieton (v. Fig.

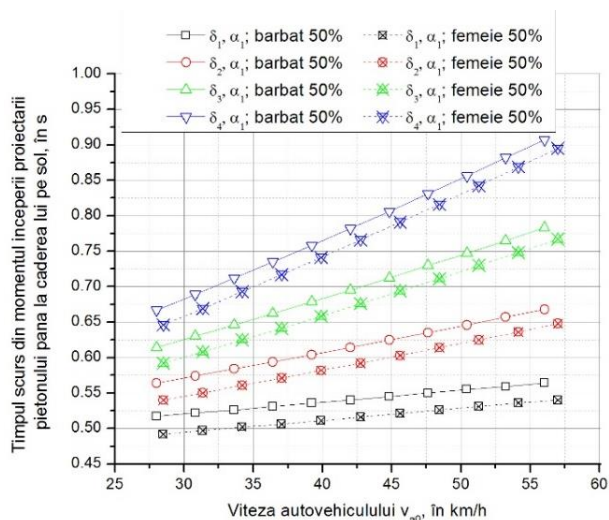


Fig. 3.13. Variația timpului scurs din momentul începerii proiectării pietonului (bărbat/femeie 50%) până la căderea pe sol, în funcție de viteza de impact, pentru situația unei înclinări longitudinale a drumului constantă și diferite înclinări ale traiectoriei (δ_i).

3.12) și apelând la modelul de calcul numeric, dezvoltat în programul MathCAD, se obțin rezultate cu privire la variația: timpului scurs din momentul începerii proiectării pietonului până la căderea lui pe sol, în funcție de viteza de impact (Fig. 3.13, Tabelul 3.1) [46]; distanței parcurse de pieton din momentul începerii proiectării până la căderea pe carosabil, în funcție de viteza de impact (Fig. 3.14, Fig. 3.15) [46]; vitezei rezultante cu care începe să se deplaseze corpul pietonului după

căderea pe sol, în funcție de viteza de impact (Fig. 3.16) [46]; diferenței dintre viteza rezultantă v_{p0r} , cu care începe să se deplaseze corpul pietonului pe carosabil, după căderea acestuia pe sol și viteza pietonului v_{p0} după desprinderea de autovehicul, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei pietonului (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i) (Fig. 3.17) [46]; distanței pe care alunecă corpul pietonului pe carosabil, în funcție de viteza rezultantă cu care începe să se deplaseze corpul pietonului pe carosabil, după căderea acestuia pe sol (Fig. 3.18) [46]; distanței de proiectare a pietonului din momentul contactului inițial până la oprirea pe carosabil, în funcție de viteza de impact (Fig. 3.19) [46] etc.

Tabelul 3.1. Variația timpului scurs din momentul începerii proiectării pietonului până la căderea lui pe sol, în %, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i), luând ca bază de comparație pietonul bărbat 50%, respectiv femeie 50%.

Pietonul δ, α	bărbat		femeie	
	5%	95%	5%	95%
δ_1, α_1	-4,222035	+2,422204	-3,328637	+5,019373
δ_1, α_2	-4,253531	+2,387357	-3,344482	+4,981517
δ_1, α_3	-4,215653	+2,384951	-3,377309	+5,030783
δ_1, α_4	-4,225352	+2,397720	-3,354408	+5,040393
δ_2, α_1	-3,414634	+1,892092	-2,698559	+4,124502
δ_2, α_2	-3,443180	+1,876755	-2,682403	+4,107909
δ_2, α_3	-3,453365	+1,889020	-2,694840	+4,149441
δ_2, α_4	-3,475700	+1,855670	-2,704354	+4,110008
δ_3, α_1	-2,727391	+1,422419	-2,107383	+3,248322
δ_3, α_2	-2,777778	+1,369327	-2,093117	+3,260432
δ_3, α_3	-2,773799	+1,367366	-2,103712	+3,269463
δ_3, α_4	-2,743466	+1,417241	-2,112864	+3,276277
δ_4, α_1	-2,121739	+0,997101	-1,598579	+2,569568
δ_4, α_1	-2,143685	+0,984936	-1,609658	+2,580187
δ_4, α_1	-2,140708	+0,960426	-1,595933	+2,577137
δ_4, α_1	-2,147806	+0,993072	-1,615566	+2,570755

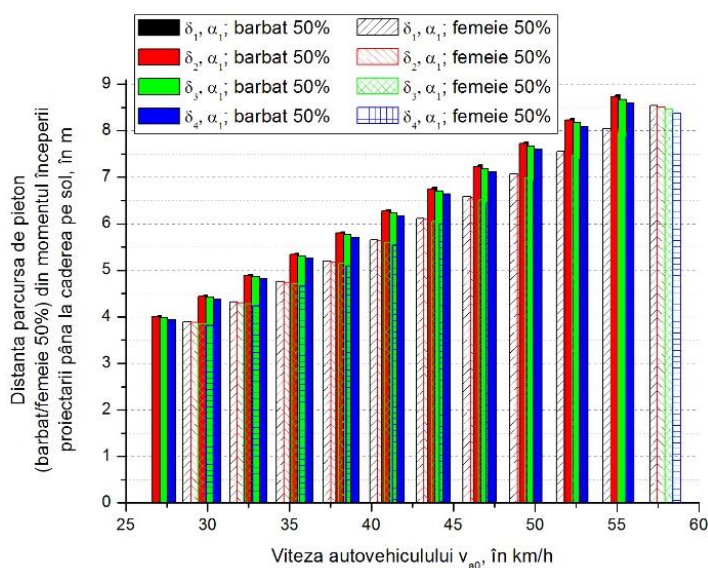


Fig. 3.14. Variația distanței parcurse de pieton (bărbat/femeie 50%) din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol, în funcție de viteza de impact, pentru situația unei înclinări longitudinale a drumului constantă (α_1) și diferite înclinări ale traiectoriei (δ_i).

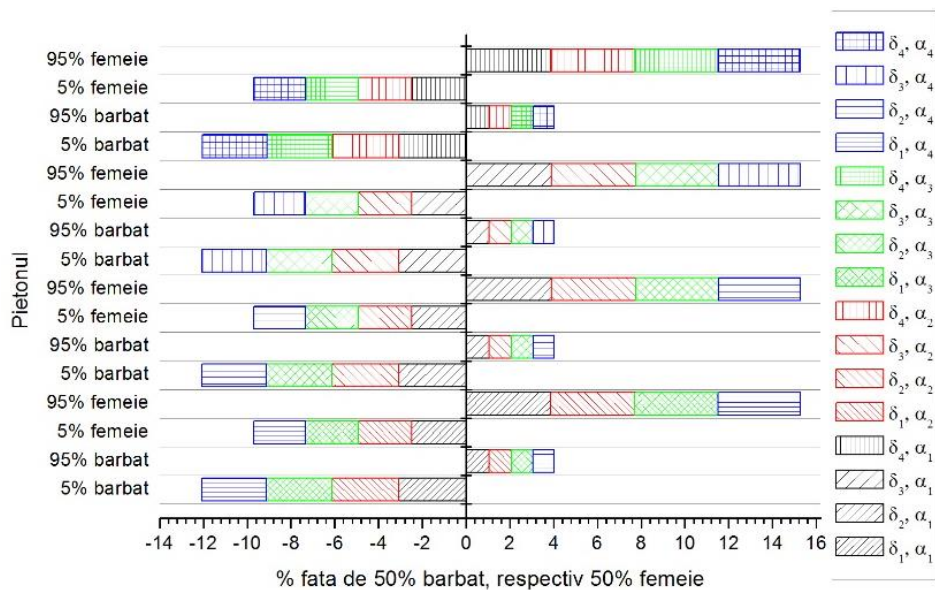


Fig. 3.15. Variația distanței parcurse de pieton din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol, în %, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i), luând ca bază de comparație pietonul bărbat 50%, respectiv femeie 50%.

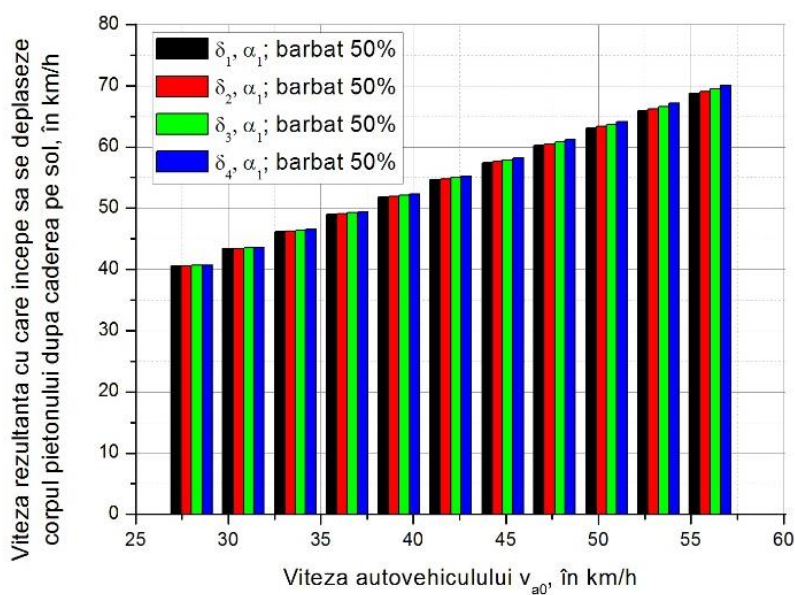


Fig. 3.16. Variația vitezei rezultante cu care începe să se deplaseze corpul pietonului după căderea pe sol, în funcție de viteza de impact, pentru situația unei înclinări longitudinale a drumului constantă (α_1) și diferite înclinări ale traiectoriei (δ_i).

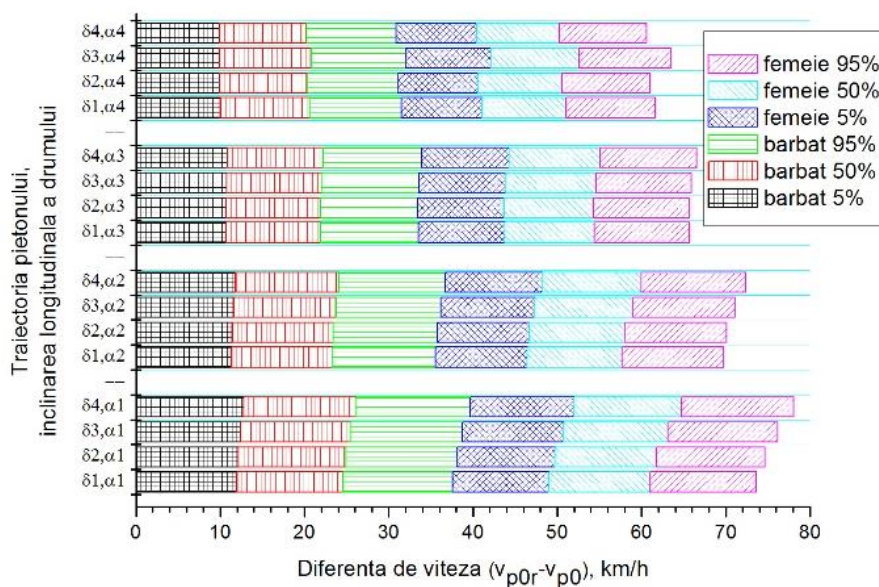


Fig. 3.17. Diferența vitezelor ($v_{p0r}-v_{p0}$), pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei pietonului (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i).

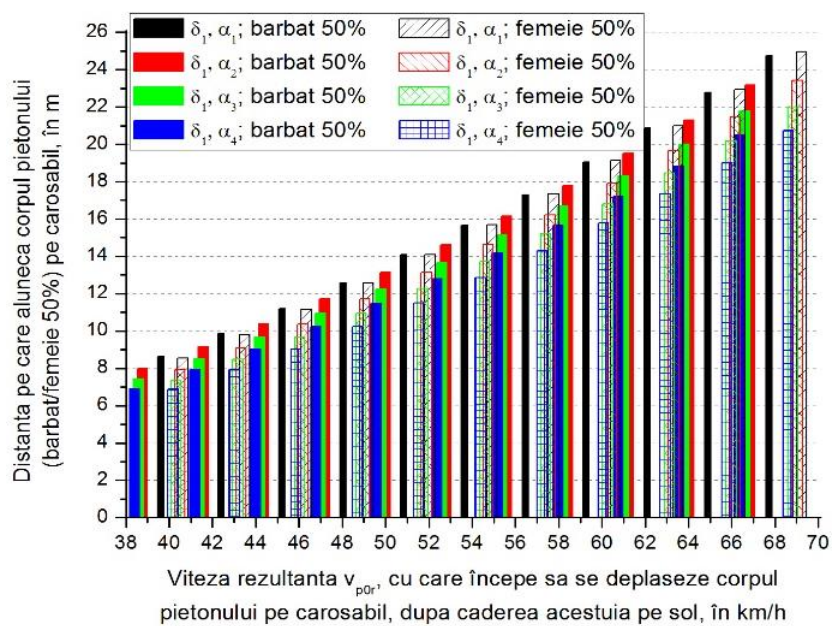


Fig. 3.18. Distanța pe care alunecă corpul pietonului (bărbat/femeie 50%) pe carosabil, pentru situația unei înclinări constante a traiectoriei pietonului (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i).

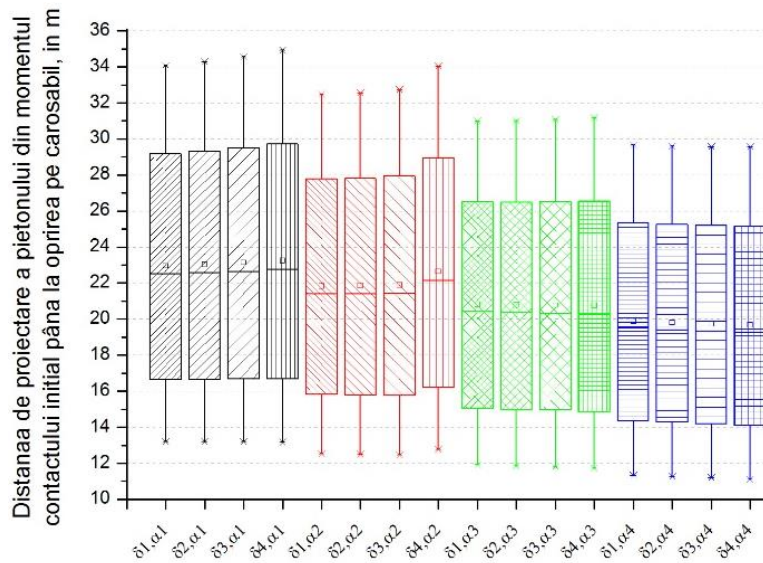


Fig. 3.19. Distanța de proiectare a pietonului (bărbat 50%) din momentul contactului inițial până la oprirea pe carosabil, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei pietonului (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i).

Modelul numeric dezvoltat [46, 55] permite schimbarea datelor de intrare, și luarea în considerare a altor condiții de impact. Algoritmul de calcul poate fi adaptat și pentru situația în care, pentru reconstrucția accidentului, se urmărește determinarea vitezei inițiale a autovehiculului în scopul comparării ei cu viteza maximă admisă în acel loc sau pentru a aprecia posibilitățile de evitare.

3.2.3. Modelarea numerică a accidentelor rutiere motocicletă-autoturism

În lucrarea [49], se evaluează, din punct de vedere fizico-matematic, mărimile cinematice ale accidentelor rutiere motocicletă-autoturism, în diferite etape ale acestora. La evaluarea mărimilor cinematice care caracterizează asemenea accidente se ține seama de parametri rezultați din cercetarea primară a locului faptei. Prin reconstituirea unor asemenea accidente se caută să se determine [49, 55] variația vitezei motociclistului (bărbat/femeie - 5%, 50%, 95%), în funcție de distanța parcursă de motociclist de la începerea proiectării până la oprirea pe sol - distanța totală de proiectare, ținând seama și de unghiul de înclinare a traiectoriei lui. În situația diferitelor unghiuri de lansare a motociclistului, atât distanța parcursă de motociclist din

momentul începerii proiectării până la căderea pe sol - distanța de proiectare prin aer, cât și cea totală de proiectare, se determină în funcție de distanța de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat, urmărind dependența dintre aceste mărimi cinematice. Rezultatele obținute [49] sunt sub formă grafică și oferă posibilitatea surprinderii diverselor etape ale accidentului. Modelul numeric dezvoltat [49, 55] poate fi aplicat la soluționarea unui număr mare de cazuri de accidente rutiere, de tip motocicletă-autoturism, pentru a stabili dinamica producerii acestora, respectiv reconstituirea lor. Pentru evaluarea mărimilor cinematice ale coliziunii motocicletă-autoturism, prin abordarea prezentei tematici s-a urmărit [49, 55] dezvoltarea unui model de calcul numeric, de exemplu în programul MathCAD, în care să se țină seama de fenomenele fizice din cadrul etapelor consecutive ale coliziunii, care au loc la asemenea accidente rutiere, și care permite utilizatorului obținerea rezultatelor urmărite, cu interpretări grafice.

Pentru exemplificare [49], s-a luat în considerare situația în care vitezele motocicletei și a autoturismului au direcții perpendiculare (Fig. 3.20) [21, 49, 55]. În acest sens, centrul de greutate al conducătorului motocicletei se consideră deasupra punctului de impact dintre roata din față și partea laterală a autoturismului. Din această cauză ia naștere momentul care rotește ușor motocicleta în jurul roții din față, iar în acest timp motociclistul se desprinde de motocicletă și este proiectat peste capota autoturismului pe o traiectorie înclinată inițial cu un unghi δ_0 (v. Fig. 3.20), în raport cu planul drumului (δ_0 este unghiul între traiectoria inițială a motociclistului și drum (unghiul de lansare a motociclistului)). După desprinderea de motocicletă, conducătorul ei este proiectat prin aer o distanță S_{pa} , iar apoi la contactul cu solul, pe care alunecă până la oprire pe distanța S_s , energia corpului său este disipată pentru învingerea frecărilor, pentru ruperea îmbrăcămintei, fracturări oase etc.

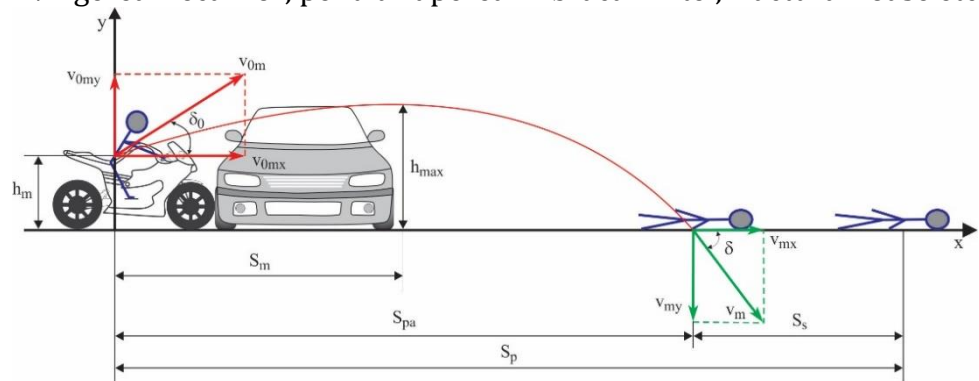


Fig. 3.20. Schema coliziunii laterale dintre motocicletă și autoturism.

Dintre notațiile utilizate în figura 3.20, se menționează [49, 55]: S_m - distanța parcursă de motociclist până la atingerea înălțimii maxime; S_{pa} - distanța parcursă de motociclist din momentul începerii proiectării până la căderea pe carosabil (distanța de proiectare prin aer); S_p - distanța parcursă de motociclist de la începerea proiectării până la oprirea pe sol (distanța totală de proiectare); S_s - distanța de alunecare, printr-o mișcare uniform decelerată, a motociclistului pe terenul pe care a fost proiectat. În modelul numeric se utilizează o serie de variabile, astfel [49, 55]: i - caracterizează înclinarea inițială a traiectoriei motociclistului (de exemplu, $i = 1 \dots 4$; $\delta_{0_i} = 10^\circ \dots 25^\circ$); j - caracterizează înălțimea centrului de greutate (h_{m_j}) al motociclistului [1, 41, 49, 55], (de exemplu, $j = 1 \dots 6$: $j = 1$ - bărbat, 5%, $h_{m_1} = 0,976$ m; $j = 2$ - bărbat, 50%, $h_{m_2} = 1,015$ m; $j = 3$ - bărbat, 95%, $h_{m_3} = 1,056$ m; $j = 4$ - femeie, 5%, $h_{m_4} = 0,972$ m; $j = 5$ - femeie, 50%, $h_{m_5} = 1,004$ m; $j = 6$ - femeie, 95%, $h_{m_6} = 1,047$ m); u - caracterizează spațiul S_s , (de exemplu, $u = 1 \dots 5$; $S_{s_u} = 3 \dots 15$ m).

Ecuțiile [4-6, 17, 21, 28-33, 49, 55, 60] modelului matematic se definesc într-un sistem ortogonal, cu axa x în planul drumului pe direcția și în sensul vitezei motociclistului și cu axa y trecând prin centrul de greutate al motociclistului în poziția corespunzătoare cu momentul impactului roții din față a motocicletei cu partea laterală a autoturismului. Acest moment se ia ca referință pentru scala timpului [21, 49, 55]. După impact, motociclistul are o mișcare pe orizontală cu viteză constantă și o mișcare pe verticală cu accelerație constantă.

Mișcarea pe verticală a motociclistului este caracterizată de relația [4, 5, 21, 33, 49, 55]:

$$y = h_m + v_{0my} \cdot t - \frac{g \cdot t^2}{2} = h_m + (v_{0m} \cdot \sin \delta_0) \cdot t - \frac{g \cdot t^2}{2}, \quad (3.48)$$

unde t este un timp oarecare.

Motociclistul evoluează paralel cu drumul după o mișcare uniformă, conform relației [4, 5, 21, 33, 49, 55]:

$$x = v_{0mx} \cdot t = (v_{0m} \cdot \cos \delta_0) \cdot t. \quad (3.49)$$

Ținând seama de relațiile (3.48) și (3.49), se obține [4, 21, 49, 55]:

$$y = h_m + x \cdot \operatorname{tg} \delta_0 - \frac{g \cdot x^2}{2 \cdot v_{0m}^2 \cdot \cos^2 \delta_0}. \quad (3.50)$$

În urma rezolvării ecuației (3.50) în raport cu x , rezultă [21, 49, 55]:

$$x = \frac{v_{0m}^2 \cdot \sin \delta_0 \cdot \cos \delta_0}{g} + \sqrt{\frac{v_{0m}^4 \cdot \sin^2 \delta_0 \cdot \cos^2 \delta_0}{g^2} - (y - h_m) \cdot \frac{2 \cdot v_{0m}^2 \cdot \cos^2 \delta_0}{g}}. \quad (3.51)$$

Dacă terenul pe care este proiectat motociclistul este la același nivel cu drumul, atunci $y = 0$ și $x = S_{pa}$, deci [6, 21, 33, 49, 55]:

$$S_{pa} = \frac{v_{0m}^2 \cdot \sin \delta_0 \cdot \cos \delta_0}{g} + \sqrt{\frac{v_{0m}^4 \cdot \sin^2 \delta_0 \cdot \cos^2 \delta_0}{g^2} + \frac{2 \cdot h_m \cdot v_{0m}^2 \cdot \cos^2 \delta_0}{g}}. \quad (3.52)$$

Funcția y din relația (3.50) admite un maxim pentru valoarea lui $x = S_m$, la care $\frac{dy}{dx} = 0$ [21, 49, 55]:

$$x = \frac{v_{0m}^2 \cdot \cos \delta_0 \cdot \sin \delta_0}{g} = S_m. \quad (3.53)$$

Având în vedere relațiile (3.49), (3.50) și (3.53), se poate obține timpul t_m , scurs din momentul începerii proiectării motociclistului până la atingerea înălțimii maxime, și înălțimea maximă $y_{max} = h_{max}$, astfel [21, 46, 49, 55]:

$$t_m = \frac{v_{0m} \cdot \sin \delta_0}{g}; \quad (3.54)$$

$$h_{max} = h_m + \frac{v_{0m}^2 \cdot \sin^2 \delta_0}{2 \cdot g} \quad (3.55)$$

Pentru determinarea timpului t_{pa} , scurs din momentul începerii proiectării motociclistului până la căderea lui pe sol, în relația (3.48) se pune condiția $y = 0$ și se obține [4-6, 21, 49, 55]:

$$t_{pa} = \frac{v_{0m} \cdot \sin \delta_0}{g} + \sqrt{\frac{v_{0m}^2 \cdot \sin^2 \delta_0}{g^2} + \frac{2 \cdot h_m}{g}}. \quad (3.56)$$

Componenta pe verticală v_{my} a vitezei motociclistului într-un moment oarecare t reiese din derivarea expresiei (3.48) [4-6, 21, 33, 46, 49, 55]:

$$dy/dt = v_{0m} \cdot \sin \delta_0 - g \cdot t = v_{my}. \quad (3.57)$$

În momentul căderii pe sol, adică după scurgea timpului t_{pa} , componenta orizontală v_{mx} a vitezei motociclistului este aceeași cu v_{0mx} ($v_{mx} = v_{0mx}$), iar componenta verticală v_{my} a vitezei motociclistului va fi: $v_{my} = v_{0m} \cdot \sin \delta_0 - g \cdot t_{pa}$. Astfel, ținând seama și de relația (3.56), viteza v_{my} se poate exprima conform relației [21, 49, 55]:

$$v_{my} = -\sqrt{v_{0m}^2 \cdot \sin^2 \delta_0 + 2 \cdot g \cdot h_m}. \quad (3.58)$$

Unghiul δ dintre traiectoria motociclistului și carosabil (unghiul între traiectoria finală a motociclistului și drum - unghiul de cădere a motociclistului) se determină în funcție de vitezele v_{mx} și v_{my} , astfel [21, 46, 49]: $\delta = \arctg \frac{|v_{my}|}{v_{mx}}$, adică,

$$\delta = \arctg \frac{\sqrt{v_{0m}^2 \cdot \sin^2 \delta_0 + 2 \cdot g \cdot h_m}}{v_{0m} \cdot \cos \delta_0} \quad (3.59)$$

Viteza rezultantă v_m , cu care începe să se deplaseze corpul motociclistului pe carosabil, după căderea lui pe sol, se determină ținând seama de faptul că ciocnirea acestuia cu drumul este fără ricoșeu, iar conform principiului conservării impulsului ($m_m \cdot v_m = m_m \cdot v_{mx} + \mu \cdot m_m \cdot v_{my}$), se obține relația [4-6, 21, 46, 49, 55]:

$$v_m = v_{mx} + \mu \cdot v_{my}, \quad (3.60)$$

unde $\mu = -f_m$ (μ se confundă cu f_m); μ este raportul între impulsul tangențial ($m_m \cdot v_{mx}$) și impulsul vertical ($m_m \cdot v_{my}$) al forțelor dezvoltate la căderea corpului motociclistului pe sol.

După cădere, motociclistul se rostogolește și alunecă pe carosabil cu mișcare frânată, cu un coeficient f_m , și se oprește după o distanță S_s , pe care o străbate în timpul t_s . Coeficientul de frecare f_m între motociclist și carosabil este un coeficient de rezistență la înaintare [4-6, 13, 21, 28-33, 49, 55], întrucât în afara frecării propriu-zise de alunecare cu drumul, intervin rostogoliri; o pondere mare în estimarea lui f_m o au pierderile energetice datorate ruperii îmbrăcămintei, fracturării oaselor etc.

Ținând seama de relațiile (3.58), (3.60) și valoarea lui v_{mx} , viteza rezultantă v_m cu care începe să se deplaseze corpul motociclistului după căderea acestuia pe sol, devine [21, 49]:

$$v_m = v_{0m} \cdot \cos \delta_0 - \mu \cdot \sqrt{v_{0m}^2 \cdot \sin^2 \delta_0 + 2 \cdot g \cdot h_m}. \quad (3.61)$$

Distanța S_s de alunecare pe sol și timpul t_s aferent parcurgerii acestei distanțe (alunecării motociclistului, pe distanța S_s , după ce acesta a ajuns pe carosabil și se rostogolește și alunecă pe drum cu o mișcare frânată) rezultă din condițiile mișcării uniform decelerate a motociclistului [21, 46, 49, 55]:

$$S_s = \frac{v_m^2}{2 \cdot g \cdot f_m}; \quad (3.62)$$

$$t_s = \frac{v_m}{g \cdot f_m}. \quad (3.63)$$

Timpul t_p total de mișcare și distanța S_p totală de proiectare a motociclistului se obțin conform relațiilor [21, 49, 55]:

$$t_p = t_{pa} + t_s; \quad (3.64)$$

$$S_p = S_{pa} + S_s. \quad (3.65)$$

În general, în practica expertizelor tehnice se cere determinarea vitezei motocicletei, respectiv a vitezei inițiale de proiectare a motociclistului, după urmele de la locul faptei [21, 49, 55]. Astfel, în funcție de notațiile folosite, se pot utiliza relațiile:

- dacă se cunoaște distanța S_s , ținând seama de relația (3.61), adaptată variabilelor considerate [49, 55]:

$$v_{0m_{i,j,u}} \cdot \cos \delta_{0i} - \mu \cdot \sqrt{v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \sin^2 \delta_{0i} + 2 \cdot g \cdot h_{mj}} - v_{m_u} = 0, \quad (3.66)$$

viteza v_{0m} se poate determina, ca soluție a ecuației [49, 55]:

$$v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot (\cos^2 \delta_{0i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0i}) - v_{0m_{i,j,u}} \cdot 2 \cdot v_{m_u} \cdot \cos \delta_{0i} + (v_{m_u}^2 - 2 \cdot \mu^2 \cdot g \cdot h_{mj}) = 0, \quad (3.67)$$

cu ajutorul relației [21, 49, 55]:

$$v_{0m_{i,j,u}} = \frac{v_{m_u} \cdot \cos \delta_{0i}}{\cos^2 \delta_{0i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0i}} + \sqrt{\left(\frac{v_{m_u} \cdot \cos \delta_{0i}}{\cos^2 \delta_{0i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0i}}\right)^2 - \frac{v_{m_u}^2 - 2 \cdot \mu^2 \cdot g \cdot h_{mj}}{\cos^2 \delta_{0i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0i}}}, \quad (3.68)$$

în care, viteza v_m se exprimă în funcție de distanța S_s cu relația [4-6, 17, 21, 28-33, 49, 55, 60]:

$$v_{m_u} = \sqrt{2 \cdot f_m \cdot g \cdot S_{s_u}}; \quad (3.69)$$

- dacă se cunoaște distanța S_{pa} , viteza v_{0m} se poate determina cu ajutorul relației (3.52), adaptată variabilelor considerate [49, 55]:

$$\sqrt{\left(\frac{v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \sin \delta_{0i} \cdot \cos \delta_{0i}}{g}\right)^2 + \frac{2 \cdot h_{mj} \cdot v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \cos^2 \delta_{0i}}{g}} = S_{pa_{i,j,u}} - \frac{v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \sin \delta_{0i} \cdot \cos \delta_{0i}}{g}, \quad (3.70)$$

și transformată într-o ecuație de gradul doi, de forma [49, 55]:

$$v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{\sin \delta_{0i} \cdot \cos \delta_{0i}}{g} \cdot S_{pa_{i,j,u}} + \frac{2 \cdot h_{mj} \cdot \cos^2 \delta_{0i}}{g}\right) = S_{pa_{i,j,u}}^2, \quad (3.71)$$

a cărei soluție este [49, 55]:

$$v_{0m_{i,j,u}} = \frac{S_{pa_{i,j,u}}}{\sqrt{\frac{\sin 2\delta_{0i}}{g} \cdot S_{pa_{i,j,u}} + \frac{2 \cdot h_{mj} \cdot \cos^2 \delta_{0i}}{g}}}; \quad (3.72)$$

- dacă este cunoscută distanța S_p , viteza v_{0m} se poate calcula cu ajutorul relației (3.65), în care se introduc relațiile (3.52), (3.61) și (3.62) [49, 55]:

$$\frac{v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \sin \delta_{0i} \cdot \cos \delta_{0i}}{g} + \sqrt{\left(\frac{v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \sin \delta_{0i} \cdot \cos \delta_{0i}}{g}\right)^2 + \frac{2 \cdot h_{mj} \cdot v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \cos^2 \delta_{0i}}{g}} + \left(\frac{v_{0m_{i,j,u}} \cdot \cos \delta_{0i} - \mu \cdot \sqrt{v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \sin^2 \delta_{0i} + 2 \cdot g \cdot h_{mj}}}{\sqrt{2 \cdot f_m \cdot g}}\right)^2 - S_{p_{i,j,u}} = 0, \quad (3.73)$$

iar după simplificări se ajunge la ecuația [49, 55]:

$$v_{0m_{i,j,u}}^2 \cdot \frac{(\cos \delta_{0i} + f_m \cdot \sin \delta_{0i})^2}{2 \cdot f_m \cdot g} = S_{p_{i,j,u}} - \mu \cdot h_{mj}, \quad (3.74)$$

a cărei soluție este [4, 5, 28-33, 49, 55]:

$$v_{0m_{i,j,u}} = \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot f_m \cdot (S_{p_{i,j,u}} - \mu \cdot h_{mj})}}{\cos \delta_{0i} + f_m \cdot \sin \delta_{0i}}. \quad (3.75)$$

Distanța totală de proiectare a motociclistului $S_{p_{i,j,u}}$ se poate calcula în funcție de variabilele considerate (δ_{0_i} , h_{m_j} și S_{s_u}), utilizând relația (v. Fig. 3.20) [49, 55]:

$$S_{p_{i,j,u}} = S_{p_{a_{i,j,u}}} + S_{s_u}. \quad (3.76)$$

Distanța de proiectare prin aer a motociclistului $S_{p_{a_{i,j,u}}}$ se poate determina, de asemenea, în funcție de variabilele considerate (δ_{0_i} , h_{m_j} și S_{s_u}), apelând la relațiile (3.52), (3.68) și (3.69) sau la relațiile (3.68), (3.69) și (3.72), din care se ajunge la o ecuație de gradul doi de forma [49, 55]:

$$\begin{aligned} S_{p_{a_{i,j,u}}}^2 & - \frac{4 \cdot f_m \cdot S_{s_u} \cdot \sin \delta_{0_i} \cdot \cos \delta_{0_i}}{\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i}} \cdot \\ & \cdot \left[\cos \delta_{0_i} + \sqrt{\mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i} + \frac{\mu \cdot h_{m_j}}{S_{s_u}} \cdot (\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i})} \right]^2, \quad (3.77) \\ & \cdot S_{p_{a_{i,j,u}}} - \frac{4 \cdot h_m \cdot f_m \cdot S_{s_u} \cdot \cos^2 \delta_{0_i}}{\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i}} \cdot \\ & \cdot \left[\cos \delta_{0_i} + \sqrt{\mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i} + \frac{\mu \cdot h_{m_j}}{S_{s_u}} \cdot (\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i})} \right]^2 = 0 \end{aligned}$$

a cărei soluție este dată de relația (3.78) [49, 55]:

$$\begin{aligned} S_{p_{a_{i,j,u}}} & = \frac{2 \cdot f_m \cdot S_{s_u} \cdot \sin \delta_{0_i} \cdot \cos \delta_{0_i}}{\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i}} \cdot \\ & \cdot \left[\cos \delta_{0_i} + \sqrt{\mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i} + \frac{\mu \cdot h_{m_j}}{S_{s_u}} \cdot (\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i})} \right]^2 + \\ & \cdot \left\{ \frac{2 \cdot f_m \cdot S_{s_u} \cdot \sin \delta_{0_i} \cdot \cos \delta_{0_i}}{\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i}} \cdot \right. \\ & \cdot \left. \left[\cos \delta_{0_i} + \sqrt{\mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i} + \frac{\mu \cdot h_{m_j}}{S_{s_u}} \cdot (\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i})} \right]^2 \right\} + \\ & + \frac{4 \cdot h_m \cdot f_m \cdot S_{s_u} \cdot \cos^2 \delta_{0_i}}{\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i}} \cdot \\ & \cdot \left[\cos \delta_{0_i} + \sqrt{\mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i} + \frac{\mu \cdot h_{m_j}}{S_{s_u}} \cdot (\cos^2 \delta_{0_i} - \mu^2 \cdot \sin^2 \delta_{0_i})} \right]^2 \quad (3.78) \end{aligned}$$

Pe baza metodei de calcul se obțin rezultate cu interpretare grafică a mărimilor cinematice care caracterizează coliziunile de tip motocicletă-autoturism. Pentru exemplificare, în modelul de calcul numeric, pe lângă variabilele menționate (δ_{0_1} , h_{m_j} și S_{s_u}) s-au mai avut în vedere următoarele date de intrare: $f_m = 0,8$; $\mu = 0,8$; înălțimea șei motocicletei [49, 55, 69], circa 0,8 m.

Pe baza datelor de intrare, ținând seama de fenomenele fizice din cadrul etapelor consecutive ale coliziunii motocicletă-autoturism (v. Fig. 3.20) și apelând la modelul de calcul numeric, dezvoltat în programul MathCAD, se obțin rezultate cu privire la dependența dintre distanța parcursă de motociclist din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol (Fig. 3.21, Fig. 3.22), respectiv a distanței totale de proiectare a motociclistului (Fig. 3.23, Fig. 3.24) și distanța de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat, ținând seama și de influența unghiului de înclinare a traiectoriei lui. De asemenea, ținând seama de datele de intrare (δ_{0_1} , h_{m_j} și S_{s_u}), se determină variația vitezei motociclistului în funcție de distanța totală de proiectare a acestuia (Fig. 3.25, Fig. 3.26, Fig. 3.27, Tabelul 3.2), în funcție de diferite unghiuri de lansare ale motociclistului și diferite distanțe de alunecare ale acestuia.

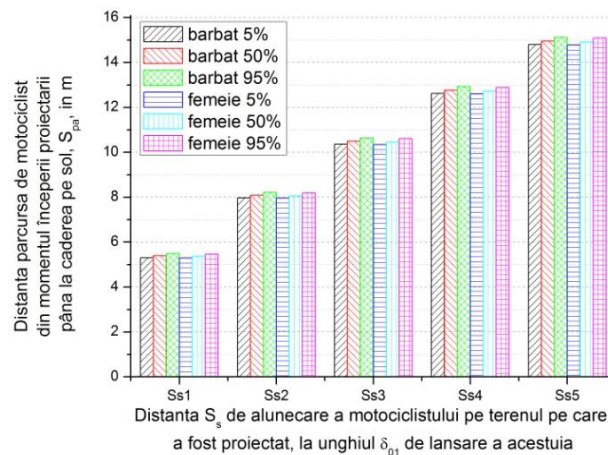


Fig. 3.21. Dependența dintre distanța parcursă de motociclist din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol ($S_{p_{ai,j,u}}$) și distanța de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat (S_{s_u}), pentru unghiul (δ_{0_1}) de înclinare a traiectoriei lui.

Pe baza datelor de intrare, ținând seama de fenomenele fizice din cadrul etapelor consecutive ale coliziunii motocicletă-autoturism (v. Fig. 3.20) și apelând la modelul de calcul numeric, dezvoltat în programul

MathCAD, se obțin rezultate cu privire la dependența dintre distanța parcursă de motociclist din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol (Fig. 3.21, Fig. 3.22), respectiv a distanței totale de proiectare a motociclistului (Fig. 3.23, Fig. 3.24) și distanța de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat, ținând seama și de influența unghiului de înclinare a traiectoriei lui.

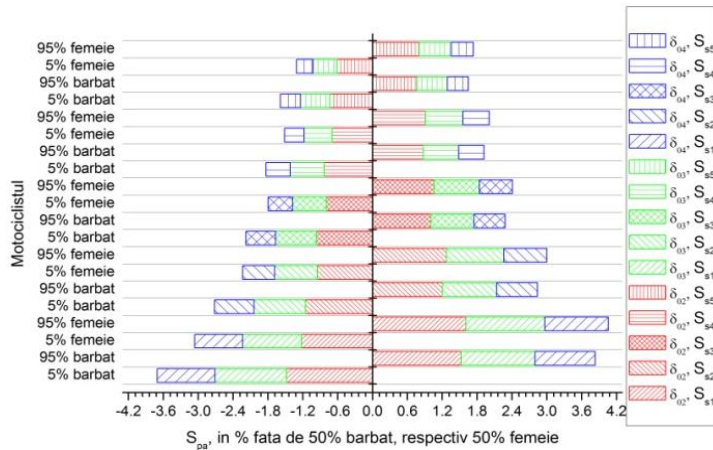


Fig. 3.22. Variația distanței parcurse de motociclist din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol, în %, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui ($\delta_{0,2,3,4}$), luând ca bază de comparație motociclistul bărbat 50%, respectiv femeie 50%, ținând seama și de influența spațiului ($S_{s1...s5}$) de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat.

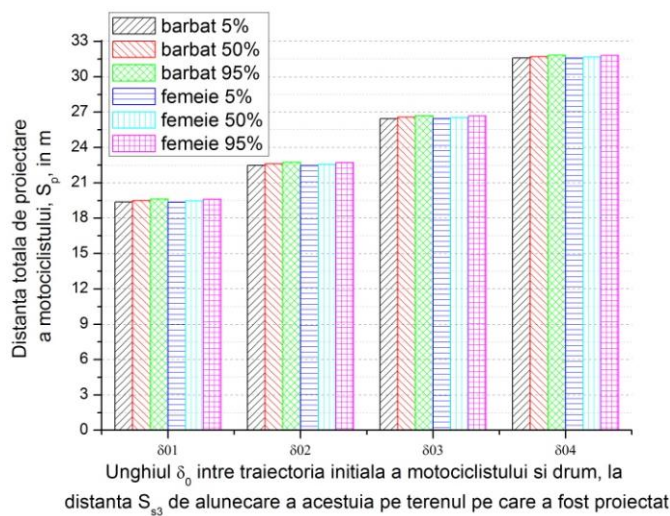


Fig. 3.23. Variația distanței parcurse de motociclist de la începerea proiectării până la oprirea pe sol ($S_{pi,j,3}$) în funcție de unghiul (δ_{0i}) de înclinare a traiectoriei lui, la spațiul (S_{s3}) de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat.

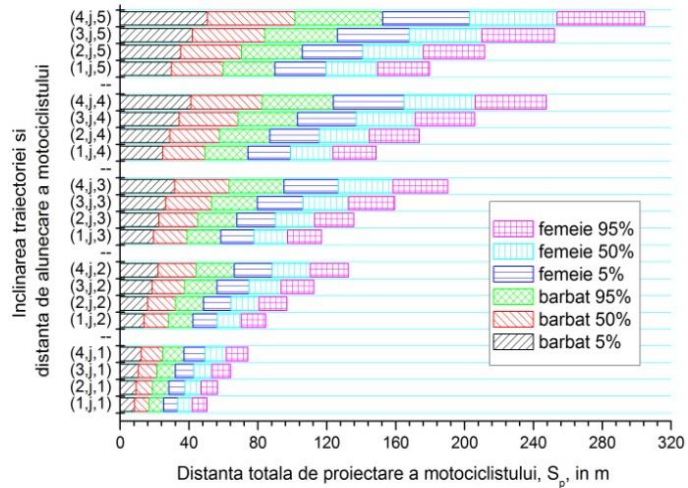


Fig. 3.24. Distanța totală de proiectare a motociclistului ($S_{p_{i,j,u}}$), la diferite înclinări (δ_{0_i}) ale traiectoriei lui și diferite distanțe de alunecare (S_{s_u}).

De asemenea, ținând seama de datele de intrare (δ_{0_i} , h_{m_j} și S_{s_u}), se determină variația vitezei motociclistului în funcție de distanța totală de proiectare a acestuia (Fig. 3.25, Fig. 3.26, Fig. 3.27, Tabelul 3.2), în funcție de diferite unghiuri de lansare ale motociclistului și diferite distanțe de alunecare ale acestuia.

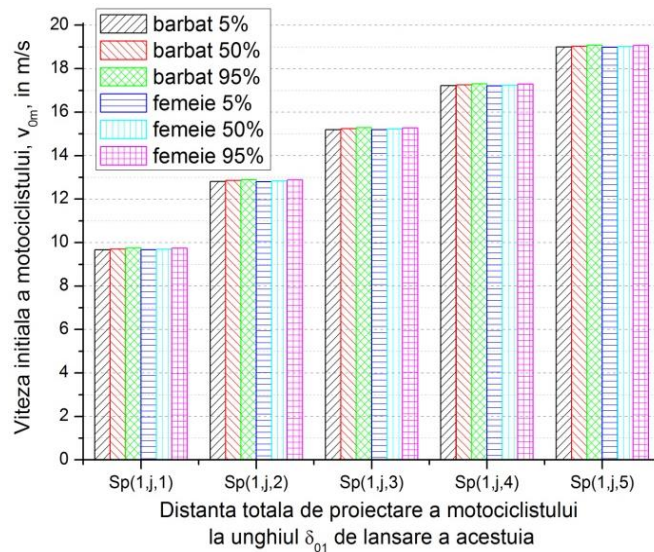


Fig. 3.25. Variația vitezei inițiale a motociclistului ($v_{0m_{1,j,u}}$) în funcție de distanța parcursă de motociclist de la începerea proiectării până la oprirea pe sol ($S_{p_{1,j,u}}$), la unghiul (δ_{0_1}) de înclinare a traiectoriei lui și diferite distanțe de alunecare (S_{s_u}).

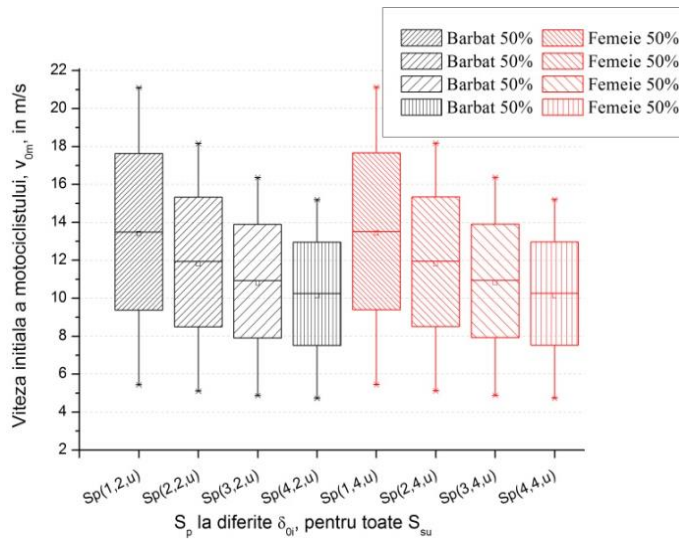


Fig. 3.26. Viteza inițială a motociclistului (bărbat 50%, respectiv femeie 50%), pentru situația diferitelor distanțe totale de proiectare ($S_{p_{i,z,u}}$, $S_{p_{i,4,u}}$), la diferite înclinări (δ_{oi}) ale traiectoriei lui și toate distanțele (S_{su}) de alunecare.

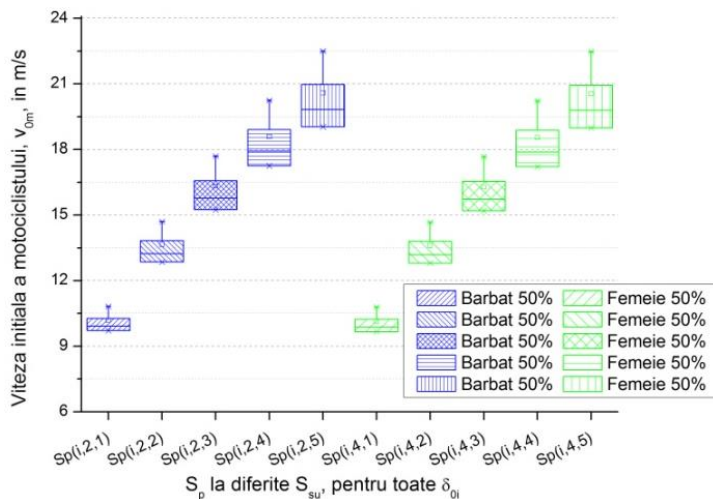


Fig. 3.27. Viteza inițială a motociclistului (bărbat 50%, respectiv femeie 50%), pentru situația diferitelor distanțe totale de proiectare ($S_{p_{i,z,u}}$, $S_{p_{i,4,u}}$), la diferite distanțe (S_{su}) de alunecare și toate înclinările (δ_{oi}) ale traiectoriei lui.

Rezultatele obținute (grafic - Fig. 3.21...3.27 și tabelar - Tabelul 3.2) țin seama și de influența înălțimii centrului de greutate (h_{m_i}) al fiecărui motociclist considerat în studiu, existând astfel posibilitatea evaluării comparative a mărimilor cinematice care caracterizează o astfel de coliziune.

Rezultatele obținute, ca urmare a aplicării modelului de calcul numeric dezvoltat, permite utilizatorului o reprezentare grafică diversă a acestora (v. Fig. 3.21...3.27), permițând o interpretare comparativă a situațiilor luate în studiu. Astfel, se pot avea în vedere situațiile frecvent întâlnite în asemenea cazuri de accidente rutiere, la care să fie raportate alte situații particulare întâlnite în practica expertizării accidentelor de circulație rutieră. Modelul numeric dezvoltat permite schimbarea datelor de intrare și luarea în considerare a altor condiții de impact.

Tabelul 3.2. Variația vitezei inițiale a motociclistului v_{0m} , în %, în funcție de distanța totală de proiectare a acestuia $S_{p_{i,j,u}}$ pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui (δ_{0i}) și diferitelor distanțe de alunecare (S_{s_u}), luând ca bază de comparație motociclistul bărbat 50%, respectiv femeie 50%.

Motociclistul $S_{p_{i,j,u}}$	bărbat		femeie	
	5%	95%	5%	95%
$S_{p_{1,j,1}}$	-0,412031	+0,422332	-0,340311	+0,443436
$S_{p_{1,j,2}}$	-0,326874	+0,342439	-0,272649	+0,358339
$S_{p_{1,j,3}}$	-0,282134	+0,288695	-0,229825	+0,308622
$S_{p_{1,j,4}}$	-0,243394	+0,260779	-0,202969	+0,272559
$S_{p_{1,j,5}}$	-0,225912	+0,225912	-0,183997	+0,241825
$S_{p_{2,j,1}}$	-0,373285	+0,373285	-0,303000	+0,404000
$S_{p_{2,j,2}}$	-0,279752	+0,294874	-0,234564	+0,302663
$S_{p_{2,j,3}}$	-0,228267	+0,240949	-0,190343	+0,253791
$S_{p_{2,j,4}}$	-0,195258	+0,200837	-0,161876	+0,217695
$S_{p_{2,j,5}}$	-0,171457	+0,176500	-0,136226	+0,186680
$S_{p_{3,j,1}}$	-0,321324	+0,331061	-0,272878	+0,341097
$S_{p_{3,j,2}}$	-0,231448	+0,238681	-0,188174	+0,253311
$S_{p_{3,j,3}}$	-0,181017	+0,187051	-0,144893	+0,199227
$S_{p_{3,j,4}}$	-0,148125	+0,158705	-0,121725	+0,164065
$S_{p_{3,j,5}}$	-0,128780	+0,133550	-0,104967	+0,138365
$S_{p_{4,j,1}}$	-0,268121	+0,277367	-0,222058	+0,296077
$S_{p_{4,j,2}}$	-0,183761	+0,183761	-0,149813	+0,197480
$S_{p_{4,j,3}}$	-0,141267	+0,141267	-0,113058	+0,152629
$S_{p_{4,j,4}}$	-0,113597	+0,113597	-0,088933	+0,123518
$S_{p_{4,j,5}}$	-0,093317	+0,093317	-0,075562	+0,102231

4. Aspecte asupra siguranței autovehiculelor în sistemul circulației rutiere

4.1. Considerații generale

Pe lângă performanțele dinamice și siguranța în exploatare a autovehiculelor, trebuie să se pună o mare importanță pe siguranța participanților la traficul rutier în caz de accident.

Sistemele inteligente utilizate pentru asigurarea unui grad sporit de securitate autovehiculelor și mai ales conducătorilor auto și pasagerilor, și în general participanților la traficul rutier (bicicliștilor, pietonilor etc.), se împart în trei categorii [18, 19, 20, 38, 41, 62]:

- *sisteme de siguranță primară (siguranță activă)*, care conferă autovehiculelor calități referitoare la prevenirea (evitarea) producerii accidentelor;
- *sisteme de siguranță secundară (siguranță pasivă)*, care urmăresc diminuarea efectelor accidentelor de circulație rutieră chiar în timpul producerii acestora (contribuie atât la protecția pietonilor, bicicliștilor, ocupanților autovehiculelor etc., cât și la diminuarea pagubelor rezultate în urma unor coliziuni);
- *sisteme de siguranță terțiară*, care urmăresc salvarea victimelor după ce accidentul a avut loc; măsurile de *siguranță terțiară* se referă la dotările și acțiunile menite să faciliteze acordarea primului ajutor în caz de accident rutier (alarmare, intervenție etc.).

Siguranța activă este garantată de către componentele tehnice din cadrul sistemelor: de propulsie (grupul motopropulsor), de direcție, de frânare, de rulare, de iluminare etc. Aceste sisteme (ABS, ACAS, ACC, ACE, ADC, ARP, ASC, ASR, AYC, BAS, BbW, CAS, DSC, DSTC, DTC, DTR, EBD, ESC, ESP, ETC, RSC, SbW, STK, TCS, VDC, VSA, VSC etc.)¹ trebuie să contribuie în mod decisiv la prevenirea coliziunilor [41].

Sistemele de siguranță activă, ca sisteme inteligente, sunt concepute astfel încât să facă posibilă adaptarea comportamentului și răspunsului autovehiculului la dorințele și posibilitățile conducătorului auto și să funcționeze ca sisteme în buclă închisă ce mențin omul ca element de reacție, dar corectează și îmbunătățesc timpul de reacție

¹ Vezi lista cu *principalele abrevieri*.

printr-o buclă suplimentară prevăzută cu senzori, dispozitive numerice de calcul și actuatori [41].

Sistemele de siguranță pasivă intră în funcțiune atunci când evitarea accidentului nu mai este posibilă, iar scopul lor constă în protejarea persoanelor din habitaclu, atât prin reducerea riscului de vătămare corporală cât și prin diminuarea severității consecințelor accidentului respectiv. Pe lângă protejarea ocupanților autovehiculului, sistemele de siguranță pasivă sunt dezvoltate și în sensul protecției participanților la accident din afara autovehiculului (pietoni, bicicliști, motocicliști etc.), prin utilizarea variantelor constructive de suprafețe deformabile ale caroseriilor la contactul cu aceștia, utilizarea airbagurilor exterioare etc. [41].

Conducătorul auto, autovehiculul și drumul sunt factorii a căror interacțiune este decisivă pentru siguranța circulației rutiere. Conducerea autovehiculului, ca sistem de comandă ce funcționează în buclă de reacție, implică un *element condus - autovehiculul* și un *element de reacție real* care acționează asupra *conducătorului auto*, a cărui intervenție directă survine ca un răspuns la perturbațiile asupra sistemului condus - *autovehiculul* [41].

4.2. Activitate publicistică cu specific în siguranța autovehiculelor în sistemul circulației rutiere

Scopul de bază al activității de publicistică cu specific în siguranța autovehiculelor în sistemul circulației rutiere este de a facilita accesul studenților și specialiștilor din domeniu la astfel de informații prin care să identifice o cât mai vastă posibilitate de abordare a tematicilor referitoare la acest domeniu.

4.2.1. Studii asupra siguranței autovehiculelor și securității în transporturi rutiere

În lucrarea [41], sunt analizate în detaliu aspecte referitoare la: factorii care țin de triada om-autovehicul-drum; tipurile de coliziuni; siguranța primară/activă, secundară/pasivă și terțiară; testele de coliziune; efectele impacturilor asupra omului etc.

Introducerea sistemelor moderne de siguranță în construcția autovehiculelor și a programelor de educație rutieră a tuturor participanților la trafic, chiar cu eforturi financiare importante pentru România, este menită să asigure efecte importante în viitor atât pentru

viața economică cât și pentru cea socială și nu în ultimul rând pentru a obține efecte economice importante datorită reducerii numărului de decese și răniți cauzate de accidentele rutiere (reducerea pierderilor de vieți, în care statul a investit de-a lungul timpului sume importante, a reducerii costului recuperării accidentaților etc.) [41].

4.2.2. Studii asupra procesului depășirii în siguranță a autovehiculelor

În lucrările [8, 42], se evaluează, din punct de vedere matematic, mărimile cinematice ale procesului depășirii autovehiculelor, în diferite situații din conducerea auto surprinse prin modele fizice. La evaluarea mărimilor cinematice care caracterizează depășirea autovehiculelor s-a ținut seama de [42, 55]: variantele de efectuare a depășirilor, frecvent întâlnite în practica conducerii auto; etapele consecutive ale procesului depășirii; condițiile de mediu - ambianța generală, condițiile meteorologice, alternața noapte-zi, intervalele orare cele mai defavorabile, limitarea vizibilității, reducerea aderenței carosabilului etc. - cu influență asupra factorului uman; lungimea și viteza fiecărui autovehicul implicat în procesul depășirii. Pentru oricare din variantele de depășire abordate și diferitele stări ale conducătorului auto - se așteaptă la pericol; are un comportament normal în situațiile care reclamă un pericol iminent; circulă în perioadele de răsărit și crepuscul; numărul de elemente percepute, în vederea luării unei decizii, este mai mare de patru etc. -, rezultatele obținute surprind variațiile distanțelor de siguranță între autovehicule, atât la desprinderea din coloană cât și la inițierea și sfârșitul revenirii în coloană a autovehiculului care efectuează depășirea, în funcție de timpul de percepție-reacție al ansamblului conducător-autovehicul și vitezele de deplasare ale autovehiculelor.

Modelul de calcul numeric (dezvoltat în programul MathCAD), se bazează pe fenomenele fizice [18, 20, 21, 42, 55, 62] din cadrul etapelor consecutive ale procesului depășirii autovehiculelor (Fig. 4.1) [42, 55]:

- etapa inițială care decurge pe distanța S_i (autovehiculul 1 execută o mișcare sub formă de S corespunzătoare desprinderii din coloană și replierii pe o direcție paralelă cu a autovehiculului 2);
- etapa deplasării paralele a autovehiculelor pe o distanță S_p , la o distanță laterală de siguranță D_t între axele longitudinale ale acestora;

- etapa finală, cu o traiectorie tot în formă de S, dar pe o distanță S_r , pe care autovehiculul 1 se desprinde de culoarul de depășire și revine pe banda inițială.

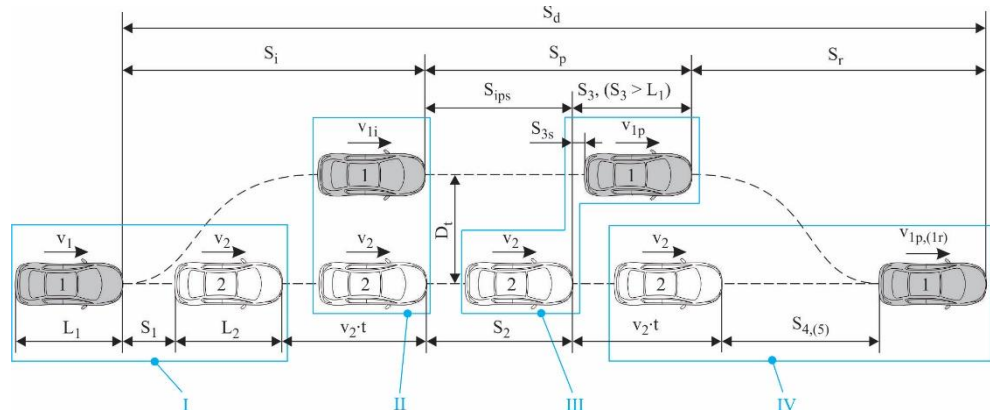


Fig. 4.1. Pozițiile autovehiculelor în cadrul etapelor consecutive ale procesului depășirii.

Simbolizările utilizate în figura 4.1 se referă la [42, 55]: 1 - autovehiculul care efectuează depășirea; 2 - autovehiculul care este depășit ($v_2 = \text{const.}$); $L_{1,2}$ - lungimea autovehiculului 1, respectiv autovehiculului 2; I - poziția în care autovehiculul 1 inițiază ieșirea din coloană în vederea depășirii; II - poziția în care autovehiculul 1 atinge viteza $v_{1i} > v_1$ și începe o deplasare paralelă cu autovehiculul 2; III - poziția în care autovehiculul 1 atinge viteza $v_{1p} > v_{1i}$ și inițiază revenirea în coloană când spatele acestuia depășește cu S_{3s} fața autovehiculului 2; IV - poziția în care autovehiculul 1 a revenit în coloană și spatele acestuia se află la distanța $S_{4,(5)}$ de fața autovehiculului 2 (sfârșitul revenirii în coloană a autovehiculului 1).

Durata parcurgerii unui traseu în formă de S (arce de clotoidă), de către autovehiculul 1 (Fig. 4.1) cu o viteză v , atât în etapa inițială, cât și în cea finală din cadrul procesului de depășire, poate fi apreciată cu relația [8, 18, 20, 21, 42, 55]:

$$t = \sqrt{\frac{D_t}{1,56 \cdot \varphi_t}}, \text{ în s.} \quad (4.1)$$

Dintre *variantele de efectuare a depășirilor*, frecvent întâlnite în practica conducerii auto, se menționează (Fig. 4.1) [8, 18, 20, 21, 42, 55]:

- *varianta A*: autovehiculul 1 se deplasează cu viteza $v_1 = v_2$ în spatele autovehiculului 2, la distanța de siguranță S_1 . Când se

ivește posibilitatea depășirii, autovehiculul 1 accelerează cu a_{med} și începe desprinderea, astfel că la finele primei etape (după parcurgerea distanței S_i) atinge o viteză $v_{1i} > v_2$ ($v_{1i} = v_1 + a_{med} \cdot t$). După deplasarea paralelă pe distanța S_p (cu aceeași accelerație a_{med}), la finele căreia autovehiculul 1 atinge viteza $v_{1p} > v_{1i}$, ($v_{1p} = \sqrt{v_{1i}^2 + 2 \cdot a_{med} \cdot S_p}$) și când fața acestuia depășește cu S_3 fața autovehiculului 2 ($S_3 > L_1$, $S_3 = L_1 + S_{3s}$), acesta începe să revină pe banda inițială fără să mai accelereze. Distanța S_{3s} se consideră astfel încât între spatele autovehiculului 1 și fața autovehiculului 2 să fie un interval t_{3s} de circa 2...3 secunde [8, 25, 42, 55]. Astfel, se consideră că pe distanța S_r a etapei finale de depășire, autovehiculul 1 se deplasează cu viteza constantă v_{1p} , iar după revenirea acestuia pe banda inițială, între cele două autovehicule există o distanță de siguranță S_4 .

- *varianta B*: autovehiculul 1, având viteza $v_1 > v_2$ ($v_1 = ct$; $v_2 = ct$), intră în depășirea autovehiculului 2, începând de la o distanță de siguranță S_1 . Când spatele autovehiculului 1 depășește cu S_{3s} fața autovehiculului 2 începe revenirea pe banda inițială, astfel ca după revenire între 1 și 2 să existe o distanță de siguranță S_4 . În procesul depășirii, atât v_1 cât și v_2 sunt menținute constante, iar $v_{1p} = v_{1i} = v_1$.
- *varianta C*: autovehiculul 1 se deplasează cu viteză constantă $v_1 > v_2$, iar când ajunge la distanța de siguranță S_1 în spatele autovehiculului 2, sesizând că este posibilă depășirea, începe desprinderea de pe bandă și concomitent accelerează. În continuare, autovehiculul 1 efectuează o deplasare asemănătoare *variantei A*.
- *varianta D*: similară cu *varianta C* până când autovehiculul 1 începe revenirea pe banda inițială, moment în care are viteza v_{1p} , după care se consideră că își continuă deplasarea cu aceeași mișcare uniform accelerată. După parcurgerea distanței S_r de către autovehiculul 1, acesta atinge viteza $v_{1r} > v_{1p}$, ($v_{1r} = v_{1p} + a_{med} \cdot t$), iar în momentul sfârșitului depășirii, între autovehicule trebuie să existe o distanță de siguranță S_5 .

În dezvoltarea modelului de calcul, pentru fiecare din variantele de depășire menționate, s-au luat în considerare situațiile în care autovehiculele ar putea frâna energetic, astfel [18, 20, 21, 42, 55]:

- la desprinderea din coloană a autovehiculului 1, autovehiculul 2 ar putea frâna energic;
- la sfârșitul depășirii, autovehiculul 1 ar putea frâna energic chiar în momentul revenirii pe banda inițială.

Astfel de situații se iau în considerare pentru a evalua posibilitatea evitării coliziunii autovehiculelor în timpul procesului de depășire.

Pentru fiecare din *variantele A, B, C și D* de depășire se iau în considerare diferite stări ale conducătorului auto, simbolizate prin *a, b, c, d și e* (Tabelul 4.1) [8, 42, 55]. Dacă ne referim atât la starea conducătorului auto, cât și la varianta de depășire, se utilizează notațiile conform tabelului 4.1.

Tabelul 4.1. Notații utilizate în funcție de starea conducătorului auto și varianta de depășire.

Varianta de depășire Starea conducătorului auto	A	B	C	D
<input type="checkbox"/> se așteaptă la pericol (a)	a-A	a-B	a-C	a-D
<input type="checkbox"/> comportament normal în situațiile care reclamă un pericol iminent (b)	b-A	b-B	b-C	b-D
<input type="checkbox"/> condițiile deplasării pe drumuri umede (c)	c-A	c-B	c-C	c-D
<input type="checkbox"/> numărul de elemente percepute în vederea luării deciziei este mai mare de patru (d)	d-A	d-B	d-C	d-D
<input type="checkbox"/> pentru perioadele de răsărit și crepuscul (e)	e-A	e-B	e-C	e-D

Dacă o anumită stare a conducătorului auto se referă la mai multe variante de depășire, de exemplu, starea (a) se referă atât la varianta C cât și la varianta D de depășire, atunci notația utilizată este de forma „a-C,D” etc.

Valorile timpilor de percepție-reacție la frânare al ansamblului conducător-autovehicul, atât pentru cel care efectuează depășirea, cât și pentru cel care este depășit, în funcție de starea conducătorului auto, sunt considerate astfel [42, 55]: $t_{pr(a)} = 0,48...0,6$ s; $t_{pr(b)} = 0,8...1,0$ s; $t_{pr(c)} = 0,92...1,2$ s; $t_{pr(d)} = 1...1,5$ s; $t_{pr(e)} = 0,96...1,3$ s.

De asemenea, pentru fiecare din *variantele A, B, C și D* de depășire se iau în considerare diferite naturi și stări de drum, pe care se deplasează autovehiculele, simbolizate prin *nsr1 și nsr2* (Tabelul 4.2) [8, 42, 55]. În modelul de calcul numeric, pentru definirea coeficienților de aderență care caracterizează natura și starea fiecărui drum considerat se utilizează variabila $n = 1...2$, astfel: $n = 1$ ia în considerare drumul *nsr1*, iar $n = 2$, drumul *nsr2* (în calcule se consideră valorile medii ale acestora, $\varphi_n = \varphi_{med_n}$). Pentru drumuri cu înclinare longitudinală sub un unghi α ,

în locul coeficientului φ_n se ia coeficientul global de aderență φ_{0n} , dat de o relație de forma: $\varphi_{0n} = \varphi_n \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha$ (“+” urcare; “-” coborâre).

Tabelul 4.2. Notății utilizate în funcție de natura și starea drumului și varianta de depășire.

Varianta de depășire	A	B	C	D
Natura și starea drumului				
<input type="checkbox"/> asfalt, uscat (nsr1)	A-nsr1	B-nsr1	C-nsr1	D-nsr1
<input type="checkbox"/> asfalt, umed (nsr2)	A-nsr2	B-nsr2	C-nsr2	D-nsr2

Dacă o anumită stare și natură de drum se referă la mai multe variante de depășire, de exemplu, natura și starea de drum (nsr1) se referă atât la varianta C cât și la varianta D de depășire, atunci notația utilizată este de forma „C,D-nsr1” etc. Pentru situația referirii, atât la starea conducătorului auto (ex. - a) și varianta de depășire (ex. - A) cât și la natura și starea drumului (ex. - nsr1), notațiile utilizate vor fi de forma „a-A,nsr1”.

În cazul depășirilor, forța de tracțiune (tangencială longitudinală) la roțile motoare ale autovehiculului are valori ridicate, și acționează simultan cu o forță transversală, producând o reducere semnificativă a coeficientului de aderență pe direcție transversală φ_{tn} . Acest lucru este necesar pentru a evita alunecarea transversală sau tangencială, urmărind ca rezultanta celor două forțe - longitudinală și transversală - să nu depășească forța de aderență maximă, atunci când mărimile și sensurile lor se modifică. În asemenea situații, din condiții de menținere a confortului la accelerații transversale [8, 18, 20, 21, 42, 55], se consideră că depășirile decurg cu un coeficient de aderență pe direcție transversală $\varphi_{tn} \cong 0,8 \cdot \varphi_{an}$, iar coeficientul de alunecare φ_{ajd} reprezintă circa 80% din coeficientul de aderență pe direcție longitudinală φ_n .

Dacă în modelul numeric este necesar a fi utilizată o anumită mărime care variază între o valoare minimă și una maximă, se poate utiliza o relație de forma celei de (3.1), adaptată variabilei considerate [8, 42, 55]. Pentru a surprinde duratele parcurgerii distanțelor S_i sau S_r , relația (4.1) se adaptează variabilelor considerate, astfel [42, 55]:

$$t_{j,n} = \sqrt{\frac{D_{t_j}}{1,56 \cdot \varphi_{tn}}}$$

În funcție de clasele/segmentele de autovehicule, caracteristicile dimensionale ale acestora diferă de la o clasă la alta [41, 42, 55]. De exemplu, lungimile autovehiculelor din clasa *compactă* (acestea fiind considerate autovehicule de familie) sunt cuprinse între 4,1 și 4,74 m (4,1...4,45 m - cele care au caroseria de tip hatchback; 4,4...4,74 m - cele care au caroseria de tip cabriolét, sedan/berlină sau break) [41, 42, 55].

Considerând că lățimea unei benzi de circulație este de cel puțin 3,5 m, și ținând seama de lățimea autovehiculelor din clasa *compactă* (circa 1,74...2 m, fără oglinzile retrovizoare) [41, 42, 55], în calcule se poate utiliza o valoare de circa 3...3,25 m pentru distanța laterală de siguranță D_t între axele longitudinale ale autovehiculelor, implicate în procesul depășirii.

Distanța de siguranță dintre autovehicule la desprinderea din coloană. La desprinderea din coloană a autovehiculului 1, pentru a se evita o coliziune cu autovehiculul 2 care ar putea frâna energetic, autovehiculul 1 ar trebui să se afle față de autovehiculul 2 la o distanță de siguranță S_1 (Fig. 4.1) care să-i permită autovehiculului 1 începerea aceleiași manevre. Obligația respectării acestei distanțe de siguranță revine autovehiculului 1 care efectuează depășirea.

Considerând, pentru cele două autovehicule, eficiențele de frânare egale, acest lucru este posibil dacă, pentru fiecare din variantele de depășire considerate (Fig. 4.2...4.4), sunt îndeplinite condițiile [42, 55]:

$$S_{1 \begin{pmatrix} A \\ B \\ C, D \end{pmatrix} (a,b,c,d,e) \begin{pmatrix} j \\ j,n \\ j,n \end{pmatrix}} \geq \begin{pmatrix} S_1, \text{ figura 4.2 (variante A)} \\ S_{11} + S_{12}, \text{ figura 4.3 (variante B)} \\ S_{13} + S_{14}, \text{ figura 4.4 (variantele C, D)} \end{pmatrix}, \quad (4.2)$$

în care: $S_1 = v_1 \cdot t_{pr}$, în m; $S_{11} = v_1 \cdot t_{pr}$, în m; $S_{12} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot d_{ebr}}$, în m;
 $S_{13} = \frac{v_{1,3-4}^2 - v_1^2}{2 \cdot a_{med}}$, în m; $S_{14} = \frac{v_{1,3-4}^2 - v_2^2}{2 \cdot d_{ebr}}$, în m; $v_{1,3-4} = v_1 + a_{med} \cdot t_{pr}$, în m/s,
unde: t_{pr} reprezintă timpul de percepție-reație la frânare al ansamblului conducător-autovehicul 1, exprimat în s; d_{ebr} - decelerația unei frânări energice, în m/s^2 ; a_{med} - accelerația medie aferentă depășirii, în m/s^2 ; vitezele v_1 și v_2 sunt exprimate în m/s.

Pentru a surprinde variația distanței de siguranță S_1 , la desprinderea din coloană, în funcție de timpul de percepție-reație t_{pr} al ansamblului conducător-autovehicul care efectuează depășirea, pentru diferite variante A, B, C și D de depășire și diferite naturi și stări de drum, vitezele autovehiculelor v_1 , v_2 , timpul t_{pr} , decelerația unei frânări energice d_{ebr} , pot fi considerate astfel [42, 55]: $t_{pr} = 0,48 \dots 1,5$ s; $d_{ebr(A,B,C,D)n} = \varphi_{medn} \cdot g$, m/s^2 , g fiind accelerația gravitațională; $v_{1(A)ct.} = 50$ km/h; $v_{1(B,C,D)ct.} = 60$ km/h; $v_{2(A,B,C,D)ct.} = 50$ km/h. În această etapă de calcul, în modelul numeric dezvoltat, vitezele $v_{1(A)ct.}$, $v_{1(B,C,D)ct.}$ și $v_{2(A,B,C,D)ct.}$ pot fi considerate constante, la valorile menționate, iar accelerațiile medii ale autovehiculului care depășește,

aferente *variantelor A, C și D* de depășire, corespunzătoare etapelor procesului de depășire (Fig. 4.1), se pot considera astfel [8, 18, 20, 28, 42, 55]: $a_{med(A)} = 1,42 \text{ m/s}^2$; $a_{med(C,D)} = 0,88 \text{ m/s}^2$. Pentru varianta B de depășire, viteza autovehiculului care depășește fiind constantă pe întreg procesul de depășire, accelerația medie $a_{med(B)}$ aferentă acestei variante de depășire este nulă.

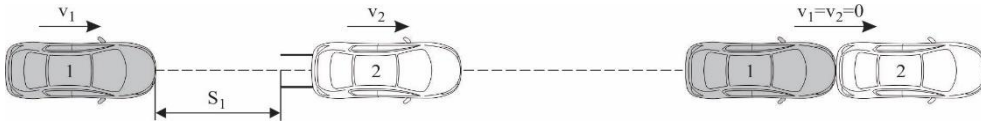


Fig. 4.2. Distanța de siguranță la desprinderea din coloană (*varianta A* de depășire).

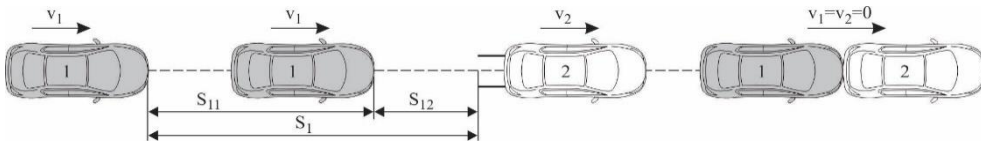


Fig. 4.3. Distanța de siguranță la desprinderea din coloană pentru depășirea cu viteză constantă (*varianta B* de depășire).

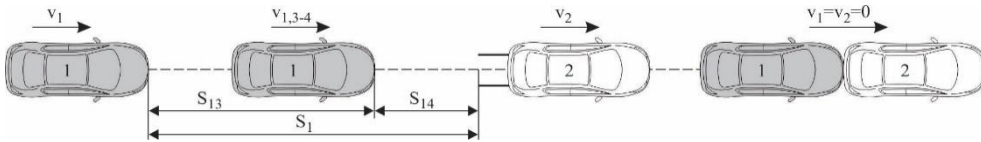


Fig. 4.4. Distanța de siguranță la desprinderea din coloană pentru depășirea uniform accelerată (*variantele C și D* de depășire).

De asemenea, pentru a surprinde variația distanței de siguranță S_1 , la desprinderea din coloană, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește, în cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent, viteza de deplasare a autovehiculului care este depășit poate fi considerată aceeași ($v_{2(A,B,C,D)} = 30...50 \text{ km/h}$) pentru fiecare din *variantele de depășire A, B, C și D*. Viteza de deplasare a autovehiculului care depășește poate fi considerată astfel: pentru *varianta A* de depășire - aceeași ca și a autovehiculului care este depășit ($v_{1(A)} = v_{2(A,B,C,D)} = 30...50 \text{ km/h}$), iar pentru *variantele B, C și D* de depășire luate în studiu - mai mare ca a autovehiculului care este depășit ($v_1 > v_2$; $v_{1(B,C,D)} = 40...60 \text{ km/h}$). În această etapă de calcul, în modelul de calcul numeric, vitezele $v_{1(A)}$, $v_{2(A,B,C,D)}$ și $v_{1(B,C,D)}$ pot fi surprinse între valorile minime și maxime menționate [42, 55].

Pentru determinarea distanței de siguranță S_l la desprinderea din coloană, în funcție de variantele de depășire considerate și condițiile în care acestea se desfășoară, relația (4.2) se adaptează modelului de calcul numeric, astfel [42, 55]:

$$S_{1\left(\begin{smallmatrix} A \\ B \\ C,D \end{smallmatrix}\right)(a,b,c,d,e)\left(\begin{smallmatrix} j \\ j,n \end{smallmatrix}\right)} = \left(\begin{array}{l} v_{1(A)_j} \cdot t_{pr(a,b,c,d,e)_j} \\ v_{1(B,C,D)_j} \cdot t_{pr(a,b,c,d,e)_j} + \frac{v_{1(B,C,D)_j}^2 - v_{2(A,B,C,D)_j}^2}{2 \cdot d_{ebr(A,B,C,D)_n}} \\ \frac{(v_{1(B,C,D)_j} + a_{med(C,D)} \cdot t_{pr(a,b,c,d,e)_j})^2 - v_{1(B,C,D)_j}^2}{2 \cdot a_{med(C,D)}} + \\ + \frac{(v_{1(B,C,D)_j} + a_{med(C,D)} \cdot t_{pr(a,b,c,d,e)_j})^2 - v_{2(A,B,C,D)_j}^2}{2 \cdot d_{ebr(A,B,C,D)_n}} \end{array} \right). \quad (4.3)$$

Distanța parcursă de autovehiculul care depășește, corespunzătoare etapei inițiale de depășire, de desprindere din coloană și replierii pe o direcție paralelă cu a autovehiculului depășit. După parcurgerea distanței S_i (Fig. 4.1) [42, 55],

$$S_{i\left(\begin{smallmatrix} A \\ B \\ C,D \end{smallmatrix}\right)_{j,n}} = v_{1\left(\begin{smallmatrix} A \\ B,C,D \end{smallmatrix}\right)_j} \cdot t_{j,n} + \left(\begin{array}{l} a_{med(A)} \\ a_{med(B)} \\ a_{med(C,D)} \end{array} \right) \cdot \frac{t_{j,n}^2}{2}, \quad (4.4)$$

corespunzătoare etapei inițiale de depășire, autovehiculul 1 atinge viteza v_{1i} ,

$$\left(\begin{array}{l} v_{1i\left(\begin{smallmatrix} A \\ C,D \end{smallmatrix}\right)_{j,n}} \\ v_{1i(B)_j} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} v_{1\left(\begin{smallmatrix} A \\ B,C,D \end{smallmatrix}\right)_j} + a_{med(A,C,D)} \cdot t_{j,n} \\ v_{1(B,C,D)_j} \end{array} \right). \quad (4.5)$$

Pentru variantele A , C și D de depășire, distanța S_i poate fi exprimată cu relația [42, 55]:

$$S_{i\left(\begin{smallmatrix} A \\ C,D \end{smallmatrix}\right)_{j,n}} = \frac{v_{1i\left(\begin{smallmatrix} A \\ C,D \end{smallmatrix}\right)_{j,n}}^2 - v_{1\left(\begin{smallmatrix} A \\ B,C,D \end{smallmatrix}\right)_j}^2}{2 \cdot a_{med(A,C,D)}}. \quad (4.6)$$

Distanța parcursă de autovehiculul care depășește, corespunzătoare etapei deplasării paralele cu autovehiculul depășit. După parcurgerea distanței S_p (Fig. 4.1) autovehiculul 1 atinge viteza v_{1p} , definită în funcție de varianta de depășire, astfel [42, 55]:

$$\begin{pmatrix} v_{Ip(C,D)_{j,n}}^{(A)} \\ v_{Ip(B)_j} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sqrt{v_{li(C,D)_{j,n}}^2 + 2 \cdot a_{med(C,D)}^{(A)} \cdot S_{p(C,D)_{j,n}}^{(A)}} \\ v_{li(B)_j} \end{pmatrix}, \quad (4.7)$$

unde:

$$S_{p(C,D)_{j,n}}^{(A)} = S_{ips(C,D)_{j,n}}^{(A)} + S_{3(C,D)_{j,n}}^{(A)}. \quad (4.8)$$

Distanța S_{ips} (Fig. 4.1) o putem exprima astfel [42, 55]:

$$\begin{pmatrix} S_{ips(C,D)_{j,n}}^{(A)} \\ S_{ips(B)_j} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_{li(C,D)_{j,n}}^{(A)} \cdot t_{ips_j} + a_{med(C,D)}^{(A)} \cdot \frac{t_{ips_j}^2}{2} \\ v_{li(B)_j} \cdot t_{ips_j} \end{pmatrix}, \quad (4.9)$$

unde t_{ips} (circa 1...2 s) este durata parcurgerii acestei distanțe.

Pentru o depășire în siguranță, distanța S_3 (Fig. 4.1) trebuie să fie mai mare decât lungimea L_1 a autovehiculului 1 care efectuează depășirea autovehiculului 2 [18, 20, 21, 42, 55], pentru fiecare din variantele de depășire considerate. Astfel, distanța S_3 (Fig. 4.1) este dată de relația [42, 55]:

$$S_{3(C,D)_{j,n}}^{(A)} = S_{3s(C,D)_{j,n}}^{(A)} + L_{1j}, \quad (4.10)$$

în care, distanța S_{3s} , parcursă în timpul t_{3s} , poate fi exprimată astfel [42, 55]:

$$\begin{pmatrix} S_{3s(C,D)_{j,n}}^{(A)} \\ S_{3s(B)_j} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \left(\frac{\sqrt{v_{li(C,D)_{j,n}}^2 + 2 \cdot a_{med(C,D)}^{(A)} \cdot S_{ips(C,D)_{j,n}}^{(A)} + a_{med(C,D)}^{(A)} \cdot t_{3s_j}^2}}{2 \cdot a_{med(C,D)}^{(A)}} - \frac{v_{li(C,D)_{j,n}}^2 + 2 \cdot a_{med(C,D)}^{(A)} \cdot S_{ips(C,D)_{j,n}}^{(A)}}{2 \cdot a_{med(C,D)}^{(A)}} \right) \\ v_{li(B)_j} \cdot t_{3s_j} \end{pmatrix}. \quad (4.11)$$

Pentru a putea iniția desprinderea de culoarul de depășire și revenirea pe banda inițială a autovehiculului 1 (Fig. 4.1), distanța ($S_{ips1} = S_i + S_{ips} + S_{3s}$) parcursă de acesta, trebuie să fie mai mare decât distanța ($S_{ips2} = S_1 + L_2 + v_2 \cdot t + S_2$). Pe durata ($t_{ips} + t_{3s}$) de parcurgere a distanței ($S_{ips} + S_{3s}$) de către autovehiculul 1 (Fig. 4.1), autovehiculul 2 parcurge distanța S_2 , care o putem exprima astfel [42, 55]:

$$S_{2(A,B,C,D)_j} = v_{2(A,B,C,D)_j} \cdot (t_{ips_j} + t_{3s_j}). \quad (4.12)$$

Exprimând distanțele S_{ips1} și S_{ips2} în funcție de varianta de depășire, starea conducătorului auto, respectiv natura și starea drumului [42, 55],

$$S_{ips1} \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_{j,n} = S_i \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_{j,n} + S_{ips} \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_{\left(\begin{matrix} j \\ j \\ j,n \end{matrix} \right)} + S_{3s} \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_{\left(\begin{matrix} j \\ j \\ j,n \end{matrix} \right)}; \quad (4.13)$$

$$S_{ips2} \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_{(a,b,c,d,e)_{j,n}} = S_1 \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_{(a,b,c,d,e)_{\left(\begin{matrix} j \\ j \\ j,n \end{matrix} \right)}} + L_{2_j} + v_{2(A,B,C,D)_j} \cdot t_{j,n} + S_2 \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_j. \quad (4.14)$$

se va verifica dacă $S_{ips1} > S_{ips2}$.

Distanța parcursă de autovehiculul care depășește la desprinderea de culoarul de depășire și revenire pe banda inițială, corespunzătoare etapei finale de depășire. După parcurgerea distanței corespunzătoare etapei finale de depășire S_r (Fig. 4.1), definită în funcție de varianta de depășire considerată [42, 55],

$$\begin{pmatrix} S_r \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C \end{matrix} \right)_{j,n} \\ S_{r(D)_{j,n}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_{1p} \left(\begin{matrix} A \\ B \\ C,D \end{matrix} \right)_{\left(\begin{matrix} j \\ j \\ j,n \end{matrix} \right)} \cdot t_{j,n} \\ v_{1p(C,D)_{j,n}} \cdot t_{j,n} + a_{med(C,D)} \cdot \frac{t_{j,n}^2}{2} \end{pmatrix}, \quad (4.15)$$

autovehiculul 1 rămâne la viteza v_{1p} , sau atinge viteza v_{1r} , ($v_{1r(D)_{j,n}} = v_{1p(C,D)_{j,n}} + a_{med(C,D)} \cdot t_{j,n}$).

Pentru *varianta D* de depășire, distanța S_r se mai poate exprima cu o relație de forma [42, 55]:

$$S_{r(D)_{j,n}} = \frac{v_{1r(D)_{j,n}}^2 - v_{1p(C,D)_{j,n}}^2}{2 \cdot a_{med(C,D)}}. \quad (4.16)$$

Distanța totală parcursă de autovehiculul care efectuează depășirea. Pentru fiecare din variantele de depășire, distanța totală de depășire S_d (Fig. 4.1) poate fi exprimată cu o relație de forma [42, 55]:

$$S_d \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = S_i \begin{pmatrix} A \\ B \\ C,D \end{pmatrix}_{j,n} + S_p \begin{pmatrix} A \\ B \\ C,D \end{pmatrix}_{\begin{pmatrix} j,n \\ j \\ j,n \end{pmatrix}} + S_r \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} . \quad (4.17)$$

Distanța de siguranță dintre autovehicule la revenirea pe banda inițială a autovehiculului care efectuează depășirea. Distanțele de siguranță S_4 , respectiv S_5 (Fig. 4.1, Fig. 4.5) dintre autovehicule, la sfârșitul depășirii, trebuie să fie [18, 20, 21, 42, 55] suficient de mari pentru ca autovehiculul 2 să nu lovească autovehiculul 1, când acesta ar începe o frânare energetică chiar în momentul revenirii pe banda inițială.

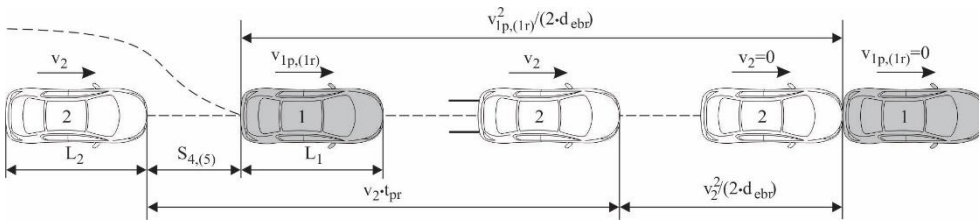


Fig. 4.5. Distanța de siguranță la revenirea pe banda inițială.

Dacă, după depășire, autovehiculul 1 are viteza $v_{1p,(1r)}$ (Fig. 4.5), iar acesta începe să frâneze, atunci el s-ar opri pe distanța $v_{1p,(1r)}^2 / (2 \cdot d_{ebr})$. Pentru a nu-l lovi, autovehiculul 2 (Fig. 4.5) ar trebui să se oprească pe o distanță de cel mult $(v_2 \cdot t_{pr} + v_2^2 / (2 \cdot d_{ebr}))$, care este egală cu distanța $(S_{4,(5)} + v_{1p,(1r)}^2 / (2 \cdot d_{ebr}))$, de unde rezultă [18, 20, 21, 42, 55] că distanța de siguranță $S_{4,(5)}$ (Fig. 4.5), adaptată variabilelor considerate (natura și starea drumului, varianta de depășire și starea conducătorului auto), este dată de relația:

$$\begin{pmatrix} S_{4,(5)} \\ S_{5(D)} \end{pmatrix}_{j,n} \Big|_{\text{rel. (6.18)}} = v_{2(A,B,C,D)_j} \cdot t_{pr(a,b,c,d,e)_j} - \frac{1}{2 \cdot d_{ebr(A,B,C,D)_n}} \cdot \left[\begin{pmatrix} v_{1p(A,B,C,D)_j}^2 \\ v_{1r(D)_j,n}^2 \end{pmatrix} - v_{2(A,B,C,D)_j}^2 \right] . \quad (4.18)$$

Îndeplinirea condiției (4.18) depinde de distanța S_3 (Fig. 4.1) când autovehiculul 1 începe mișcarea de revenire pe banda inițială, iar când autovehiculul 1 este revenit pe banda inițială, distanța $S_{4,(5)}$ dintre autovehicule se determină [18, 20, 21, 42, 55] din egalitatea:

$$S_3 + S_r = v_2 \cdot t + S_{4,(5)} + L_1. \quad (4.19)$$

Pentru fiecare din variantele de depășire considerate, distanța S_3 (Fig. 4.1) se determină conform relațiilor (4.10) și (4.11), iar distanța S_r pe care autovehiculul 1 se desprinde de culoarul de depășire și revine pe banda inițială, se determină conform relațiilor (4.15) și (4.16). În momentul revenirii pe banda inițială a autovehiculului care depășește, acesta se află la distanța $S_{4,(5)}$ față de autovehiculul depășit, moment în care autovehiculul 1 atinge viteza $v_{1p,(1r)}$. În funcție de natura și starea drumului pe care se deplasează autovehiculele, distanța de siguranță $S_{4,(5)}$ se adaptează variabilelor referitoare la varianta de depășire, respectiv natura și starea drumului, astfel [42, 55]:

$$\begin{aligned} & \left(\begin{array}{c} S_{4 \left(\begin{array}{c} A \\ B \\ C \end{array} \right)_{j,n}} \\ S_{5(D)_{j,n}} \end{array} \right)_{\text{rel. (6.20)}} = \\ & = \left(\begin{array}{c} S_{3 \left(\begin{array}{c} A \\ B \\ C, D \end{array} \right)_{j,n}} \\ S_{3(C, D)_{j,n}} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} v_{1p \left(\begin{array}{c} A \\ B \\ C, D \end{array} \right)_{j,n}} \cdot t_{j,n} \\ \frac{v_{1r(D)_{j,n}}^2 - v_{1p(C, D)_{j,n}}^2}{2 \cdot a_{\text{med}(C, D)}} \end{array} \right) - v_{2(A, B, C, D)_j} \cdot t_{j,n} - L_{1j} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Pentru ca, în procesul depășirii, autovehiculul 1 să revină în siguranță pe banda inițială, trebuie să fie îndeplinită condiția [42, 55]:

$$\left(\begin{array}{c} S_{4 \left(\begin{array}{c} A \\ B \\ C \end{array} \right)_{j,n}} \\ S_{5(D)_{j,n}} \end{array} \right)_{\text{rel. (4.20)}} \geq \left(\begin{array}{c} S_{4 \left(\begin{array}{c} A \\ B \\ C \end{array} \right)_{j,n}} \\ S_{5(D)_{j,n}} \end{array} \right)_{\text{rel. (4.18)}} \quad (4.21)$$

În lucrarea [8], ținând seama de mărimile cinematice ale procesului depășirii autovehiculelor, în diferite situații din conducerea auto și de zona aflată între poziția critică de întrerupere a manevrei de depășire și cea de continuare a ei, din cadrul procesului de depășire - zona de dilemă - în care nu este sigură nici decizia de abandonare a manevrei de depășire și nici cea de continuare, se evaluează distanțele parcurse de autovehiculul care se deplasează din sens opus (autovehiculul 3), în

etapele consecutive ale procesului depășirii dintre autovehiculul care efectuează depășirea (autovehiculul 1) și cel depășit (autovehiculul 2). În acest sens, pentru fiecare din variantele de depășire avute în vedere și condiții de drum considerate, ținând seama de variația distanței dintre autovehiculul 1 și autovehiculul 3 după revenirea în coloană a autovehiculului 1, care depinde de viteza autovehiculului care depășește, s-au evaluat parametrii respectivi [8]. Pentru situațiile în care din sens opus se apropie un autovehicul 3 (Fig. 4.6) [8, 55], distanța S_{d3} parcursă de acesta, în timp ce autovehiculul 1 depășește autovehiculul 2 pe distanța S_d , reprezintă circa $2/3$ din distanța S_d [8, 27, 55, 61, 63, 70, 71]. În asemenea cazuri, dacă este nevoie să fie luată o decizie de anulare a manevrei de depășire, aceasta trebuie făcută înainte de $1/3$ din distanța S_d parcursă de autovehiculul 1 în procesul depășirii [8, 27, 55, 61, 63, 70, 71], aceasta fiind considerată poziția critică. Între poziția critică de întrerupere a manevrei de depășire și cea de continuare a ei, există o *zonă de dilemă* în care nu este sigură nici decizia de abandonare a manevrei de depășire și nici cea de continuare. Simbolizările utilizate în figura 4.6 se referă la [8, 55]: $L_{1,2,3}$ - lungimea autovehiculului 1 care efectuează depășirea, autovehiculului 2 care este depășit ($v_2 = ct.$), respectiv autovehiculului 3 care se deplasează din sens opus; I - autovehiculul 1 inițiază ieșirea din coloană în vederea depășirii; II - autovehiculul 1 atinge viteza $v_{1i} > v_1$ și începe o deplasare paralelă cu autovehiculul 2; III - autovehiculul 1 atinge viteza $v_{1p} > v_{1i}$ și inițiază revenirea în coloană; IV - sfârșitul revenirii în coloană a autovehiculului 1; S_{i3} - distanța parcursă de autovehiculul 3, în timpul în care autovehiculul 1 parcurge distanța S_i de desprindere din coloană; S_{p3} - distanța parcursă de autovehiculul 3, în timpul în care autovehiculul 1 se deplasează paralel cu autovehiculul 2 pe distanța S_p ; S_{r3} - distanța parcursă de autovehiculul 3, în timpul în care autovehiculul 1 parcurge distanța S_r de revenire pe banda inițială; S_{r1-3} - distanța între autovehiculul 1 și autovehiculul 3, la momentul inițierii revenirii autovehiculului 1 pe banda inițială ($S_{r1-3} = S_r + S_{r3} + S_{f1-3}$); S_{d3} - distanța parcursă de autovehiculul 3, în timpul procesului de depășire inițiat de autovehiculul 1, care se deplasează pe distanța S_d , ($S_{d3} = S_{i3} + S_{p3} + S_{r3}$; $S_d = S_i + S_p + S_r$); S_{f1-3} - distanța dintre autovehiculul 1 și autovehiculul 3, după revenirea în coloană a autovehiculului care a efectuat depășirea; S_{t1-3} - distanța între autovehiculul 1 și autovehiculul 3, la momentul desprinderii din coloană a autovehiculului 1 ($S_{t1-3} = S_d + S_{d3} + S_{f1-3}$); t - durata parcurgerii traseului de desprindere din coloană (t_i), respectiv de revenire în coloană (t_r).

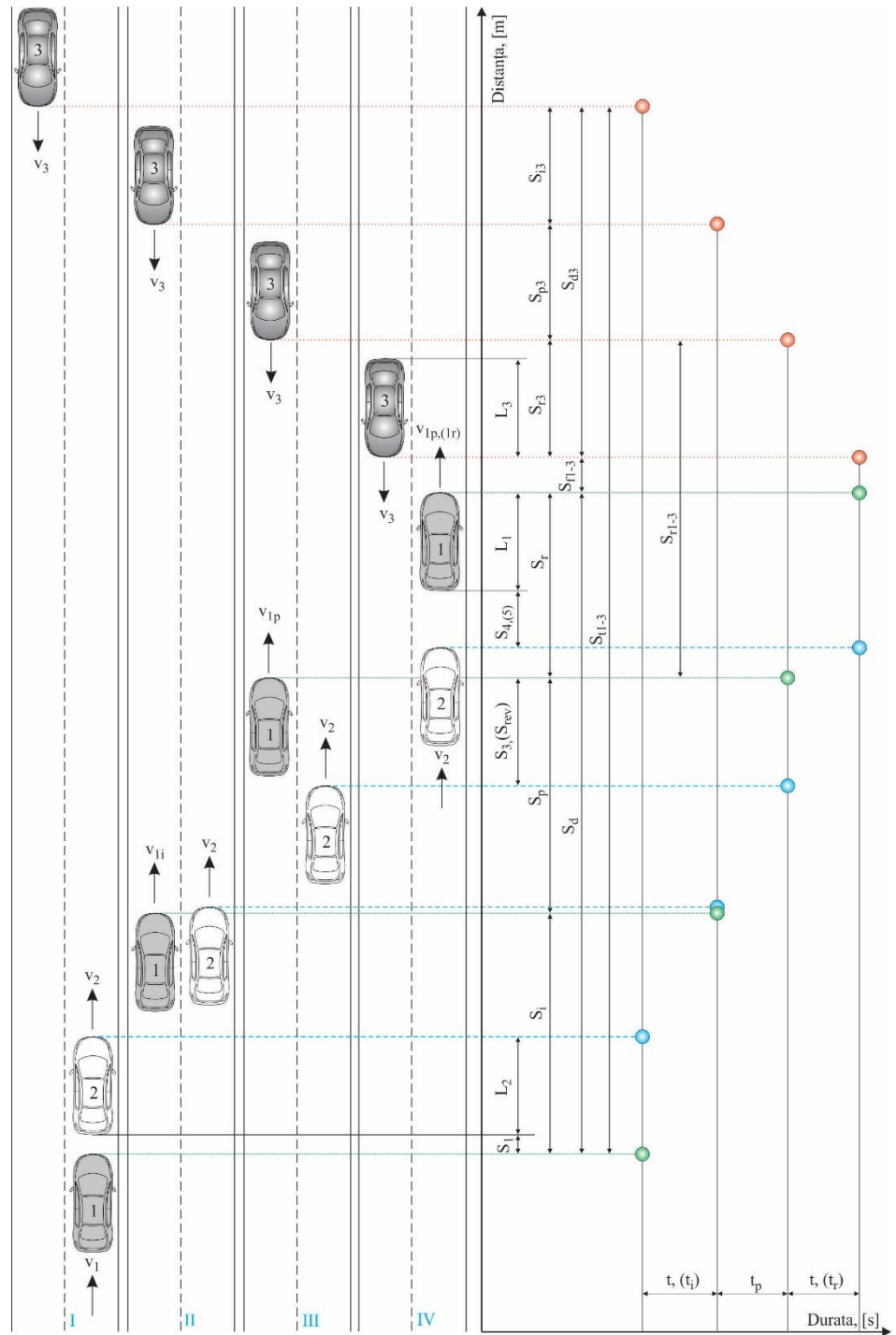


Fig. 4.6. Distanțele aferente etapelor depășirii în raport cu duratele corespunzătoare lor, pentru situația în care din sens opus se apropie un autovehicul (3).

Dacă autovehiculul 3, care circulă din sens opus, apare înainte ca autovehiculul 1 care depășește să ajungă în poziția critică, decizia corectă a conducătorului autovehiculului 1 este să renunțe la aceasta, în schimb dacă autovehiculul 3 apare după această poziție critică, decizia corectă este de a continua depășirea [8, 27, 55, 61, 63, 70, 71].

Considerând că distanța S_{d3} (v. Fig. 4.6) parcursă de autovehiculul 3, în timpul procesului de depășire inițiat de autovehiculul 1, care se deplasează pe distanța S_d (evaluată conform [8, 42, 55]), se determină utilizând relația [8, 55]:

$$S_{d3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = \frac{2}{3} \cdot S_d \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n}, \quad (4.22)$$

și presupunând că autovehiculul 3 (v. Fig. 4.6) se deplasează cu viteză constantă pe distanța S_{d3} , viteza acestuia se poate determina astfel:

$$v_{d3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = \frac{S_{d3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n}}{t_{d3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n}}, \quad (4.23)$$

în care t_{d3} este durata în care autovehiculul 3 parcurge distanța S_{d3} :

$$t_{d3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = 2 \cdot t_{j,n} + t_p \begin{pmatrix} A \\ B \\ C,D \\ C,D \end{pmatrix}_{j,n}, \quad (4.24)$$

unde t_p este durata parcurgerii distanței S_p , de deplasare paralelă a autovehiculului 1 cu autovehiculul 2 [8, 42, 55]:

$$\begin{pmatrix} t_p \begin{pmatrix} A \\ C,D \end{pmatrix}_{j,n} \\ t_{p(B)_j} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{v_{lp} \begin{pmatrix} A \\ C,D \end{pmatrix}_{j,n} - v_{li} \begin{pmatrix} A \\ C,D \end{pmatrix}_{j,n}}{a \begin{pmatrix} A \\ C,D \end{pmatrix}} \\ \frac{S_{p(B)_j}}{v_{li(B)_j}} \end{pmatrix}, \quad (4.25)$$

iar $t_{j,n}$ este timpul în care autovehiculul 1 parcurge distanța S_i de desprindere din coloană, respectiv distanța S_r de revenire pe

banda inițială (v. Fig. 4.1, Fig. 4.6), determinat conform relației (4.1) [8, 18, 20, 21, 42, 55], în care se ține seama de distanța laterală de siguranță D_t (circa 3...3,25 m) [8, 42, 55] între axele longitudinale ale autovehiculelor 1 și 2, implicate în procesul depășirii, în cadrul etapei deplasării paralele a acestora pe distanța S_p și de coeficientul de aderență pe direcție transversală φ_t .

Distanța S_{i3} (v. Fig. 4.6) parcursă de autovehiculul 3, în timpul $t_{j,n}$, în care autovehiculul 1 parcurge distanța S_i de desprindere din coloană, respectiv distanța S_{r3} (v. Fig. 4.6) parcursă de autovehiculul 3, în timpul $t_{j,n}$ în care autovehiculul 1 parcurge distanța S_r de revenire pe banda inițială, se determină astfel [8, 55]:

$$S_{i3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = v_{3d} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} \cdot t_{j,n} = S_{r3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} \quad (4.26)$$

Distanța S_{p3} (v. Fig. 4.6) parcursă de autovehiculul 3, în timpul t_p , în care autovehiculul 1 se deplasează paralel cu autovehiculul 2 pe distanța S_p (v. Fig. 4.6), se determină conform relației [8, 55]:

$$S_{p3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = S_{d3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} - S_{i3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} - S_{r3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} \quad (4.27)$$

Distanța S_{t1-3} (v. Fig. 4.6) între autovehiculul 1 și autovehiculul 3, la momentul desprinderii din coloană a autovehiculului 1, se determină astfel [8, 55]:

$$S_{t1-3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = S_{d1} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} + S_{d3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} + S_{f1-3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n}, \quad (4.28)$$

în care, distanța S_{f1-3} este cuprinsă între 30...90 m, în funcție de viteza autovehiculului care depășește, astfel [8, 55, 70, 71]:

$$S_{f1-3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = \begin{pmatrix} 30 \\ 55 \\ 75 \\ 90 \end{pmatrix} \text{ m, dacă } v_{1pA} \begin{pmatrix} 1pA \\ 1pB \\ 1pC,D \\ 1rD \end{pmatrix}_{j,n} = \begin{pmatrix} 50 \dots 65 \\ 66 \dots 80 \\ 81 \dots 95 \\ 96 \dots 110 \end{pmatrix} \text{ km/h} \cdot$$

Distanța S_{r1-3} (v. Fig. 4.6) între autovehiculul 1 și autovehiculul 3, la momentul inițierii revenirii autovehiculului 1 pe banda inițială, se determină astfel [8, 55]:

$$S_{r1-3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} = S_r \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} + S_{r3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} + S_{f1-3} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}_{j,n} . \quad (4.29)$$

La vitezele $v_{1(A)ct.}$, $v_{1(B,C,D)ct.}$ și $v_{2(A,B,C,D)ct.}$ de deplasare ale autovehiculelor, *variația distanței de siguranță* S_1 , la desprinderea din coloană, în funcție de timpul de percepție-reacție t_{pr} al ansamblului conducător-autovehicul care efectuează depășirea, pentru diferite naturi și stări de drum și diferite *variante* A, B, C și D de depășire (v. relațiile 4.2 și 4.3), surprinsă în figura 4.7 [42].

În vederea depășirii, la desprinderea din coloană, este necesar a asigura o distanță de siguranță S_1 între autovehicule în funcție de condițiile de deplasare și starea conducătorului auto. Pentru fiecare din variantele de depășire considerate, distanța de siguranță S_1 crește odată cu sporirea timpului de percepție-reacție la frânare al ansamblului conducător-autovehicul 1 (v. figura 4.7, tabelul 4.3) [42].

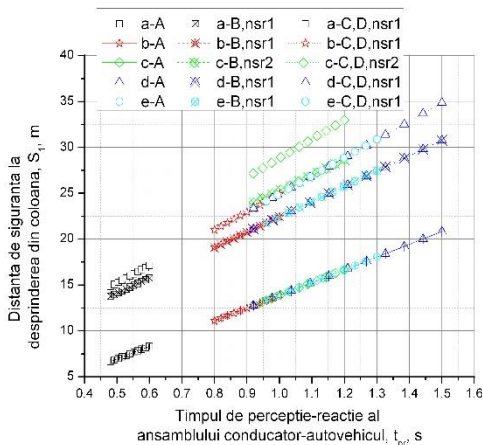


Fig. 4.7. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de timpul de percepție-reacție (t_{pr}) al ansamblului conducător-autovehicul care efectuează depășirea, pentru diferite variante de depășire și diferite naturi și stări de drum.

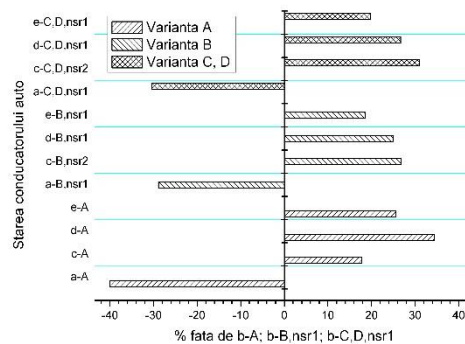


Fig. 4.8. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de starea conducătorului auto, luând ca bază de comparație deplasarea autovehiculelor pe nsr1 și cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent (starea b).

Față de situațiile care reclamă un pericol iminent, în cazul unui comportament normal al conducătorului auto, *distanța de siguranță* S_1 la desprinderea din coloană în funcție de timpul de percepție-reacție al ansamblului conducător-autovehicul care efectuează depășirea, variază

în funcție de starea conducătorului auto, varianta de depășire, respectiv natura și starea drumului, conform figurii 4.8 (la vitezele $v_{1(A)ct}$, $v_{1(B,C,D)ct}$ și $v_{2(A,B,C,D)ct}$ de deplasare ale autovehiculelor) [42].

Tabelul 4.3. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de varianta de depășire și timpul de percepție-reacție (t_{pr}) al ansamblului conducător-autovehicul care efectuează depășirea, pe drumul $nsr1$, în cazul stării b conducătorului auto.

Varianta de depășire	b-A (t_{pr})	b-B,nsr1 (t_{pr})	b-C,D,nsr1 (t_{pr})
b-A (t_{pr})	-	-39,59%	-45,40%
b-B,nsr1 (t_{pr})	+65,54%	-	-9,61%
b-C,D,nsr1 (t_{pr})	+83,14%	+10,63%	-

Variația distanței de siguranță S_1 , la desprinderea din coloană, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește, în cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent (v. relațiile 4.2 și 4.3) este surprinsă în figura 4.9 (la vitezele $v_{1(A)}$, $v_{2(A,B,C,D)}$ și $v_{1(B,C,D)}$ de deplasare ale autovehiculelor, surprinse între valorile minime și maxime ale acestora) [42].

Distanța de siguranță S_1 , influențată atât de variația timpului de percepție-reacție la frânare al ansamblului conducător-autovehicul 1, cât și de viteza de deplasare (vitezele $v_{1(A)}$, $v_{2(A,B,C,D)}$ și $v_{1(B,C,D)}$ de deplasare ale autovehiculelor, sunt surprinse între valorile minime și maxime ale acestora), crește proporțional cu sporirea vitezei (v. figura 4.9). Pe lângă influența timpului de percepție-reacție la frânare al ansamblului conducător-autovehicul 1, asupra distanței de siguranță S_1 , și viteza de deplasare a autovehiculelor influențează semnificativ această distanță, ea variind în funcție de condițiile de deplasare, respectiv varianta de depășire adoptată (tabelul 4.4) [42].

La vitezele $v_{1(A)}$, $v_{2(A,B,C,D)}$ și $v_{1(B,C,D)}$ de deplasare ale autovehiculelor, surprinse între valorile minime și maxime ale acestora, *variația distanței de siguranță S_1* (v. relația 4.3), în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și starea conducătorului auto (a, b, c, d, e), pentru fiecare din *variantele A, B, C și D* de depășire, se poate urmări în figura 4.10. Condițiile referitoare la vitezele de deplasare ale autovehiculelor se consideră aceleași ca și în cazul figurii 4.9, iar semnificația notațiilor din figura 4.10 este aceeași ca în figura 4.7 [42].

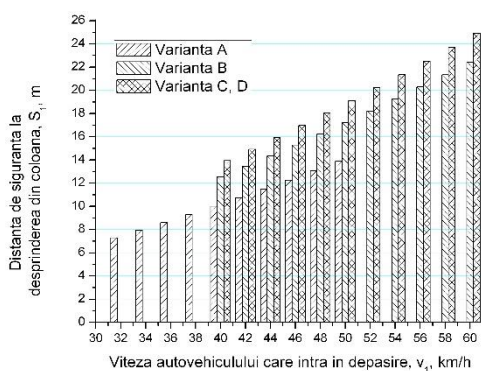


Fig. 4.9. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de viteza de deplasare (v_1) a autovehiculului care depășește, pe drumul nsr1, în cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent (starea b).

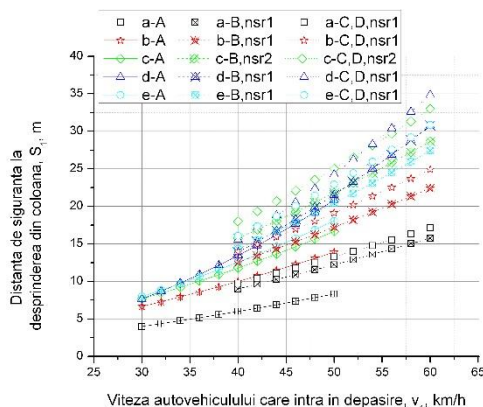


Fig. 4.10. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și starea conducătorului auto.

Tabelul 4.4. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de varianta de depășire și viteza de deplasare (v_1) a autovehiculului care depășește, pe drumul nsr1, în cazul stării b a conducătorului auto.

Varianta de depășire	b-A(v_1)	b-B,nsr1(v_1)	b-C,D,nsr1(v_1)
b-A(v_1)	-	-41,66%	-47,45%
b-B,nsr1(v_1)	+71,40%	-	-9,92%
b-C,D,nsr1(v_1)	+90,28%	+11,02%	-

Față de situațiile care reclamă un pericol iminent, în cazul unui comportament normal al conducătorului auto, *distanța de siguranță* S_i la desprinderea din coloană în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și starea conducătorului auto, variază în funcție de varianta de depășire și starea conducătorului auto, conform rezultatelor surprinse în tabelul 4.5 (vitezele $v_{1(A)}$, $v_{2(A,B,C,D)}$ și $v_{1(B,C,D)}$ de deplasare ale autovehiculelor sunt surprinse între valorile minime și maxime ale acestora) [42].

Variația distanței S_i în funcție de varianta de depășire, natura și starea drumului pe care se deplasează autovehiculele și durata parcurgerii traseului de desprindere din coloană (v. relațiile 4.4...4.6) este surprinsă în figura 4.11, iar în funcție de viteza v_{1i} în figura 4.12 [42].

Tabelul 4.5. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și starea conducătorului auto, luând ca bază de comparație cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent, cu deplasare pe *nsr1* (b-A; b-B,nsr1; b-C,D,nsr1).

Varianta de depășire		A	B	C, D
Starea conducătorului auto și <i>nsr</i>				
a	nsr1	-40%	-29,11%	-30,69%
c	nsr2	+18,02%	+26,69%	+31,05%
d	nsr1	+36,15%	+26,06%	+28,03%
e	nsr1	+26,04%	+18,88%	+20,25%

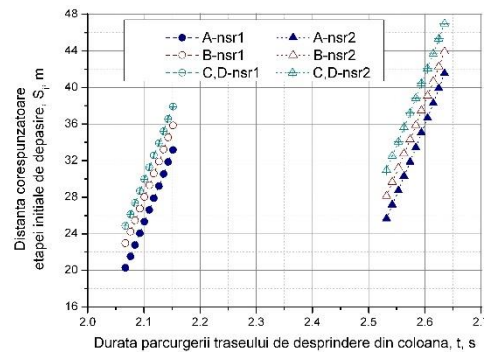


Fig. 4.11. Variația distanței S_i corespunzătoare etapei inițiale de depășire în funcție de durata parcurgerii traseului de desprindere din coloană și natura și starea drumului.

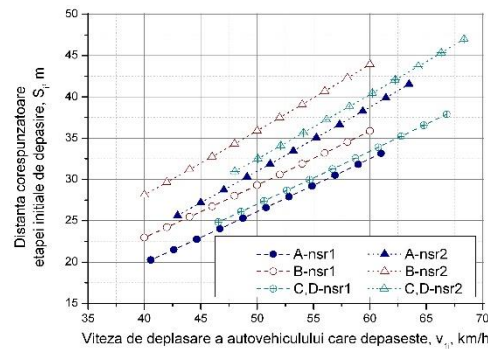


Fig. 4.12. Variația distanței S_i corespunzătoare etapei inițiale de depășire în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului.

Rezultate comparative referitoare la *distanțele* S_{ips1} și S_{ips2} (v. relațiile 4.11...4.14), în funcție de natura și starea drumului, varianta de depășire și starea conducătorului auto sunt surprinse în figura 4.13 [42].

În funcție de natura și starea drumului pe care se deplasează autovehiculele, *distanța* S_p variază în funcție de varianta de depășire și viteza v_{1p} (v. relațiile 4.7...4.11), conform figurii 4.14 [42].

În funcție de natura și starea drumului pe care se deplasează autovehiculele, *distanța* S_r variază în funcție de varianta de depășire și durata parcurgerii traseului de revenire pe banda inițială (v. relațiile 4.15, 4.16), conform figurii 4.15, iar în funcție de viteza $v_{1p,(1r)}$, conform figura 4.16 [42].

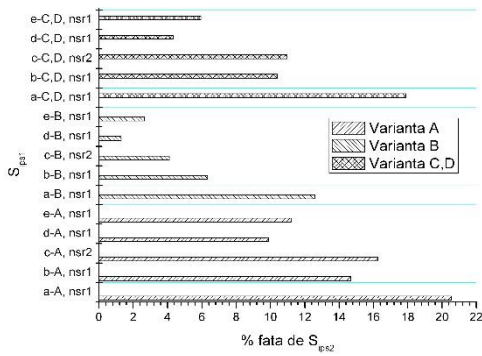


Fig. 4.13. Rezultate comparative referitoare la distanțele S_{ips1} și S_{ips2} , ($S_{ips1} \leftrightarrow S_{ips2}$), în funcție de natura și starea drumului, varianta de depășire și starea conducătorului auto.

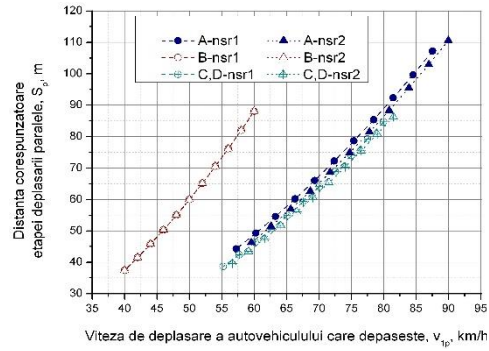


Fig. 4.14. Variația distanței S_p corespunzătoare etapei deplasării paralele în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului.

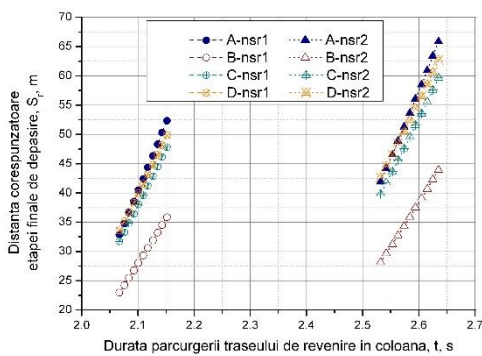


Fig. 4.15. Variația distanței S_r corespunzătoare etapei finale de depășire în funcție de durata parcurgerii traseului de revenire pe banda inițială și natura și starea drumului.

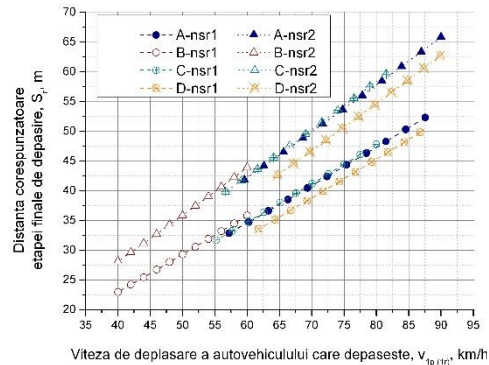


Fig. 4.16. Variația distanței S_r corespunzătoare etapei finale de depășire în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului.

Distanța totală de depășire S_d (figura 4.1) (v. relația 4.17) variază în funcție de natura și starea drumului pe care se deplasează autovehiculele implicate în procesul depășirii, viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și varianta de depășire, conform, figura 4.17 [42].

În funcție de natura și starea drumului pe care se deplasează autovehiculele, *distanța $S_{4,(5)}$* (v. relațiile 4.18...4.20), variază în funcție de varianta de depășire și durata parcurgerii traseului de revenire pe banda inițială conform figurii 4.18), iar în funcție de viteza $v_{1p,(1r)}$, conform figurii 4.19 [42].

Rezultate comparative referitoare la distanța de siguranță la revenirea în coloană a autovehiculului care efectuează depășirea (v. relația 4.21), în funcție de natura și starea drumului, varianta de depășire și starea conducătorului auto sunt surprinse în figura 4.20 [42].

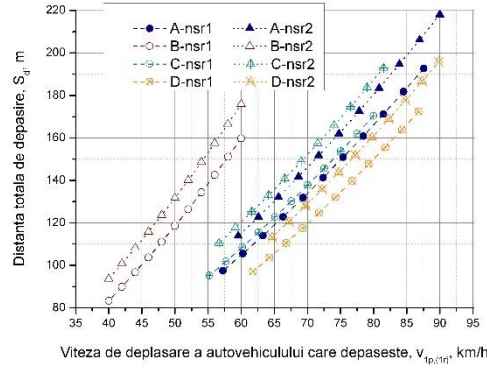


Fig. 4.17. Variația distanței totale de depășire S_d în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului.

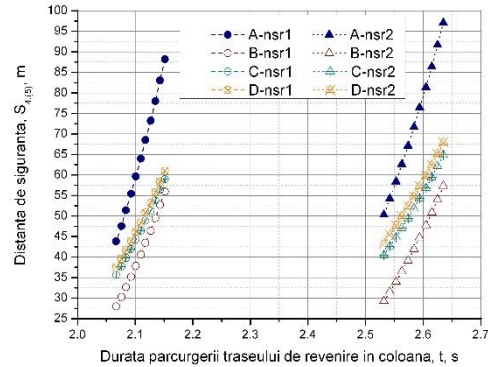


Fig. 4.18. Variația distanței de siguranță $S_{4,(5)-rel.(4.20)}$, necesară la revenirea în coloană, în funcție de durata parcurgerii traseului de revenire în coloană.

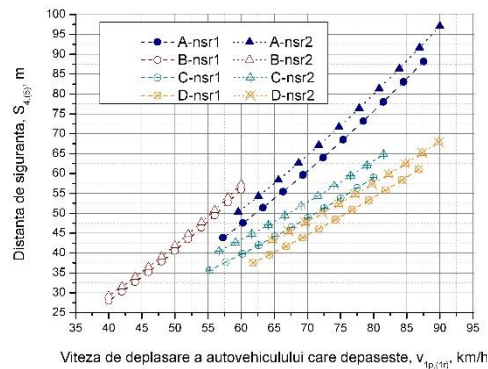


Fig. 4.19. Variația distanței de siguranță $S_{4,(5)-rel.(4.20)}$, necesară la revenirea în coloană, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește $v_{1p,(1r)}$.

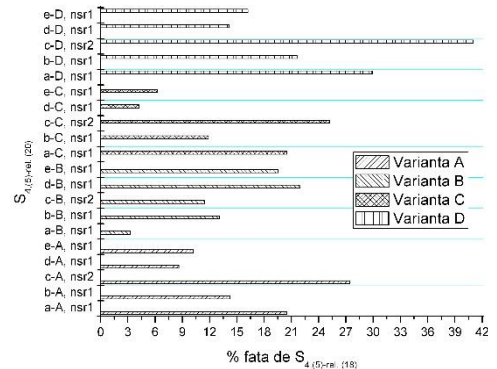


Fig. 4.20. Rezultate comparative referitoare la distanța de siguranță la revenirea în coloană a autovehiculului care efectuează depășirea ($S_{4,(5)-rel.(4.20)} \leftrightarrow S_{4,(5)-rel.(4.18)}$), în funcție de natura și starea drumului, varianta de depășire și starea conducătorului auto.

Având în vedere rezultatele comparative referitoare la distanța $S_{4,(5)}$, din figura 4.20, se constată că este îndeplinită condiția (4.21). În consecință, în condițiile luate în studiu pentru procesul depășirii, autovehiculul 1 poate să revină în siguranță pe banda inițială [42].

Rezultatele obținute în lucrarea [8], sunt cu interpretare grafică și se referă la:

- variația distanței parcurse de autovehiculul 3 (pe toată durata procesului de depășire dintre autovehiculul 1 și autovehiculul 2, în timpul în care autovehiculul 1 parcurge distanța de desprindere din coloană, în timpul în care autovehiculul 1 se deplasează paralel cu autovehiculul 2, în timpul în care autovehiculul 1 parcurge distanța de revenire pe banda inițială), în funcție de durata parcurgerii distanței respective / viteza de deplasare a autovehiculului 3 și natura și starea drumului;
- variația distanței dintre autovehiculul 1 și autovehiculul 3, la momentul desprinderii din coloană a autovehiculului 1, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului 3 și natura și starea drumului;
- variația distanței dintre autovehiculul 1 și autovehiculul 3, la momentul inițierii revenirii autovehiculului 1 pe banda inițială, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului 1 / viteza de deplasare a autovehiculului 3 și natura și starea drumului.

Modelul numeric dezvoltat [8, 42, 55] în scopul evaluării mărimilor cinematice ale procesului depășirii autovehiculelor, permite schimbarea datelor de intrare și luarea în considerare a altor condiții de efectuare a depășirilor. Algoritmii de lucru dezvoltat poate sta la baza proiectării unor sisteme de asistare la conducere cu scopul asigurării unui suport conducătorului auto în etapele consecutive ale procesului depășirii autovehiculelor.

4.2.3. Modelarea reținerii ocupantului unui autovehicul de către centura de siguranță

În lucrarea [40], s-a dezvoltat un model fizico-matematic al unui ocupant din autovehicul, reținut de centura de siguranță, care permite analiza mișcării acestuia în timpul accidentului, oferind o imagine de ansamblu a ceea ce se întâmplă în realitate, în limitele unor erori foarte reduse. Modelul fizic bidimensional al unui dummy reținut de centura de siguranță, se prezintă în figura 4.21 [22, 40]. Centura de siguranță este conectată rigid de corpul b_1 (Fig. 4.21). Actuatorul b_2 al centurii poate transla doar pe direcția z față de corpul b_1 . Capul (b_4) este legat de torace (b_3) prin gâtul dummy-ului, astfel încât singurul grad de libertate pe care îl are este rotirea β în jurul axei y . Un capăt al centurii este

conectat de actuatorul b_2 , reținând toracele (b_3) dummy-ului, iar celălalt capăt este prins în b_1 . Centurii i se aplică forța F de către actuatorul b_2 . Pentru a se folosi mărimi adecvate, s-au utilizat date aferente unui manechin masculin 50% Hybrid III [7, 22, 40, 41].

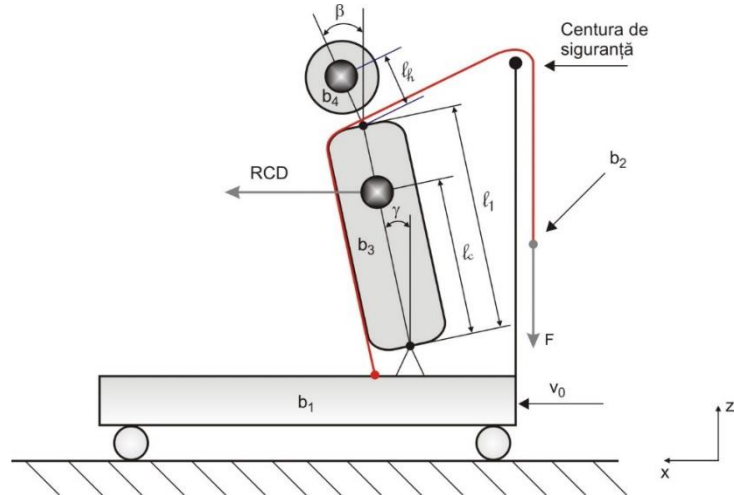


Fig. 4.21. Modelul fizic al unui dummy reținut de o centură de siguranță. b_1 - prinderea de jos a centurii; b_2 - actuatorul centurii; b_3 - toracele dummy-ului; b_4 - capul dummy-ului; l_1 - lungimea toracelui; l_c - locația centrului de greutate a toracelui raportat la pelvis; l_h - locația centrului de greutate a capului față de baza gâtului; RCD (Required Chest Displacement) - deplasarea totală (necesară) a pieptului; v_0 - viteza autovehiculului; γ - rotația pieptului în jurul axei y ; β - rotația capului în jurul axei y ; F - forța aplicată centurii de actuatorul b_2 .

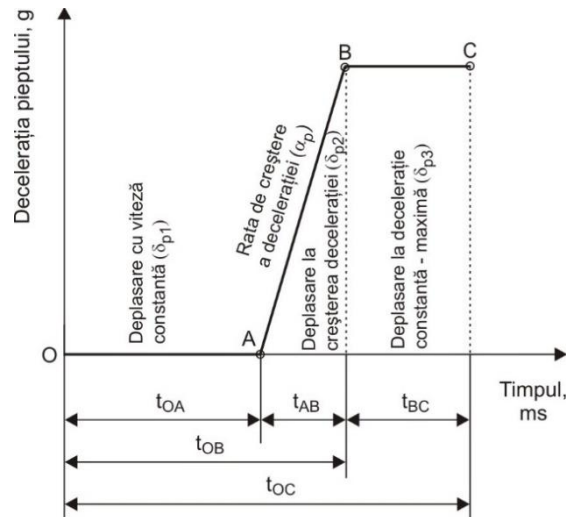


Fig. 4.22. Timpii de decelerație ai pieptului în modelul ideal.

Deplasarea orizontală a centrului de greutate al corpului b_3 se ia ca și măsură pentru deplasarea necesară a pieptului. Pentru o decelerație maximă a pieptului de aproximativ $35 \cdot g$, forța maximă forța aplicată centurii este de circa 6 kN. Pentru $t=0$ ms și până la $t=35$ ms, accelerația presupusă a pieptului nu este precisă, ea fluctuând în limite mai mari decât cea

adevărată. Acest lucru se poate explica asemănător fenomenului de compresie din toracele dummy-ului. Pentru $t > 35$ ms, accelerația pieptului corespunde cu cea reală [22, 40]. Riscul vătămării pieptului este dominant influențat de forța aplicată centurii. Riscul rănirii la cap este influențat de elasticitatea centurii, viteza de impact și/sau folosirea unui sistem de reținere suplimentar cu airbag. Deplasarea totală a pasagerului (δ_p) poate fi stabilită în modelul ideal (Fig. 4.22) [7, 40] prin descrierea performanțelor sistemului de reținere în funcție de caracteristicile acestuia.

Deplasarea totală a pasagerului reprezintă suma distanțelor parcurse de acesta, între prima fază de începere a deplasării (când viteza este constantă) și faza accelerației constante [7, 40]:

$$\delta_p \cong v_0 \cdot \left(t_e + \frac{a_{p\max}}{\alpha_p} \right) + \frac{1}{2 \cdot a_{p\max}} \cdot \left(v_0 - \frac{a_{p\max}^2}{\alpha_p} \right)^2 - \frac{a_{p\max}^3}{2 \cdot \alpha_p^2}, \text{ [m]}, \quad (4.30)$$

sau

$$\delta_p \cong v_0 \cdot \left(t_e + \frac{v_0}{2 \cdot a_{p\max}} \right), \text{ [m]}, \quad (4.31)$$

în care: t_e este momentul de începere a deplasării pasagerului ($\cong 0,035$ s), corespunzător întârzierilor până la activarea forței din centură ($t_e \cong t_{0A}$); v_0 - viteza autovehiculului, în m/s ($v_0 = v_A$); $a_{p\max}$ - decelerația maximă a pieptului pasagerului, în funcție de g (accelerația gravitațională); la baza prevenirii vătămării toracelui, criteriul vătămării general acceptat este sugerat ca o valoare limită a accelerației pieptului egală cu $60 \cdot g$ (pe durata a 3 ms) și deflecția pieptului de 0,075 m [7, 22, 40]; α_p - rata de creștere a decelerației ($\cong 1000$ g/s) (Fig. 4.22).

Ținând seama de fazele mișcării pasagerului în timpul reținerii (Fig. 4.22), deplasarea acestuia poate fi exprimată astfel [7, 40]:

- la viteză constantă, corespunzătoare duratei t_{0A} ,

$$\delta_{p1} = t_{0A} \cdot \frac{v_0 + v_A}{2} = t_{0A} \cdot v_0, \text{ [m]}, \quad (4.32)$$

- la creșterea constantă a decelerației până la valoarea maximă, corespunzătoare duratei: $t_{AB} = t_{0B} - t_{0A} = a_p / \alpha_p$,

$$\delta_{p2} = t_{AB} \cdot \frac{v_A + v_B}{2} \text{ sau } \delta_{p2} = \frac{a_p}{\alpha_p} \cdot \left(v_A - \frac{a_p^2}{2 \cdot \alpha_p} \right), \text{ [m]}, \quad (4.33)$$

- la decelerație constantă, corespunzătoare duratei:

$$t_{BC} = t_{0C} - t_{0B} = v_B / a_{p\max},$$

$$\delta_{p3} = t_{BC} \cdot \frac{v_B + v_C}{2} \text{ sau } \delta_{p3} = \frac{1}{2 \cdot a_{p\max}} \cdot \left(v_0 - \frac{a_{p\max}^2}{\alpha_p} \right)^2, \text{ [m]}. \quad (4.34)$$

Vitezele, corespunzătoare punctelor A, B, C din figura 4.22, sunt date de relațiile:

$$\begin{cases} v_A = v_0 \\ v_B = v_A - (\alpha_p \cdot t_{AB}) \cdot t_{AB} = v_0 - \alpha_p \cdot t_{AB}^2, [\text{m/s}]. \\ v_C = 0 \end{cases} \quad (4.35)$$

Momentul de început al impactului se consideră $t_0=0$ s (începutul coliziunii, punctul O - figura 4.22). Timpul de lucru al centurii $t_1=0,026$ s este cel corespunzător primei faze a impactului (faza de zbor liber) și durează până când centura începe să strângă ocupantul din autovehicul [40]. În timpul acestei faze ocupantul se mișcă înainte și este reținut numai de forța produsă de frecarea cu scaunul. După această fază, ocupantul din autovehicul decelerează și determină sistemul de reținere să aplice forța în centură. De la timpul t_1 ocupantul este reținut numai de centura de siguranță, iar de la 0,035-0,04 s [7, 22, 40] airbagul intră în funcțiune, preluând o parte din accelerația ocupantului (strângerea oferită de centură poate avea valori ușor mai mici pentru a nu vătăma toracele și/sau zona abdominală). Perioada de la 0,04 s la 0,85 s reprezintă momentele în care deflecția pieptului are valorile cele mai îngrijorătoare, chiar dacă forța în centură este de valoare redusă. În aceste condiții este indicat ca accelerația pieptului să fie absorbită prin reținerea centurii de siguranță, iar deflecția acestuia să fie preluată de sistemul airbag [40].

Matematic, condiția de compatibilitate la impact, impune ca [40]: $(\delta_v + \delta_{p/v}) > \delta_p$, în care $\delta_{p/v}$ este deplasarea ocupantului cu privire la compartimentul din interiorul autovehiculului, și nu trebuie să depășească distanța disponibilă ($D=0,457$ m) [7, 40] necesară prevenirii *impactului secundar* cu elementele componente din interior ($\delta_{p/v} < D$). În acest sens, rezultă că: $\delta_v > (\delta_p - D)$. Mărimea $(\delta_p - D)$ indică distanța minimă necesară pentru a satisface compatibilitatea dintre caracteristicile structurale și de reținere, astfel încât să nu se producă vătămări în cazul unei coliziuni [40].

La diferite decelerații maxime ale pieptului pasagerului (35g/30g/25g), rezultă valori ale forței maxime de strângere aplicată centurii de siguranță, de circa 6/5/4 kN. Se constată (Fig. 4.23) [40] că la forțe mai reduse de strângere a centurii de siguranță, este necesară o deplasare totală mai mare a pasagerului, odată cu creșterea vitezei de impact.

Variația distanței minime necesare (δ_v) pentru a satisface compatibilitatea dintre caracteristicile structurale și de reținere, astfel încât să nu se producă vătămări în cazul unei coliziuni, în funcție de viteza de impact a autovehiculului, este prezentată în figura 4.24 [40].

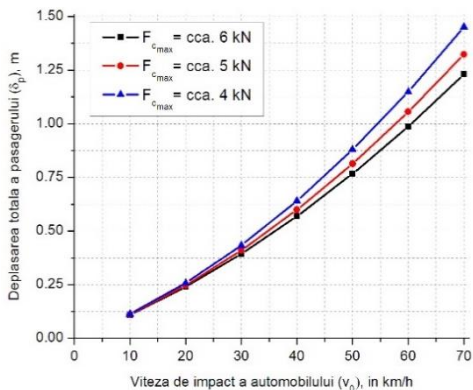


Fig. 4.23. Deplasarea totală a pasagerului (δ_p) în funcție de viteza autovehiculului (v_0), la diferite forțe maxime de strângere ale centurii de siguranță ($F_{c_{max}}$).

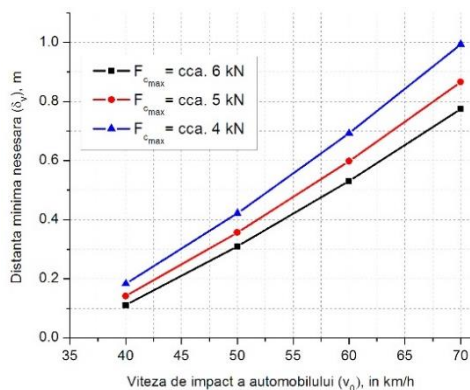


Fig. 4.24. Distanța minimă necesară (δ_v) în funcție de viteza autovehiculului (v_0), la diferite forțe maxime de strângere ale centurii de siguranță ($F_{c_{max}}$).

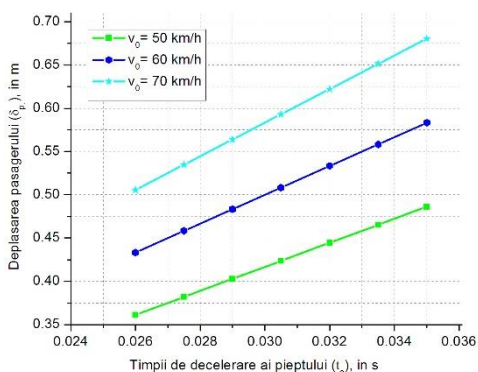


Fig. 4.25. Deplasarea pasagerului în funcție de timp, la diferite viteze de impact.

0,681 m pentru viteze de impact de 50 km/h, 60 km/h și 70 km/h [40].

Deplasarea pasagerului la creșterea constantă a decelerației până la valoarea maximă, însumată cu deplasarea pasagerului la decelerație constantă, la diferite viteze de impact, este surprinsă grafic în figura 4.26 [40].

Matematic, din punctul de vedere al compatibilității dintre caracteristicile structurale și de reținere ale autovehiculelor, se impune ca $RCD = (\delta_v + \delta_p/v)$ [7, 40]. RCD se obține conform relației [7, 40]:

$$RCD = \delta_{p1} + \delta_{p2} + \delta_{p3}, [m]. \quad (4.36)$$

Deplasarea totală (necesară) a pieptului ocupantului (Fig. 4.27) [40] este influențată atât de creșterea vitezei autovehiculului, cât și de creșterea decelerației pieptului. Majoritatea autovehiculelor sunt dotate

În figura 4.24 este surprinsă variația deplasării pasagerului (δ_{p1}) în funcție de timp (intervalul t_{0A}), la diferite viteze de impact. Din figura 4.25 [40], este evident că un sistem de fixare mai eficient necesită mai puțin timp t_e , reducând astfel distanța de deplasare a pieptului pasagerului. De exemplu, la un timp t_e de 35 ms, distanța de deplasare a pieptului pasagerului în această perioadă de timp este de 0,486 m, 0,583 m și

cu airbag, care sunt setate să acționeze la viteze de impact mai mari de 50 km/h. La viteze mai mici de 50 km/h airbag-ul poate să influențeze negativ asupra pasagerilor [40].

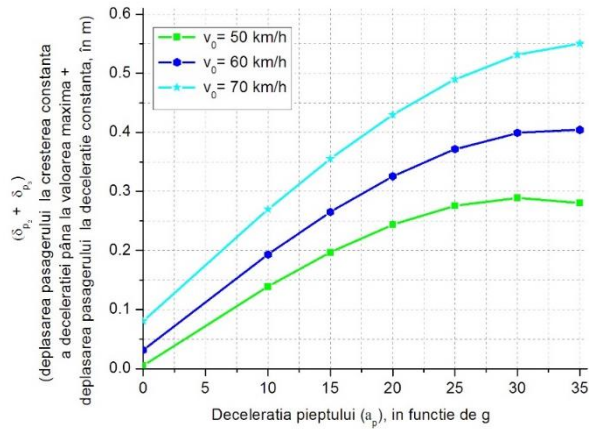


Fig. 4.26. Deplasarea pasagerului în funcție de decelerația pieptului, la diferite viteze de impact.

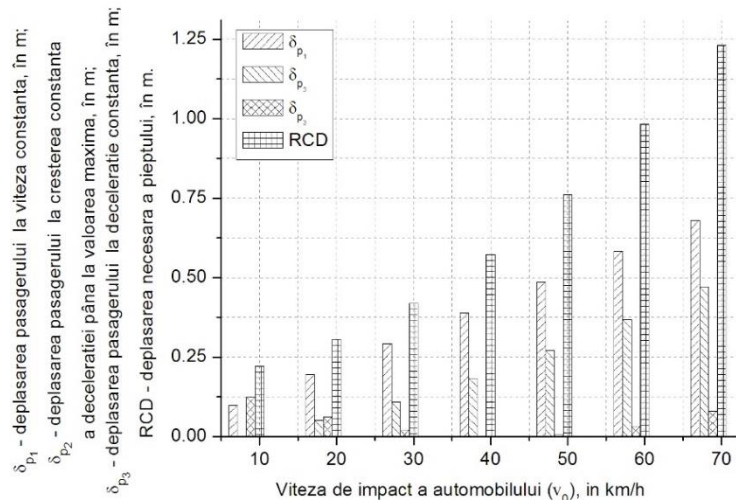


Fig. 4.27. Variația RCD, δ_{p1} , δ_{p2} și δ_{p3} în funcție de viteza de impact a autovehiculului.

Modelul numeric dezvoltat permite schimbarea datelor de intrare și luarea în considerare a altor condiții de impact și permite utilizatorului obținerea rezultatelor urmărite, cu interpretări grafice.

PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

5. Perspective de continuare a activității științifice universitare și publicistică

5.1. Considerații generale

Preocupările referitoare la cercetările științifice din domeniul dinamicii autovehiculelor, reconstituirii accidentelor rutiere, dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor și identificării/utilizării surselor alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului, se regăsesc în prioritățile mele de continuare și dezvoltare a carierei academice, științifice și profesionale. Pentru asta, referitor la cercetarea științifică, o preocupare de bază este de a identifica posibilitatea extinderii colaborării cu specialiști/cercetători și de la alte universități din țară și/sau din străinătate, care să faciliteze inclusiv efectuarea de stagii de schimb de experiență la universități din țară și de peste hotare. Rezultatele cercetărilor se dorește să fie diseminate/publicate în reviste științifice de prestigiu și la manifestări științifice din țară și străinătate. Cu privire la tendințele naționale și internaționale de evoluție a cercetărilor științifice, se dorește conectarea continuă la acestea.

Referitor la disciplinele specifice programelor de studii la care sunt implicat și cerințele impuse formării unor specialiști în domeniul ingineriei mecanice/autovehiculelor/transporturilor, se menționează adaptarea tematicii cursurilor predate, în conformitate cu cerințele privind cunoștințele și abilitățile necesare unor specialiști în domeniile respective. Se are în vedere actualizarea continuă a conținutului cursurilor și adaptarea activităților aplicative la cerințele actuale pentru formarea de specialiști apti să răspundă comenzilor sociale din domeniul de pregătire și care să contribuie la mărirea și diversificarea activităților din domeniu. Pentru asta, există o preocupare continuă legată de îmbunătățirea metodelor de predare-învățare, principala responsabilitate în acest sens fiind utilizarea și dezvoltarea în continuare a unor metode de predare/învățare care să fie centrate pe student. Prin activitățile întreprinse cu studenții se dorește atragerea

acestora spre preocupări legate de cercetare științifică, astfel încât aceștia să dobândească abilități pentru cercetări independente.

5.2. Perspective de continuare și dezvoltare a carierei academice, științifice și profesionale

Continuarea și dezvoltarea carierei academice, științifice și profesionale urmărește neîncetat să fie în concordanță cu obiectivele de dezvoltare ale Departamentului Autovehicule Rutiere și Transporturi din cadrul Facultății de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică a Universității Tehnice din Cluj-Napoca, în care îmi desfășor activitatea. Astfel, dintre aspectele care se au în vedere, se menționează: extinderea cunoștințelor de specialitate; modernizarea cursurilor și activităților practice, precum și învățarea asistată, coordonată și dirijată; dezvoltarea abilităților și a tehnicilor de predare în cadrul domeniilor de competență actuale și de perspectivă; accentuarea caracterului practic al activităților de laborator, aplicațiilor, proiectelor de an, proiectelor de diplomă și lucrărilor de disertație; încurajarea participării studenților la competiții locale, naționale și/sau internaționale cu caracter științific; lărgirea și consolidarea relațiilor profesionale cu personalități științifice din universități de prestigiu din țară și străinătate; susținerea și promovarea cercetării științifice multi-, inter- și trans-disciplinare în scopul integrării în proiecte complexe de cercetare la nivel universitar, național și internațional; accesarea programelor naționale și internaționale de cercetare; colaborarea cu structuri de cercetare din țară și străinătate; generarea de cunoaștere relevantă prin cercetare, inovare și creație, urmărind rezultate care să aducă prestigiu și vizibilitate și care să fie totodată transferabile în produse, tehnologii și soluții; colaborarea cu mediul economico-social prin extinderea și aplicarea rezultatelor cercetării în cadrul diferitelor organizații economice; dezvoltarea de activități de cercetare științifică atât la nivel individual cât și în cadrul unor grupuri de cercetători; identificarea posibilităților de brevetare a rezultatelor cercetării științifice; integrarea studenților, masteranzilor și doctoranzilor în cercetare în scopul dezvoltării resursei umane; participarea la manifestări științifice naționale și internaționale de prestigiu și la târguri de invenție; creșterea calității publicațiilor științifice; valorificarea rezultatelor cercetărilor întreprinse prin publicarea acestora în reviste internaționale de prestigiu, cotate ISI și/sau indexate

BDI; implicarea activă și susținută în dezvoltarea și menținerea unei atmosfere de muncă bazată pe colaborare, onestitate și comunicare deschisă; perfecționare continuă și performanță pe durata întregii cariere; asumarea responsabilității pentru contribuția la bunul mers al activității în instituție; implicare activă în dezvoltarea și consolidarea relațiilor de muncă și de conviețuire cu membrii comunității universitare, susținând valori cum ar fi: cunoașterea și respectul reciproc, respectul pentru regulile de bună conduită în comunitate precum și solidaritatea și colegialitatea academică.

Susținerea calității activităților din departament:

- pregătire continuă și constantă cu privire la evaluarea periodică ARACIS pentru programele de studii universitare de licență și masterat, coordonate de DART;
- preocupare continuă și constantă pentru dezvoltarea departamentului ART;
- implicare în analiza și actualizarea planurilor de învățământ la specializările de licență și masterat coordonate de DART;
- actualizarea continuă disciplinelor predate;
- elaborarea unor teme de proiecte de diplomă / lucrări de disertație cu caracter aplicativ, în urma cărora să rezulte inclusiv dezvoltarea de noi standuri de laborator;
- realizarea unei platforme online, cu materiale în domeniul dinamicii autovehiculelor, reconstituirii accidentelor rutiere și dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor;
- optimizarea utilizării spațiilor, în concordanță cu specificul activităților și cu formațiile de studiu;
- modernizarea procesului didactic prin utilizarea unor tehnologii educaționale adaptate la cerințele actuale ale pregătirii ingineresti (învățare pe bază de proiecte, învățare prin rezolvare de probleme, învățare în echipă etc.);
- planificarea judicioasă a activităților didactice și derularea acestora în conformitate cerințele în formarea viitorilor specialiști;
- analiza continuă a rezultatelor în urma sesiunilor de examene în scopul de a determina măsura în care studenții au atins competențele profesionale și transversale ale programului de studii în care se pregătesc, identificării eventualelor dificultăți în învățare ale acestora ori de adaptare a lor la cerințele vieții universitare și găsirii de soluții viabile pentru a optimiza relația acestora cu mediul academic;

- pregătirea continuă a studenților de la specializările la care sunt implicat, pentru participarea acestora la concursuri studențești locale, naționale și internaționale, dar și atragerea studenților de alte specializări în asemenea activități;
- sprijinirea și angrenarea cât mai largă a studenților și doctoranzilor în activitatea de cercetare și participarea lor în activitatea publicistică;
- participare continuă la modernizarea spațiilor de învățământ din cadrul DART, urmărind dezvoltarea bazei materiale, în concordanță cu necesitățile procesului didactic, dar și pe baza priorităților de cercetare;
- preocupare continuă și constantă în modernizarea laboratoarelor, respectiv a echipamentelor, aparaturii și menținerea lor în stare funcționare;
- preocupare constantă cu privire la crearea unui climat în care oamenii să se poată dezvolta la capacitatea maximă - resursa umană (personalul academic, auxiliar, didactic și nedidactic), de cea mai bună calitate, reprezentând bunul cel mai de preț al departamentului/facultății/universității.

Susținerea activității profesionale și extracuriculare ale studenților:

- elaborarea și actualizarea continuă a suporturilor de curs și îndrumătoarelor de laborator, respectiv a procedurilor de lucru necesare activităților didactice și de cercetare în concordanță cu cerințele ARACIS, respectiv cerințele angajatorilor de pe piața muncii;
- atragerea studenților la cercul științific studențesc în domeniul dinamicii autovehiculelor;
- încurajarea participării studenților la concursurile studențești și afirmării acestora.

Dezvoltarea colaborării cu mediul academic și socio-economic:

- întărirea relațiilor de colaborare cu *mediul științific național*: Universitatea “Transilvania” din Brașov; Universitatea din Pitești; Universitatea Politehnica din Timișoara; Universitatea din Oradea; Universitatea din Craiova; Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați; Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” din București; Universitatea Politehnica din București; Universitatea “Ovidius” din Constanța; Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași etc.
- extinderea colaborării cu diferite societăți comerciale din domeniul

dinamicii autovehiculelor; reconstituirii accidentelor rutiere, dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor și surselor alternative pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului, pentru încheierea convențiilor de practică și efectuarea practicii studenților de la specializările coordonate de Departamentul ART, vizite de studii etc.

Creșterea vizibilității producției științifice:

- *publicarea* rezultatelor cercetării științifice în reviste cu vizibilitate largă și apreciată de comunitatea științifică, atrăgând *citări* ale lucrărilor publicate;
- *citări* ale lucrărilor proprii, în lucrări ale altor autori publicate în reviste cotate ISI, în reviste științifice indexate BDI, în volumele unor conferințe ISI Proceedings, în cărți, în teze de doctorat etc.

Direcții viitoare de dezvoltare în problematica abordată:

- identificarea continuă a unor noi posibilități de dezvoltare, prin cercetare științifică, a domeniului dinamicii autovehiculelor; reconstituirii accidentelor rutiere, dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor și surselor alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului;
- dezvoltarea continuă a cercetărilor privind:
 - ↳ posibilitățile de îmbunătățire a performanțelor dinamice ale autovehiculelor (clasice, hibride, electrice),
 - identificarea adecvată a strategiei de studiu a elementelor avansate de dinamica autovehiculelor în funcție de condițiile de exploatare ale autovehiculelor, respectiv a condițiilor și calităților de autopropulsare ale acestora;
 - elaborarea de soluții tehnice și metodologii avansate de studiu în domeniul dinamicii autovehiculelor;
 - selectarea unor principii, metode și procedee avansate de cercetare în scopul rezolvării unor probleme specifice elementelor avansate de dinamica autovehiculelor;
 - aplicarea de concepte, metodologii, teorii și practici de lucru în vederea exploatarea rațională a autovehiculelor din punctul de vedere al dinamicii acestora;
 - formularea de ipoteze și operaționalizarea conceptelor avansate pentru explicarea și interpretarea proceselor din cadrul dinamicii autovehiculelor;
 - utilizarea unor soft-uri specifice de modelare și simulare, metode inovative de experimentare, principii și proceduri de calitate specifice elementelor avansate de dinamica autovehiculelor;

- analiza comparativă a datelor și evaluarea lor pe baza teoriilor, criteriilor și metodelor avansate utilizate în cercetarea aplicativă, a elementelor avansate de dinamica autovehiculelor;
 - utilizarea unor criterii, metode de evaluare, concepte, teorii, date experimentale și programe în proiectarea temelor specifice elementelor avansate de dinamica autovehiculelor;
 - proiectarea proceselor dinamice pentru elementele avansate în domeniul dinamicii autovehiculelor, utilizând principii și metode moderne etc.
- ↪ posibilitățile de implementare a noi modele fizico-matematice în analiza și reconstrucția accidentelor rutiere,
- dezvoltarea continuă a modelelor fizico-matematice din domeniul accidentelor de circulație rutieră;
 - dezvoltarea și implementarea strategiilor de studiu a dinamicii accidentelor de circulație rutieră în funcție de condițiile de mediu și de comportamentul participanților la trafic;
 - elaborarea de soluții tehnice și metodologii noi de studiu în domeniul dinamicii accidentelor de circulație rutieră;
 - identificarea posibilităților de monitorizare a comportamentului cinematic și dinamic al participanților la traficul rutier, utilizând metode statistice și probabilistice etc.;
- ↪ identificarea de noi sisteme de siguranță ale autovehiculelor;
- dezvoltarea modelelor de lucru specifice sistemelor avansate pentru siguranța autovehiculelor în sistemul circulației rutiere;
 - elaborarea de soluții tehnice și metodologii avansate de studiu cu privire la sistemele avansate pentru siguranța autovehiculelor în sistemul circulației rutiere;
 - dezvoltarea metodologiilor și practicilor utilizate în studiul sistemelor avansate pentru siguranța autovehiculelor în transporturi rutiere;
 - identificarea și selectarea unor tehnici și metode avansate în evaluarea performanțelor sistemelor avansate pentru siguranța autovehiculelor, respectiv a posibilităților de sporire a siguranței rutiere;
 - dezvoltarea unor criterii și metode avansate de evaluare a conceptelor, teoriilor și programelor de studiu a sistemelor avansate pentru siguranța autovehiculelor în sistemul circulației rutiere;
 - proiectarea proceselor fizice din cadrul sistemelor avansate pentru siguranța autovehiculelor în sistemul circulației rutiere, utilizând principii și metode moderne;
 - dezvoltarea modelelor de dependență multifactorială în sistemul circulației rutiere etc.;
- ↪ utilizarea biocombustibililor pentru MAI,
- participarea în colective de cercetare multidisciplinară cu privire la identificarea de noi combustibili ecologici pentru MAI și evaluarea proprietăților acestora;
 - identificarea posibilităților de evaluare comparativă a performanțelor dinamice ale autovehiculelor din clase diferite a căror motor este alimentat cu noi combustibili;

- participarea constantă la acțiunile naționale și internaționale menite să evalueze și să contribuie la conștientizarea impactului transporturilor rutiere asupra mediului înconjurător, prin utilizarea de noi combustibili în alimentarea MAI etc.;
- ↳ identificării și utilizării surselor alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului,
 - evaluarea beneficiilor înlocuirii autovehiculelor clasice cu autovehicule electrice și impactul acestei schimbări asupra mediului înconjurător;
 - evaluarea comparativă a influenței condițiilor atmosferice (de ex.: temperatură, umiditate etc.) asupra consumurilor de energie ale autovehiculelor care utilizează surse alternative pentru propulsare;
 - evaluarea datelor cu privire la cantitatea de energie recuperată prin frânarea regenerativă ale autovehiculelor care utilizează surse alternative pentru propulsare;
 - studiul performanțelor energetice și dinamice ale autovehiculelor care utilizează surse alternative pentru propulsare;
 - identificarea posibilităților de evaluarea a bilanțului de pe întreaga durată de exploatare a autovehiculelor propulsate cu surse alternative de energie;
 - evaluarea reducerii emisiilor de gaze cu efect de seră prin înlocuirea autovehiculelor clasice cu autovehicule propulsate cu surse alternative de energie, ținând cont de amprenta lor ecologică;
 - evaluarea reducerii impactului negativ asupra mediului/societății/economiei prin înlocuirea autovehiculelor clasice cu autovehicule propulsate cu surse de alternative de energie etc.;
- accesarea unor proiecte pentru dotări de laboratoare, în vederea modernizării continue a Laboratorului de telematică rutieră și dinamica auto.

Obiective pe termen mediu și lung:

- participarea la competiții naționale și internaționale, inclusiv în parteneriat cu universități sau institute de cercetare naționale sau din străinătate, în vederea accesării de fonduri dedicate cercetării științifice;
- dezvoltarea continuă și consecventă a abilităților de comunicare;
- aplicarea tehnicilor de relaționare și muncă eficientă în echipă;
- respectarea principiilor, normelor și valorilor codului de etică profesională prin abordarea unei strategii de muncă riguroase, eficientă și responsabile în rezolvarea problemelor și luarea deciziilor;
- implicarea activă și constantă în buna desfășurare a procesului de învățământ universitar;
- actualizarea permanentă a cunoștințelor din domeniul de interes;

- dezvoltarea activităților, astfel încât la baza lor să stea un set de valori, cum ar fi: spiritul de echipă, respectul, comunicarea, echilibrul, deschiderea etc.;
- continuarea cercetărilor în domeniul dinamicii autovehiculelor, reconstituirii accidentelor rutiere, dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor și identificării/utilizării surselor alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului;
- diseminarea rezultatelor cercetărilor viitoare prin publicarea acestora în reviste indexate ISI;
- continuarea dezvoltării și modernizării bazei materiale a departamentului ART;
- dezvoltarea colaborării cu parteneri din mediul academic și mediul socio-economic prin activități de cercetare și consultanță;
- identificarea posibilităților de atragere de fonduri europene pentru realizarea unor produse noi și inovative, în domeniul dinamicii autovehiculelor, reconstituirii accidentelor rutiere și dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor;
- susținerea continuă a dezvoltării resursei umane, prin transferul de cunoștințe care să conducă la dezvoltarea competențelor necesare viitorilor specialiști din domeniu;
- dezvoltarea carierei universitare, prin implicarea continuă în propunerea și efectuarea unor programe de cercetare științifică, care să sprijine în continuare menținerea Departamentului ART în rețele de cercetare recunoscute la nivel național și internațional (Bosch România, Porsche Engineering România, Institutul de Cercetări pentru Instrumentație Analitică - ICIA - Filiala Cluj-Napoca, AVL etc.), respectiv să sprijine în continuare recunoașterea potențialului uman și logistic în cercetare de care dispune DART, care se bucură în prezent de o recunoaștere excelentă (coordonarea achiziționării autobuzelor electrice, comitete științifice ale conferințelor/congreselor, comisii de doctorat, comitete editoriale și reviewers la reviste științifice de prestigiu etc.) și nu în ultimul rând, creșterea vizibilității, implicării tinerilor etc.

5.3. Concluzii

Având în vedere că tentința actuală în rândul specialiștilor, la nivel național și internațional, este de a găsi soluții cu privire la îmbunătățirea siguranței autovehiculelor în sistemul circulației rutiere, se consideră că prin cunoașterea și îmbunătățirea comportamentului dinamic al autovehiculelor se poate atinge un astfel de deziderat. În consecință, extinderea cercetărilor referitoare la identificarea continuă a posibilităților și limitelor de evaluare a performanțelor dinamice ale autovehiculelor (clasice, hibride, electrice), deplasării lor în siguranță și evaluării parametrilor de influență, este prioritară în preocupările mele actuale și viitoare. În acest sens, se are în vedere și extinderea cercetărilor referitoare la corelația om-autovehicul-mediul, respectiv a interdependenței acestora, asupra performanțelor dinamice ale autovehiculelor și deplasării lor în siguranță.

În zilele noastre, accidentele de circulație rutieră constituie o amenințare majoră asupra participanților la traficul rutier. Dramele și daunele materiale produse datorită accidentelor de circulație rutieră au un enorm impact socio-economic și asupra sănătății celor implicați, respectiv asupra familiilor și comunităților din care fac parte, pierderile fiind uriașe în acest sens. Foarte multe dintre cazurile de accidente rutiere necesită reconstituirea etapelor consecutive ale desfășurării lor, pentru a identifica cauzele care au contribuit la producerea acestora, influența diferiților factori implicați (umani, tehnici care țin de autovehicul, rutieri care țin de drum) și nu în ultimul rând, identificarea manevrelor care se puteau efectua în scopul evitării lor. În acest context, analiza dinamicii accidentelor de circulație rutieră este o activitate importantă și deosebit de actuală [55].

Analiza siguranței autovehiculelor și a securității în transporturile rutiere este, de asemenea, o activitate prioritară, care țintește identificarea asigurării continue a unui grad sporit de securitate autovehiculelor și mai ales ocupanților acestora, și în general participanților la traficul rutier (pietonilor, bicicliștilor etc.). Se consideră ca introducerea sistemelor moderne de siguranță în construcția autovehiculelor și a programelor de educație rutieră a tuturor participanților la trafic, chiar cu eforturi financiare considerabile pentru România, va asigura efecte importante în viitor atât pentru viața economică cât și pentru cea socială și nu în ultimul rând, se pot aminti [41] efectele reducerii numărului de decese și răni cauzate de accidentele rutiere (reducerea pierderilor de vieți, în care

statul a investit de-a lungul timpului sume importante, reducerea costului recuperării accidentaților etc.).

Prin continuarea cercetărilor referitoare la utilizarea biocombustibililor pentru MAI, se urmărește constant identificarea unor asemenea surse de alimentare a MAI și îmbunătățirea parametrilor de performanță ai motoarelor, respectiv ai autovehiculelor și nu în ultimul rând sporirea gradului de protejare a mediului.

Cercetările referitoare la identificarea și utilizarea surselor alternative de energie pentru propulsarea autovehiculelor și protejarea mediului urmăresc în principal evaluarea impactului înlocuirii autovehiculelor propulsate clasic cu autovehicule propulsate electric, atât din punct de vedere economic, cât și social și de mediu, dar și din punctul de vedere al performanțelor energetice și dinamice ale acestora.

6. Concluzii finale

Având în vedere că sistemele de siguranță a autovehiculelor s-au dezvoltat datorită identificării și înțelegerii fenomenelor dinamice care au loc în timpul deplasării autovehiculelor, se poate menționa că studiul dinamicii autovehiculelor și analiza siguranței autovehiculelor și a securității în transporturile rutiere este o activitate extrem de importantă și deosebit de actuală, alături de investigarea accidentelor de circulație rutieră, pentru dezvoltarea de contramăsuri. De altfel, transportul rutier este considerat un factor dinamic și determinant asupra evoluției economice și de influențare și optimizare a activității umane, și care se numără printre principalele mijloace tehnice de amplificare și accelerare a comunicării interumane, de comprimare a distanțelor și timpului, între starea inițială și starea finală a unei activități.

Dezvoltarea continuă a metodelor experimentale, de modelare numerică și simulare computerizată, pentru cercetarea dinamicii autovehiculelor și a accidentelor de circulație rutieră, respectiv pentru identificarea posibilităților de sporire a siguranței autovehiculelor în transporturi rutiere, se regăsește în preocupările prioritare ale activității științifice, reflectată prin rezultatele obținute în acest sens și publicate/diseminate în diferite reviste de specialitate și manifestări științifice naționale și internaționale. De exemplu, ținând seama de faptul că accidentele de circulație rutieră sunt foarte diversificate ca tip și particularități, lucrările publicate s-au dorit a fi un suport în soluționarea reconstituirii etapelor principale din cadrul producerii acestora, prin adaptarea și dezvoltarea algoritmilor de lucru surprinși în fiecare din tematicile abordate, respectiv prin utilizarea/dezvoltarea modelelor de calcul numeric, bazate pe modele fizice care caracterizează tipul de impact, putând identifica și influența reciprocă a parametrilor care intervin în diferite situații de accident rutier. În același context, se poate menționa importanța studiilor și publicațiilor, cu specific în dinamica autovehiculelor și în siguranța autovehiculelor.

Metodele experimentale abordate redau situațiile frecvent întâlnite în traficul rutier și comportamentul autovehiculelor în exploatare. În cadrul determinărilor experimentale, valorile parametrilor variați s-au ales astfel încât să caracterizeze cazuri reale, frecvent întâlnite, de exploatare a autovehiculelor în procesul rulării lor, ținând seama de factorii care influențează deplasarea acestora.

Modelarea numerică și simularea computerizată sunt metode eficiente și necostisitoare de cercetare a efectului variațiilor parametrilor de influență asupra proceselor dinamice ale autovehiculelor în timpul deplasării lor. Modelele numerice dezvoltate pot servi la proiectarea optimă a autovehiculelor, putând fi integrate în programe de modelare și simulare etc. Softurile specializate permit realizarea unor modelări/simulări în mod eficient și fără costuri, iar prezentarea grafică a rezultatelor creează o imagine clară asupra rezultatelor obținute. Simulările computerizate permit observarea și înregistrarea simultană a mai multor parametri urmăriți, precum și posibilitatea de modificare a condițiilor de efectuare a simulării (modificarea condițiilor de mediu, schimbarea parametrilor constructivi ai autovehiculului, alegerea procedurii de testare, interpretare simultană a mai multor rezultate sub formă grafică, exportarea datelor pentru prelucrări ulterioare etc.). Prin simulare computerizată se pot evalua anumiți parametri dinamici ai autovehiculelor care ar fi greu de determinat experimental sau ar necesita aparatură complexă de specialitate. Simularea computerizată permite modificarea unui număr mare de parametri în vederea unei bune asocieri a fenomenului real de exploatare a autovehiculelor și furnizează rezultate care, prin modul lor de variație, pot fi atribuite comportamentului dinamic real al acestora, făcând posibil studiul asupra comportamentului autovehiculelor, în diferite situații de exploatare, cu costuri reduse, simularea fiind esențială în cazul autovehiculelor aflate în stadiul de proiect, dar și pentru cele existente, în vederea posibilităților de optimizare ale performanțelor acestora. Astfel, este necesar ca programele de simulare să aibă la bază modele matematice cât mai complexe, iar rezultatele simulărilor să indice cât mai precis comportamentul real al autovehiculelor.

Utilizarea analizei computerizate, prin avantajele pe care le oferă (modelarea diferitelor condiții de lucru, luarea simultană în considerare a cât mai multor factori de influență, reducerea timpilor de lucru, aplicabilitatea largă în domeniile de interes etc.) devine un instrument util și necesar specialiștilor care își desfășoară activitatea în cadrul dinamicii autovehiculelor, reconstituirii accidentelor rutiere și dezvoltării sistemelor de siguranță ale autovehiculelor, putând fi un instrument de încredere utilizat de către specialiști.

REFERINȚE

- [1] Ahlstrom, V.; Longo, K., *Human Factors Design Standard (HF-STD-001)*. Atlantic City International Airport, NJ: Federal Aviation Administration William J. Hughes Technical Center, 2003 (amended/updated 2009), <http://hf.tc.faa.gov/hfds/download-hfds/>.
- [2] Andreescu, C., *Dinamica autovehiculelor pe roți, Vol. 1*. București, Editura Politehnica Press, 2010.
- [3] Barabás, I.; Todoruț, A., *Chassis Dynamometer and Road Test Performances of Biodiesel-Diesel Fuel-Bioethanol Blend*. În: SAE2010, Powertrains Fuels & Lubricants Meeting, October 25, 2010, doi: 10.4271/2010-01-2139.
- [4] Batista, M., *A Simple Throw Model for Frontal Vehicle-Pedestrian Collisions*. Promet - Traffic&Transportation, Vol. 20, 2008, No. 6, 357-368, <http://www.fpz.unizg.hr/traffic/index.php/PROMTT/article/viewFile/1020/867>.
- [5] Bogdanović, L.; Batista, M., *The Throw Model for Vehicle/Pedestrian Collisions including Road Gradient*. Proceedings, 8th International Conference on Traffic Science (ICTS 2004), Nova Gorica, Slovenija, 11.-12. November 2004, http://s3.amazonaws.com/zanran_storage/www.fpp.edu/ContentPages/43384709.pdf.
- [6] Brach, Raymond M.; Brach, R. Matthew, *Vehicle Accident Analysis and Reconstruction Methods, Second Edition*. Warrendale, SAE International, 2011.
- [7] Chou, C.C., *Fundamental Principles for Vehicle / Occupant System Analysis*. http://www.autosteel.org/AM/Template.cfm?Section=Safety_Book&TEMPLATE=/CM/ContentDisplay.cfm&CONTENTID=28390.
- [8] Cordoș, N.; Todoruț, A.; Barabás, I.; Bălcău, Monica, *The study of the overtaking process in the situation where from the opposite direction another vehicle is approaching*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 57, Issue IV, November, 2014, pp. 527-536, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/495>.
- [9] Cordoș, N.; Todoruț, A.; Burdea, M.D.; Bălcău, Monica, *Comparative study on the dynamic axle loads and on the dynamic wheels loads of different classes cars*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol.60, Issue III, September, 2017, pp. 377-388, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/903>, <http://apps.webofknowledge.com -WOS:000416962000007>.
- [10] Cordoș, N.; Todoruț, A.; Barabás, I. *Evaluation of the tire pressure influence on the lateral forces that occur between tire and road*. IOP Publishing, 2017, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 252, ISSN: 1757-8981, Conference 1, CAR-2017, International Congress of Automotive and Transport Engineering - Mobility Engineering and Environment, Pitesti, Romania, 8-10 November 2017, Editors: Clenci, A.; Tabacu, Șt., doi:10.1088/1757-899X/252/1/012011, <http://apps.webofknowledge.com -WOS:000419817200011>.
- [11] Cordoș, N.; Todoruț, A., *Influences of the Suspensions Characteristics on the Vehicle Stability*. In: Burnete N., Varga B. (eds) Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), pp. 808-813. AMMA 2018. Proceedings in Automotive Engineering.

Springer, Cham, Copyright information © Springer Nature Switzerland AG 2019, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_94, First Online: 30 September 2018, Print ISBN 978-3-319-94408-1, Series Print ISSN 2524-7778, Online ISBN 978-3-319-94409-8, Series Online ISSN 2524-7786.

- [12] Cordoș, N.; Todoruț, A.; Iclodean, C.; Barabás, I. *Influence of the Dynamic Vehicle Load on the Power Losses Required to Overcoming the Rolling Resistance*. In: Dumitru, I., Covaciu, D., Racila, L., Rosca, A. (Editors), *Proceedings of the 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering - "Science and Management of Automotive and Transportation Engineering - 4th edition"*, 23-25 October, 2019, Craiova, Romania, © Springer Nature Switzerland AG 2020, pp. 195-202, 2020. SMAT 2019, Springer, ISBN 978-3-030-32563-3, ISBN 978-3-030-32564-0 (eBook), https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_23.
- [13] Cristea, D., *Abordarea accidentelor rutiere*. Pitești, Editura Universității din Pitești, 2009.
- [14] Diaconu, Elena; Dicu, M.; Răcănel, Carmen, *Căi de comunicații rutiere - principii de proiectare*. București, Editura Conspress, 2006.
- [15] Durluț, C.; Ionescu, H., *Îndrumar pentru expertize tehnice auto*. București, Oficiul de Informare Documentară pentru Aprovizionarea Tehnico-Materială și Controlul Gospodăririi Fondurilor Fixe, 1986.
- [16] Fittanto, D.A.; Senalik, A., *Passenger Vehicle Steady-State Directional Stability Analysis Utilizing EDVSM and SIMON*. WP#-3, 2004, Available from Internet: <http://www.edccorp.com/library/HveWpPdfs/WP2004-3.pdf>.
- [17] Franck, H.; Franck, D., *Mathematical Methods for Accident Reconstruction: A Forensic Engineering Perspective*. Boca Raton, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2010.
- [18] Gaiginschi, R.; Filip, I., *Expertiza tehnică a accidentelor rutiere*, București, Editura Tehnică, 2002.
- [19] Gaiginschi, R.; Drosescu, R.; Rakoși, E.; Sachelarie, A.; Filip, I.; Pintilei, M., *Siguranța circulației rutiere, Vol. I*. București, Editura Tehnică, 2004.
- [20] Gaiginschi, R.; Drosescu, R.; Gaiginschi, Lidia; Sachelarie, A.; Filip, I.; Pintilei, M., *Siguranța circulației rutiere, Vol. II*, București, Editura Tehnică, 2006.
- [21] Gaiginschi, R., *Reconstrucția și expertiza accidentelor rutiere*. București, Editura Tehnică, 2009.
- [22] Hesselung, R.J., *Active Restraint Systems - Feedback Control of Occupant Motion*. PhD thesis. Technische Universiteit Eindhoven, 2004.
- [23] Huston, L.R., *Principles of biomechanics*. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2009.
- [24] Karnopp, D., *Vehicle Stability*. California, United States of America: Marcel Dekker, Inc., 2004.
- [25] Lepădatu, M.; Sándor, G., *Conducerea preventivă*, Miercurea-Ciuc, Editura Institutul de formare profesională în transport rutier IFPTR, 2008, Ediția 2010.
- [26] Nistor, N.; Stoleru, M., *Expertiza tehnică a accidentului de circulație*. București, Editura Militară, 1987.
- [27] Ohene, Frederick A.; Ardekani, Siamak A., *Minimum Passing Sight Distance for Completing or Aborting the Passing Maneuver*. ITE Journal, July 1988, pp. 29-33. <http://www.ite.org/membersonly/itejournal/pdf/JGA88A29.pdf>.

- [28] Otte, D., *Technical Parameters for Determination of Impact Speed for Motorcycle Accidents and the Importance of Relative Speed on Injury Severity*. SAE Technical Paper 2006-01-1562, 2006, doi:10.4271/2006-01-1562.
- [29] Otte, D., *Use of Throw Distances of Pedestrians and Bicyclists as Part of a Scientific Accident Reconstruction Method*. SAE Technical Paper 2004-01-1216, 2004, doi:10.4271/2004-01-1216.
- [30] Rich, A.S., *Estimating Vault Distance and Speed after Motorcycle or Bicycle Ejection*. NJAAR, The Newsletter for Accident Reconstructionists, Vol. 3 No. 2, 1997, <http://www.tarorigin.com/art/Arich/>.
- [31] Searle, J. and Searle, A., *The Trajectories of Pedestrians, Motorcycles, Motorcyclists, etc., Following a Road Accident*. SAE Technical Paper 831622, 1983, doi:10.4271/831622.
- [32] Searle, J., *The Physics of Throw Distance in Accident Reconstruction*. SAE Technical Paper 930659, 1993, doi:10.4271/930659.
- [33] Stevenson, T.J., *Simulation of Vehicle-Pedestrian Interaction*. Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy in Engineering in the University of Canterbury, 2006, <http://ir.canterbury.ac.nz/handle/10092/1180>.
- [34] Struble, Donald E., *Automotive Accident Reconstruction: Practices and Principles (Ground Vehicle Engineering Series)*. CRC Press, Taylor & Francis Group, LLC, 2014.
- [35] Todoruț, A., *Bazele dinamicii autovehiculelor: Algoritmi de calcul, teste, aplicații*. Cluj-Napoca, Editura Sincron, 2005.
- [36] Todoruț, A., *Cercetări privind utilizarea uleiurilor de floarea soarelui ca și combustibili pentru motoarele Diesel*. Cluj-Napoca, Teză de doctorat, UTC-N, 2006.
- [37] Todoruț, A.; Barabás, I.; Brânzaș, P., *Comparative evaluation of the alternative fueled D-2402.000 diesel engine with sunflower oil based and diesel fuel theoretically and experimentally determined main parameters*. În: International Congress Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA2007, Cluj-Napoca 11-13 Octombrie. Paper Identification Number: AMMA-2007523. *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics*, nr. 50, Vol. V, pp. 325-328, Editura U.T.PRESS, 2007, ISSN 1221-5872.
- [38] Todoruț, A., *Dinamica accidentelor de circulație*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 2008.
- [39] Todoruț, A.; Barabás, I.; Cordoș, N., *Posibilități de evaluare ai parametrilor capacității de demarare a autovehiculelor - Possibility of Evaluation of the Automotive Start Up Capacity Parameters*. În: Știință și Inginerie, Vol. 22, pp. 421-430. București, Editura AGIR, 2012, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X.
- [40] Todoruț, A.; Barabás, I.; Cordoș, N., *Modelarea reținerii pasagerului de către centura de siguranță - The passenger holding modelation by the seatbelt*. În: Știință și Inginerie, Vol. 22, pp. 431-440. București, Editura AGIR, 2012, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X.
- [41] Todoruț, I.-A.; Barabás, I.; Burnete, N., *Siguranța autovehiculelor și securitatea în transporturi rutiere*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 2012.
- [42] Todoruț, I.-A.; Barabás, I.; Cordoș, N.; Moldovanu, D.; Bălcău, Monica, *The evaluation of kinematic measures within the process of overtaking motor vehicles*. În: 3rd AMMA International Congress "Automotive, Motor, Mobility, Ambient" - AMMA 2013, 17-19 October 2013. Paper: AMMA2013_412, Published: Acta

- Technica Napocensis, Series Environmental Engineering & Sustainable Development Entrepreneurship, Special Edition AMMA 2013, Volume 3, Issue 1, Special Edition (January - March 2014), pp. 29-44, ISSN: 2284-743X; ISSN-L: 2284-743X, U.T.PRESS, Cluj-Napoca, http://imadd.utcluj.ro/eesde/welcome_files/Special%20Edition%20AMMA_2013_1.pdf.
- [43] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Bălcău, Monica, *Algorithm for Designing the Saw Diagram for Vehicles*. Cluj-Napoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 57, Issue II, June, 2014, pp. 307-312, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/30>.
- [44] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica, *Possibility of Evaluation the Pre-Collisions Speed and Space Crossing by Vehicle within Process of Braking*. Cluj-Napoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 57, Issue III, September, 2014, pp. 385-392, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/394>.
- [45] Todoruț, A.; Cordoș, N., *Possibility of an self propelled tractor fuel alternative with diesel and biodiesel based on used sunflower oil*. În: Agriculture Science and Practice Journal, Vol 93-94, No. 1-2 (2015), pp. 138-146, ISSN 1221-5317, Edited by the University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine, Cluj-Napoca, Romania, <http://journals.usamvcluj.ro/index.php/agricultura/article/view/11263>.
- [46] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica, *The evaluation of kinematic measures which characterize the vehicle-pedestrian accidents*. Cluj-Napoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 58, Issue I, March, 2015, pp. 31-40, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/513>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000387964500005.
- [47] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Burdea, M.D.; Bălcău, Monica, *The evaluation of normal load redistribution on the static axles and on the wheels, when the vehicle is in motion*. Cluj-Napoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 58, Issue III, September, 2015, pp. 349-360, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/695>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000422406600006.
- [48] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica, *Aspects regarding the numerical modelling of pedestrian-vehicle accidents when both parties have continuous visibility of each other in traffic*. Cluj-Napoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 58, Issue IV, November, 2015, pp. 537-546, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/724>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000387966300007.
- [49] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica, *Aspects regarding the numerical modeling of traffic incidents between motorcycles and passenger cars*. Cluj-Napoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 59, Issue II, June, 2016, pp. 169-180, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/768>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000387967100002.

- [50] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Mureșan, R.D.; Bălcău, Monica, *Comparative study on the dynamic behaviour in cornering from different classes of passenger cars, by experimental and simulation methods*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 59, Issue III, September, 2016, pp. 285-296, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/790>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000387967500008.
- [51] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica; Miheț, S., *Studies on the Braking Behaviour of the Vehicles Using Numerical Models and Computerized Simulation*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 59, Issue IV, November, 2016, pp. 369-378, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/805>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000416957100005.
- [52] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Miheț, S., *Evaluation by Experimental Methods of the Parameters that Influence the Behavior of Various Passenger Cars Classes in the Braking Process*. Springer International Publishing Switzerland 2017, A. Chiru and N. Ispas (eds.), CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering, DOI: 10.1007/978-3-319-45447-4_8, ISBN: 978-3-319-45446-7 (Print), 978-3-319-45447-4 (eBook), pp 75-82, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000390821400008.
- [53] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica, *Algorithm for Plotting the Power and Traction Characteristics of the Motor Vehicles*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 60, Issue I, March, 2017, pp. 83-90, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/837>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000416959000013.
- [54] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Marian, A.; Bălcău, Monica, *Evaluation of the Transversal Stability Parameters for the Vehicles with Two Wheels Locate in Parallel, Segway Type*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 60, Issue II, June, 2017, pp. 205-216, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/874>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000416960900007.
- [55] Todoruț, A.; Cordoș, N., *Modele fizico-matematice în dinamica accidentelor de circulație rutieră*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 2017.
- [56] Todoruț, A.; Cordoș, N.; Bălcău, Monica, *Ways to Evaluate the Transversal Stability Parameters of the Vehicles*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 61, Issue III, September, 2018, pp. 323-332, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <https://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/1010/937>, <http://apps.webofknowledge.com> -WOS:000468025900006.
- [57] Todoruț, A.; Cordoș, N., *Evaluation of the Vehicle Sideslip Angle According to Different Road Conditions*. In: Burnete N., Varga B. (eds) *Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018)*, pp. 814-819. AMMA 2018. *Proceedings in Automotive Engineering*. Springer, Cham, Copyright information © Springer Nature Switzerland AG 2019, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_95, First Online: 30

- September 2018, Print ISBN 978-3-319-94408-1, Series Print ISSN 2524-7778, Online ISBN 978-3-319-94409-8, Series Online ISSN 2524-7786.
- [58] Untaru, M.; Poțîncu, Gh.; Stoicescu, A.; Pereș, Gh.; Tabacu, I., *Dinamica autovehiculelor pe roți*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
- [59] Untaru, M.; Câmpian, V.; Ionescu, E.; Pereș, Gh.; Ciolan, Gh.; Todor, I.; Filip, Natalia; Câmpian, O., *Dinamica autovehiculelor*. Brașov, Universitatea Transilvania din Brașov, Sectorul Reprografie U02, 1988.
- [60] Van Kirk, Donald J., *Vehicular accident investigation and reconstruction*. CRC Press LLC, 2001.
- [61] ***, *A policy on geometric design of highways and streets*. American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO), Washington DC, 1984-2011.
- [62] ***, *Bosch Automotive Handbook, 6th Edition*. Robert Bosch Gmb, 2004, Plochingen, Automotive Equipment Business Sector, Department Product Marketing Diagnostics & Test Equipment (AA/PDT5), Distribution Bentley Publishers 1734 Massachusetts Avenue Cambridge, MA 02138, USA.
- [63] ***, *Bureau of Local Roads and Streets Manual*, Chapter 28 - *Sight distance*. <http://www.dot.state.il.us/blr/manuals/Chapter%2028.pdf>.
- [64] ***, *Cars specifications*, <http://carsspecifications.com/auto/volkswagen/polo/polo-6n1-1-7-sdi.htm>.
- [65] ***, *Catalogue de produits, Universal Tractor UTB*. Elaboré par: Département Documentation Service Usine "Tractorul" - Brașov.
- [66] ***, IPG Automotive GmbH, *CarMaker Programmer's Guide*, Version 2.1.11.
- [67] ***, ISO 3888-1: 1999. *Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre - Part 1: Double lane-change*.
- [68] ***, ISO 4138: 2004, *Passenger cars - Steady-state circular driving behavior - Open-loop test methods*. Revised by ISO 4138:2012.
- [69] ***, *Motoflash - Compară motocicletele noi, Specificații tehnice*. <http://www.motoflash.ro/moto/compare>.
- [70] ***, *Passing Sight Distance Criteria*. NCHRP (National Cooperative Highway Researchprogram) Report 605, Transportation Research Board, Washington, D.C., 2008. http://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/nchrp/nchrp_rpt_605.pdf.
- [71] ***, *Passing Sight Distance*. http://baystateroads.eot.state.ma.us/tech_note_uploads/4a804fdc98eebb254b5187912f2b0ee.pdf.
- [72] ***, SAE J2181_201109, 2011, *Steady-State Circular Test Procedure for Trucks and Buses*.
- [73] ***, SAE J266, 1996, *Steady-State Directional Control Test Procedures for Passenger Cars and Light Trucks*. SAE Surface Vehicle Recommended Practice.

LISTA FIGURILOR

Fig. 2.1. Transmiterea mișcării de la motor la roțile motoare ale autovehiculului	31
Fig. 2.2. Diagrama $v = f(n)$ (fierăstrău) a autovehiculului, pentru situația în care ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată priză directă	34
Fig. 2.3. Diagrama $v = f(n)$ (fierăstrău) a autovehiculului, pentru situația în care ultima treaptă k din cutia de viteze este considerată suprapriza, iar priza directă se consideră a fi realizată în penultima treaptă $(k-1)$	35
Fig. 2.4. Schema forțelor, momentelor și reacțiunilor ce acționează asupra autoturismului aflat în mișcare	37
Fig. 2.5. Triunghiul vitezelor, deplasarea cu vânt lateral	38
Fig. 2.6. Caracteristica puterilor pentru situația diferitelor naturi și stări ale drumului și o anumită înclinare longitudinală a acestuia	41
Fig. 2.7. Caracteristica puterilor pentru situația diferitelor înclinări longitudinale ale drumului și o anumită natură și stare a acestuia	41
Fig. 2.8. Caracteristica de tracțiune pentru situația diferitelor naturi și stări ale drumului și o anumită înclinare longitudinală a acestuia	42
Fig. 2.9. Caracteristica de tracțiune pentru situația diferitelor înclinări longitudinale ale drumului și o anumită natură și stare a acestuia	42
Fig. 2.10. Variația puterii la roată în funcție viteza de deplasare. a - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) cu reductor; b - pentru treapta I de viteze, cu reductor; c - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) fără reductor; d - pentru treapta I de viteze, fără reductor	45
Fig. 2.11. Variația forței la roată în funcție viteza de deplasare. a - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) cu reductor; b - pentru treapta I de viteze, cu reductor; c - pentru toate treptele de viteze (I...V, de la stânga la dreapta) fără reductor; d - pentru treapta I de viteze, fără reductor	46
Fig. 2.12. Modul de încărcare al autoturismului	50
Fig. 2.13. Coordonatele orizontale ale centrului de masă (C_g) al autoturismului	50
Fig. 2.14. Poziția centrului de greutate pentru cele șase cazurile de încărcare	51
Fig. 2.15. Descărcarea/încărcarea punții față/spate.....	52
Fig. 2.16. Modificarea încărcării dinamice la cele două punți față de <i>cazul 1</i> de încărcare	52
Fig. 2.17. Modificarea forței maxime de aderență față de <i>cazul 1</i> de încărcare	53
Fig. 2.18. Schema forțelor, momentelor și reacțiunilor care acționează asupra autoturismului cu două punți în timpul frânării.....	53
Fig. 2.19. Încărcarea/descărcarea punții față/spate, în cazul frânării.....	54
Fig. 2.20. Modificarea încărcării dinamice la cele două punți, în cazul frânării, față de <i>cazul 1</i> de încărcare	54
Fig. 2.21. Modificarea forței maxime de aderență la frânare față de <i>cazul 1</i> de încărcare	54

Fig. 2.22. Forțele și momentele care acționează asupra autoturismului la deplasarea în viraj	55
Fig. 2.23. Forțele și momentele care acționează asupra autoturismului la deplasarea în viraj pe un drum cu înclinare transversală	55
Fig. 2.24. Variația încărcărilor dinamice în funcție de viteza autoturismului, în cazul diferitelor raze ale curbei, pentru <i>cazul 1</i> de încărcare	56
Fig. 2.25. Variația încărcărilor dinamice în funcție de viteza autoturismului, în cazul diferitelor unghiuri de înclinare transversală a drumului, pentru <i>cazul 1</i> de încărcare	56
Fig. 2.26. Variația încărcărilor dinamice în funcție de raza curbei, în cazul diferitelor viteze de deplasare ale autoturismului, pentru <i>cazul 1</i> de încărcare	57
Fig. 2.27. Variația încărcărilor dinamice în funcție de raza curbei, în cazul diferitelor unghiuri de înclinare transversală a drumului, pentru <i>cazul 1</i> de încărcare	57
Fig. 2.28. Descărcarea/încărcarea dinamică la roțile din dreapta/stânga în viraj	57
Fig. 2.29. Modificarea încărcărilor dinamice, în plan transversal, față de <i>cazul 1</i> de încărcare	57
Fig. 2.30. Curbele accelerației autovehiculului în funcție de viteza de deplasare a acestuia, $a = f(v)$	60
Fig. 2.31. Determinarea grafică a duratei totale de demarare a autovehiculului	61
Fig. 2.32. Curba variației duratei de demarare a autovehiculului, în funcție de viteza de deplasare a acestuia. a - priza directă în treapta k ; b - priza directă în treapta $(k-1)$	62
Fig. 2.33. Determinarea grafică a spațiului total de demarare a autovehiculului.....	63
Fig. 2.34. Spațiul total de demarare a autovehiculului, în funcție de viteza de deplasare a acestuia. a - priza directă în treapta k ; b - priza directă în treapta $(k-1)$..	64
Fig. 2.35. Corespondența dintre modul de încărcare și masa distribuită pe punți (Seat Ibiza și Smart Forfour - clasa mică, B; Citroën C4 - clasa compact, C). L1 - neîncărcat; L2 - încărcat (100 kg în portbagaj); L3 - încărcat (200 kg în portbagaj)	66
Fig. 2.36. Amenajarea traseului.	67
Fig. 2.37. Influența încărcării suplimentare asupra distanței de oprire a autoturismelor, în cazul echipării cu anvelope de vară, suprafață de rulare uscată.....	68
Fig. 2.38. Variația distanței de oprire în funcție de presiunea de umflare, în cazul autoturismului Citroën C4 neîncărcat, echipat cu anvelope de vară, suprafață de rulare uscată.....	68
Fig. 2.39. Variația distanței de frânare în funcție de încărcarea autoturismului Citroën C4, în cazul echipării cu anvelope de vară, pe suprafață de rulare uscată, respectiv umedă.....	69
Fig. 2.40. Variația distanței de frânare în funcție de încărcarea autoturismului Citroën C4, în cazul echipării cu anvelope de iarnă, pe suprafață de rulare uscată, respectiv umedă	69

Fig. 2.41. Variația distanței de frânare în funcție de starea suprafeței de rulare pentru pneuri de vară/iarnă, în cazul autoturismului Citroën C4 neîncărcat.....	69
Fig. 2.42. Influența sistemului abs asupra distanței de frânare, în cazul autoturismului Citroën C4 neîncărcat, echipat cu anvelope de vară	69
Fig. 2.43. Forța de frânare pe punți în funcție de încărcarea autoturismelor. L1 - neîncărcat; L2 - încărcat (100 kg în portbagaj).....	70
Fig. 2.44. Forța de frânare pe punți în funcție de presiunea din pneuri, în cazul autoturismului Citroën C4	70
Fig. 2.45. Combaterea derapajului lateral prin acțiunea aderenței transversale	73
Fig. 2.46. Asigurarea stabilității autovehiculului în curbă prin supraînălțare.....	74
Fig. 2.47. Asigurarea stabilității autovehiculului în curbă, în cazul profilului transversal cu două versante plane (circulația și pe deverul negativ)	75
Fig. 2.48. Variația unghiului limită de înclinare transversală a drumului la derapare și răsturnare, în funcție de raza de viraj și viteza de deplasare a autovehiculului, în cazul diferitelor drumuri considerate	76
Fig. 2.49. Fazele măsurătorilor experimentale: Modul de măsurare al unghiului de rotație al volanului (a) și determinarea unghiurilor de bracare ale roților directe cu ajutorul platourilor rotative (b)	80
Fig. 2.50. Valoarea unghiurilor de bracare ale roților directe în funcție de unghiul de rotație al volanului, pentru rotirea la stânga, respectiv la dreapta: în cazul autoturismului Citroën C4 (a); în cazul autoturismului Smart Forfour (b); în cazul autoturismului Seat Ibiza (c); în cazul autoturismului BMW 320d (d)	82
Fig. 2.51. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, în cazul autoturismului Citroën: pentru anvelope de vară în cazul suprafeței de rulare umede/uscate (a) și pentru anvelope de vară/iarnă în cazul suprafeței de rulare umede (b).....	84
Fig. 2.52. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, pentru anvelope de vară în cazul diferitelor presiuni de umflare ale roților: pentru autoturismul Citroën C4 (a); pentru autoturismul Smart Forfour (b); pentru autoturismul Seat Ibiza (c) și pentru autoturismul BMW 320d (d)	84
Fig. 2.53. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, pentru diferite repartizări ale masei pe punțile autoturismului: Citroën C4 (a); Smart Forfour (b); Seat Ibiza (c) și BMW 320d (d)	85
Fig. 2.54. Variația unghiului de deviere laterală a pneului în funcție de viteza de deplasare, pentru autoturisme de clase diferite, aflate în stare neîncărcată	85
Fig. 2.55. Caracteristicile de subvirare pentru autoturismul Seat Ibiza, în cazul diferitelor repartizări ale masei pe punțile acestuia: gradul de creștere al vitezei unghiulare de girație în funcție de viteza de deplasare (a); gradul de creștere al accelerației laterale în funcție de viteza de deplasare (b); variația unghiului de rotație al volanului în funcție de accelerația laterală (c) și variația unghiului de deviere laterală în funcție de accelerația laterală (d).....	86
Fig. 2.56. Interfața grafică din programul de simulare <i>IPG CarMaker</i>	87

Fig. 2.57. Sistemul de axe din programul <i>IPG CarMaker</i>	87
Fig. 2.58. Evoluția forței laterale a anvelopelor pentru toate roțile, la diferite presiuni de umflare a anvelopelor	88
Fig. 2.59. Forța laterală a roții pentru roata față dreaptă.....	88
Fig. 2.60. Variația forțelor laterale (a, b) și a unghiului de alunecare laterală (c, d) în timpul deplasării pe traseu.....	89
Fig. 2.61. Variația forțelor laterale (a, b), a vitezei mișcării de rulu (c, d) și a vitezei mișcării de rotație (e, f), în timpul deplasării de-a lungul traseului	91
Fig. 2.62. Variația puterii pierdute din cauza rezistenței la rulare în funcție de viteza autoturismului	93
Fig. 2.63. Variația puterii consumate datorită rezistenței la rulare.....	93
Fig. 2.64. Variația accelerației verticale	93
Fig. 3.1. Fazele unui eveniment rutier.....	95
Fig. 3.2. Fazele procesului de frânare.....	98
Fig. 3.3. Schema procesului de frânare	98
Fig. 3.4. Disponerea urmelor de frânare discontinue și considerarea vitezelor autovehiculului, la începutul și sfârșitul fiecărei urme de frânare	100
Fig. 3.5. Schema de lucru a modelului numeric pentru evaluarea vitezelor antecoliziune, după urme de frânare	101
Fig. 3.6. Variația vitezei inițiale a autovehiculului în funcție de timpul de întârzieri la frânare, pentru diferite situații de înclinare longitudinală a drumului...	102
Fig. 3.7. Variația spațiului total de oprire, corespunzător diferitelor stări ale conducătorului auto și situații de înclinare longitudinală a drumului, în funcție de viteza inițială a autovehiculului.....	102
Fig. 3.8. Variația distanței de oprire în funcție de starea conducătorului auto și înclinarea longitudinală a drumului, luând ca bază de comparație cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent (starea B).....	103
Fig. 3.9. Schița unui accident soldat cu lovirea unui pieton	105
Fig. 3.10. Schema generală pentru reconstituirea accidentelor cu pietoni	105
Fig. 3.11a. <i>Varianta (a)</i> de surprindere a variației vitezei autovehiculului (w) și a distanțelor parcurse de autovehicul (S_1) și pieton (S_2) în funcție de timp.....	110
Fig. 3.11b. <i>Varianta (b)</i> de surprindere a variației vitezei autovehiculului (w) și a distanțelor parcurse de autovehicul (S_1) și pieton (S_2) în funcție de timp.....	111
Fig. 3.11c. <i>Varianta (c)</i> de surprindere a variației vitezei autovehiculului (w) și a distanțelor parcurse de autovehicul (S_1) și pieton (S_2) în funcție de timp.....	111
Fig. 3.12. Schema generală de impact autovehicul-pieton.....	113
Fig. 3.13. Variația timpului scurs din momentul începerii proiectării pietonului (bărbat/femeie 50%) până la căderea pe sol, în funcție de viteza de impact, pentru situația unei înclinări longitudinale a drumului constantă și diferite înclinări ale traiectoriei (δ_i).....	117

Fig. 3.14. Variația distanței parcurse de pieton (bărbat/femeie 50%) din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol, în funcție de viteza de impact, pentru situația unei înclinări longitudinale a drumului constantă (α_1) și diferite înclinări ale traiectoriei (δ_i).....	118
Fig. 3.15. Variația distanței parcurse de pieton din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol, în %, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i), luând ca bază de comparație pietonul bărbat 50%, respectiv femeie 50%.....	119
Fig. 3.16. Variația vitezei rezultante cu care începe să se deplaseze corpul pietonului după căderea pe sol, în funcție de viteza de impact, pentru situația unei înclinări longitudinale a drumului constantă (α_1) și diferite înclinări ale traiectoriei (δ_i)	119
Fig. 3.17. Diferența vitezelor ($v_{p0r}-v_{p0}$), pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei pietonului (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i).....	120
Fig. 3.18. Distanța pe care alunecă corpul pietonului (bărbat/femeie 50%) pe carosabil, pentru situația unei înclinări constante a traiectoriei pietonului (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i).....	120
Fig. 3.19. Distanța de proiectare a pietonului (bărbat 50%) din momentul contactului inițial până la oprirea pe carosabil, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei pietonului (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i).....	121
Fig. 3.20. Schema coliziunii laterale dintre motocicletă și autoturism	122
Fig. 3.21. Dependența dintre distanța parcursă de motociclist din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol ($S_{pa_{i,j,u}}$) și distanța de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat (S_{su}), pentru unghiul (δ_{0_1}) de înclinare a traiectoriei lui.....	128
Fig. 3.22. Variația distanței parcurse de motociclist din momentul începerii proiectării până la căderea pe sol, în %, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui ($\delta_{0_{2,3,4}}$), luând ca bază de comparație motociclistul bărbat 50%, respectiv femeie 50%, ținând seama și de influența spațiului ($S_{s_{1...5}}$) de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat	129
Fig. 3.23. Variația distanței parcurse de motociclist de la începerea proiectării până la oprirea pe sol ($S_{p_{i,j,3}}$) în funcție de unghiul (δ_{0_1}) de înclinare a traiectoriei lui, la spațiul (S_{s_3}) de alunecare a acestuia pe terenul pe care a fost proiectat	129
Fig. 3.24. Distanța totală de proiectare a motociclistului ($S_{p_{i,j,u}}$), la diferite înclinări (δ_{0_1}) ale traiectoriei lui și diferite distanțe de alunecare (S_{su})	130
Fig. 3.25. Variația vitezei inițiale a motociclistului ($v_{0m_{1,j,u}}$) în funcție de distanța parcursă de motociclist de la începerea proiectării până la oprirea pe sol ($S_{p_{1,j,u}}$), la unghiul (δ_{0_1}) de înclinare a traiectoriei lui și diferite distanțe de alunecare (S_{su})	130

Fig. 3.26. Viteza inițială a motociclistului (bărbat 50%, respectiv femeie 50%), pentru situația diferitelor distanțe totale de proiectare ($S_{p_{i,2,u}}$, $S_{p_{i,4,u}}$), la diferite înclinări (δ_{0_i}) ale traiectoriei lui și toate distanțele (S_{s_u}) de alunecare.....	131
Fig. 3.27. Viteza inițială a motociclistului (bărbat 50%, respectiv femeie 50%), pentru situația diferitelor distanțe totale de proiectare ($S_{p_{i,2,u}}$, $S_{p_{i,4,u}}$), la diferite distanțe (S_{s_u}) de alunecare și toate înclinările (δ_{0_i}) ale traiectoriei lui.....	131
Fig. 4.1. Pozițiile autovehiculelor în cadrul etapelor consecutive ale procesului depășirii.....	136
Fig. 4.2. Distanța de siguranță la desprinderea din coloană (varianta A de depășire)	141
Fig. 4.3. Distanța de siguranță la desprinderea din coloană pentru depășirea cu viteză constantă (varianta B de depășire)	141
Fig. 4.4. Distanța de siguranță la desprinderea din coloană pentru depășirea uniform accelerată (variantele C și D de depășire).....	141
Fig. 4.5. Distanța de siguranță la revenirea pe banda inițială.....	145
Fig. 4.6. Distanțele aferente etapelor depășirii în raport cu duratele corespunzătoare lor, pentru situația în care din sens opus se apropie un autovehicul (3).....	148
Fig. 4.7. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de timpul de percepție-reacție (t_{pr}) al ansamblului conducător-autovehicul care efectuează depășirea, pentru diferite variante de depășire și diferite naturi și stări de drum	151
Fig. 4.8. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de starea conducătorului auto, luând ca bază de comparație deplasarea autovehiculelor pe nsr1 și cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent (starea b)	151
Fig. 4.9. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de viteza de deplasare (v_1) a autovehiculului care depășește, pe drumul nsr1, în cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent (starea b)	153
Fig. 4.10. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și starea conducătorului auto.....	153
Fig. 4.11. Variația distanței S_i corespunzătoare etapei inițiale de depășire în funcție de durata parcurgerii traseului de desprindere din coloană și natura și starea drumului	154
Fig. 4.12. Variația distanței S_i corespunzătoare etapei inițiale de depășire în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului	154

Fig. 4.13. Rezultate comparative referitoare la distanțele S_{ips1} și S_{ips2} , ($S_{ips1} \leftrightarrow S_{ips2}$), în funcție de natura și starea drumului, varianta de depășire și starea conducătorului auto	155
Fig. 4.14. Variația distanței S_p corespunzătoare etapei deplasării paralele în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului	155
Fig. 4.15. Variația distanței S_r corespunzătoare etapei finale de depășire în funcție de durata parcurgerii traseului de revenire pe banda inițială și natura și starea drumului.....	155
Fig. 4.16. Variația distanței S_r corespunzătoare etapei finale de depășire în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului	155
Fig. 4.17. Variația distanței totale de depășire S_d în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și natura și starea drumului	156
Fig. 4.18. Variația distanței de siguranță $S_{4,(5)-rel.(4.20)}$, necesară la revenirea în coloană, în funcție de durata parcurgerii traseului de revenire în coloană.....	156
Fig. 4.19. Variația distanței de siguranță $S_{4,(5)-rel.(4.20)}$, necesară la revenirea în coloană, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește $v_{1p,(1r)}$	156
Fig. 4.20. Rezultate comparative referitoare la distanța de siguranță la revenirea în coloană a autovehiculului care efectuează depășirea ($S_{4,(5)-rel.(4.20)} \leftrightarrow S_{4,(5)-rel.(4.18)}$), în funcție de natura și starea drumului, varianta de depășire și starea conducătorului auto	156
Fig. 4.21. Modelul fizic al unui dummy reținut de o centură de siguranță	158
Fig. 4.22. Timpii de decelerare ai pieptului în modelul ideal	158
Fig. 4.23. Deplasarea totală a pasagerului (δ_p) în funcție de viteza autovehiculului (v_0), la diferite forțe maxime de strângere ale centurii de siguranță ($F_{c_{max}}$)	161
Fig. 4.24. Distanța minimă necesară (δ_v) în funcție de viteza autovehiculului (v_0), la diferite forțe maxime de strângere ale centurii de siguranță ($F_{c_{max}}$)	161
Fig. 4.25. Deplasarea pasagerului în funcție de timp, la diferite viteze de impact.....	161
Fig. 4.26. Deplasarea pasagerului în funcție de decelerația pieptului, la diferite viteze de impact.....	162
Fig. 4.27. Variația RCD, δ_{p1} , δ_{p2} și δ_{p3} în funcție de viteza de impact a autovehiculului	162

LISTA TABELELOR

Tabelul 1.1. Conducere proiecte de diplomă și lucrări de disertație (2006-2019).....	17
Tabelul 1.2. Citări ale lucrărilor proprii, în lucrări ale altor autori publicate în reviste ISI și BDI (2010 - prezent).....	23

Tabelul 2.1. Rezultate comparative cu privire la parametrii de performanță ai motorului, obținute cu combustibilii pe bază de ulei de floarea soarelui uzat față de motorină	44
Tabelul 2.2. Valorile coeficienților de sarcină χ , la turația 1500 rot/min	44
Tabelul 2.3. Rezultate comparative, obținute analitic față de cele determinate experimental, în cazul combustibililor pe bază de ulei de floarea soarelui uzat și motorină	44
Tabelul 2.4. Rezultate comparative cu privire la posibilitățile de tracțiune ale tractorului luat în studiu, obținute cu combustibilii pe bază de ulei de floarea soarelui uzat față de motorină.....	47
Tabelul 2.5. Rezultatele obținute pe standul dinamometric.....	48
Tabelul 2.6. Rezultatele privind performanțele autoturismului testat	48
Tabelul 2.7. Date referitoare la parametrii autoturismelor luate în studio	66
Tabelul 2.8. Corespondența dintre modul de încărcare și masa repartizată pe punți.....	83
Tabelul 3.1. Variația timpului scurs din momentul începerii proiectării pietonului până la căderea lui pe sol, în %, pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui (δ_i) și diferite înclinări longitudinale ale drumului (α_i), luând ca bază de comparație pietonul bărbat 50%, respectiv femeie 50%	118
Tabelul 3.2. Variația vitezei inițiale a motociclistului v_{0m} , în %, în funcție de distanța totală de proiectare a acestuia $S_{p,i,u}$ pentru situația diferitelor înclinări ale traiectoriei lui (δ_{0i}) și diferitelor distanțe de alunecare (S_{s_u}), luând ca bază de comparație motociclistul bărbat 50%, respectiv femeie 50%.....	132
Tabelul 4.1. Notații utilizate în funcție de starea conducătorului auto și varianta de depășire	138
Tabelul 4.2. Notații utilizate în funcție de natura și starea drumului și varianta de depășire	139
Tabelul 4.3. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de varianta de depășire și timpul de percepție-reacție (t_{pr}) al ansamblului conducător-autovehicul care efectuează depășirea, pe drumul $nsr1$, în cazul stării b conducătorului auto	152
Tabelul 4.4. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de varianta de depășire și viteza de deplasare (v_1) a autovehiculului care depășește, pe drumul $nsr1$, în cazul stării b a conducătorului auto.....	153
Tabelul 4.5. Variația distanței de siguranță la desprinderea din coloană în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului care depășește și starea conducătorului auto, luând ca bază de comparație cazul unui comportament normal al conducătorului auto în situațiile care reclamă un pericol iminent, cu deplasare pe $nsr1$ ($b-a$; $b-b,nsr1$; $b-c,d,nsr1$).....	154

LISTĂ DE PUBLICAȚII (selectiv)

↳ *Lucrări publicate pe baza tezei de doctorat, după finalizarea ei,*

1. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Burnete, N.; Mariașiu, F. (2006). *Evaluation of the main parameters of the D2402.000 engine that uses as sunflower oil based biofuels.* În: International Congress on Automotives "Motor Vehicles and Transportation MVT2006", from 15-17 November, Timișoara, Romania. ISBN 973-638-284-2; Paper Identification Number: MVT20061034.
2. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Burnete, N.; Mariașiu, F. (2006). *Chemical pollution evaluation of sunflower oil based biofuels blends.* În: International Congress on Automotives "Motor Vehicles and Transportation MVT2006", from 15-17 November, Timișoara, Romania. ISBN 973-638-284-2; Paper Identification Number: MVT20061033, *indexată în BDI FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies) - Paper Code: MVT2006/MVT20061033k.*
3. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Brânzaș, P. (2007). *Comparative evaluation of the alternative fueled D-2402.000 diesel engine with sunflower oil based and diesel fuel theoretically and experimentally determined main parameters.* În: International Congress Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA2007, Cluj-Napoca 11-13 Octombrie. Paper Identification Number: AMMA-2007523. *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics*, nr. 50/2007, Vol. V, pg. 325-328, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/id29.htm>.
4. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Brânzaș, P. (2007). *Analytical evaluation of the air excess coefficient as function of experimentally measured exhaust gas composition in the D-2402.200 engine using sunflower oil based fuels.* În: International Congress Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA2007, Cluj-Napoca 11-13 Octombrie. Paper Identification Number: AMMA-2007615. *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics*, nr. 50/2007, Vol. IV, pg. 439-442, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/id28.htm>.
5. **Todoruț, A.**; Barabás, I. (2007). *Simularea numerică a ciclului de lucru al motorului diesel alimentat cu combustibili pe bază de ulei de floarea soarelui uzat comparativ cu motorina - Numerical Simulation of the Working Cycle of a Diesel Engine Using Based on Used Sunflower Oil Fuel Compared with Diesel Fuel.* În: Știință și Inginerie, Vol. 11, pg. 425-430. București, Editura AGIR, ISBN 973-8130-82-4, ISBN 978-973-720-122-5.
6. **Todoruț, A.**; Barabás, I. (2007). *Simularea numerică a solicitărilor dinamice din mecanismul motor al motorului diesel alimentat cu combustibili pe bază de ulei de floarea soarelui uzat comparativ cu motorina - Numerical Simulation of the Dynamic Solicitations of a Diesel Engine Using Based on Used Sunflower Oil Fuel Compared with Diesel Fuel.* În: Știință și Inginerie, Vol. 11, pg. 431-436. București, Editura AGIR, ISBN 973-8130-82-4, ISBN 978-973-720-122-5.
7. **Todoruț, A.**; Barabás, I. (2007). *Evaluarea prin calcule numerice a căldurilor specifice, a energiilor interne și a entalpiilor amestecului de gaze în cazul motoarelor diesel alimentate alternativ cu combustibili pe bază de ulei de floarea*

- soarelei și motorină - Evaluation thru Numerical Calculus of the Specific Heat, Internal Energies, and of the Enthalpies From the Mixture of Gases in the Case of Diesel Engines Fueled Alternative with Fuel Based on Sunflower Oil and Diesel Fuel. În: Știință și Inginerie, Vol. 11, pg. 437-442. București, Editura AGIR, ISBN 973-8130-82-4, ISBN 978-973-720-122-5.
8. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Burnete, N. (2009). *Comparative Performance and Emissions Study of a Direct Injection Diesel Engine using Bio-Diesel obtained from used Cooking Oil*. În: The 8th International Automotive Congress - ESFA2009, 12-14 November, Bucharest, Romania. Fuel Economy, Safety and Reliability of Motor Vehicles, Volume 1, Published by Politehnica Press, Bucharest, ISSN: 2067-1083, pg. 67-72. Paper Identification Number: E09A106, *indexată în BDI (International Federation of Automotive Engineering Societies) - Paper Code: ESFA 09/E09A106*.
 9. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Burnete, N. (2009). *Possibilities of Recycling used Cooking Oil by Converting to Biofuels for Powering Compression Ignition Engines*. În: The XXIII. microCAD2009 - International Scientific Conference, 19-20 March, University of Miskolc, Hungary. Section B: Waste Processing and Recycling, pg. 1-6. Kiadja a Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centruma; Nyomdászám: ME.Tu-109/2009. ISBN 978-963-661-866-7 Ö; ISBN 978-963-661-868-1.
 10. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Brânzaș, P. (2009). *Evaluarea comparativă a parametrilor principali, calculați față de cei determinați experimental, ai motorului D-2402.000 alimentat alternativ cu combustibili pe bază de ulei alimentar uzat și motorină - Evaluation of the Calculated and Experimentally Determined main Parameters, of the Alternative Fueled D-2402.000 Diesel Engine with Used Foodoil Based Fuels and Diesel Fuel*. În: Știință și Inginerie, Vol. 15, pg. 539-544. București, Editura AGIR, ISBN 973-8130-82-4, ISBN 978-973-720-245-1.
 11. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Brânzaș, P. (2009). *Evaluarea analitică al coeficientului de exces de aer în funcție de compoziția gazelor de evacuare măsurate experimental în cazul motorului D-2402.000 alimentat alternativ cu combustibili pe bază de ulei de floarea soarelei și motorină - Analytical Evaluation of the Air Excess Coefficient as Function of Experimentally Measured Exhaust Gas Composition in the D-2402.200 Diesel Engine Alternative Fueled With Used Sunflower Oil Based Fuels and Diesel Fuel*. În: Știință și Inginerie, Vol. 15, pg. 545-550. București, Editura AGIR, ISBN 973-8130-82-4, ISBN 978-973-720-245-1.
 12. **Todoruț, I.-A.**; Barabás, I.; Burnete, N.V.; Budișan, T. (2011). *The dynamic loads' evaluation from the crank mechanism of the diesel engine fueled with biodiesel obtained from used sunflower oil*. În: The 10th International Automotive Congress "Automotive and Environment" CAR2011, from 2th to 4th of November, Pitesti, Romania, Paper Identification Number: CAR20111298, *indexată în BDI FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies) - Paper Code: CAR2011/CAR2011-1298*.
 13. **Todoruț, A.**; Barabás, I. (2011). *Determinarea caracteristicilor fizico-chimice ale biocombustibililor pe bază de ulei alimentar uzat, în amestec cu motorina - The Determination of the Physico-Chemical Biofuel whith Fuel Based of Used Cooking Oil in Combined with Diesel*. În: Știință și Inginerie, Vol. 20, pg. 521-528. București, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X.
 14. **Todoruț, A.**; Cordoș, N. (2014). *Researches regarding the construction of the indicated diagram at compression ignition engines whith fuel based of used*

cooking oil in related with diesel. În: Agriculture Science and Practice Journal, Vol 89-90, No. 1-2 (2014), pg. 59-64, ISSN 1221-5317, Edited by the University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine, Cluj-Napoca, Romania, <http://journals.usamvcluj.ro/index.php/agricultura/article/view/10233>, Published by AcademicPres, Abstracted and/or indexed: Centre for Agriculture and Biosciences International (CABI); Russian Scientific and Technical Information Institute (VINITI); Elton B Stephens Company (EBSCO); <http://www.journals.indexcopernicus.com/Agricultura+Revista+de+Stiinta+si+Practica+Agricola,p8779,3.html>.

15. **Todoruț, A.**; Cordoș, N. (2015). *Possibility of an self propelled tractor fuel alternative with diesel and biodiesel based on used sunflower oil*. În: Agriculture Science and Practice Journal, Vol 93-94, No. 1-2 (2015), pg. 138-146, ISSN 1221-5317, Edited by the University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine, Cluj-Napoca, Romania, <http://journals.usamvcluj.ro/index.php/agricultura/article/view/11263>, Published by AcademicPres, Abstracted and/or indexed: Centre for Agriculture and Biosciences International (CABI); Russian Scientific and Technical Information Institute (VINITI); Elton B Stephens Company (EBSCO); <http://www.journals.indexcopernicus.com/Agricultura+Revista+de+Stiinta+si+Practica+Agricola,p8779,3.html>.

↳ Cărți elaborate și publicate după finalizarea tezei de doctorat,

16. **Todoruț, A.**; Cordoș, N. (2017). *Modele fizico-matematice în dinamica accidentelor de circulație rutieră*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 148 pg. ISBN 978-606-737-267-0. https://art.utcluj.ro/colectiv/books/todorut/267-0_MF-M_DACR.pdf.
17. **Todoruț, I.-A.**; Barabás, I.; Burnete, N. (2012). *Siguranța autovehiculelor și securitatea în transporturi rutiere*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 360 pg. ISBN 978-973-662-764-4. https://art.utcluj.ro/colectiv/books/todorut/764-4_SASTR.pdf.
18. Barabás, I.; **Todoruț, I.-A.** (2010). *Combustibili pentru automobile: testare, utilizare, evaluare*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 266 pg. ISBN 978-973-662-595-4.
19. **Todoruț, A.** (2008). *Dinamica accidentelor de circulație*. Cluj-Napoca, Editura U.T.PRESS, 204 pg. ISBN 978-973-662-383-7. https://art.utcluj.ro/colectiv/books/todorut/383-7_DAC.pdf.

↳ Capitole în cărți, edituri internaționale, elaborate și publicate după finalizarea tezei de doctorat

20. Barabás, I.; **Todoruț, I.-A.**; Zöldy, M. (2015). *The Potential of Biodiesel-Petrodiesel-Bioethanol Blends as an Alternative Fuel for Compression Ignition Engines*. In: Energy Science and Technology, Volume 3: Oil and Natural Gas, Chapter 21, pp. 577-606, 644 pg., Editors: Umesh Chandra Sharma, Ram Prasad, Sri Sivakumar, Executive Editor: J.N. Govil, Published by: Studium Press LLC, U.S.A., Houston (*Thomson Reuters, Web of Science - Master Book List, Publishers*), ISBN: 978-1-626990-64-7, ISBN: 1-62699-064-6, Series ISBN: 1-62699-061-1, Printed at: Thomson Press (India) Limited, <http://www.studiumpress.in/indetail.asp?id=291>, <http://www.studiumpress.in/energy-science-and-technology-vol-3-oil-and-natural-gas.html>.

21. Barabás, I.; **Todoruț, I.-A.** (2011). *Biodiesel Quality, Standards and Properties*. In: Biodiesel- Quality, Emissions and By-Products, Gisela Montero and Margarita Stoytcheva (Ed.), ISBN: 978-953-307-784-0, InTech, Rijeka, DOI: 10.5772/25370, Chapter 1, pp. 3-28, <http://www.intechopen.com/books/biodiesel-quality-emissions-and-by-products/biodiesel-quality-standards-and-properties>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection - WOS:000385799400002.
22. Barabás, I.; **Todoruț, I.-A.** (2011). *Utilization of Biodiesel-Diesel-Ethanol Blends in CI Engine*. In: Biodiesel- Quality, Emissions and By-Products, Gisela Montero and Margarita Stoytcheva (Ed.), ISBN: 978-953-307-784-0, InTech, Rijeka, DOI: 10.5772/27137, Chapter 14, pp. 215-234, <http://www.intechopen.com/books/biodiesel-quality-emissions-and-by-products/utilization-of-biodiesel-diesel-ethanol-blends-in-ci-engine>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection - WOS:000385799400015.
- ↳ *Lucrări publicate și indexate WoS - Web of Science, după finalizarea tezei de doctorat,*
- capitole în cărți - edituri internaționale (v. pozițiile 21 și 22),
 - articole/studii publicate în reviste de specialitate din țară sau străinătate recunoscute de către CNCSIS - reviste categoria A (cotate ISI),
23. **Todoruț, A.**; Molea, A.; Barabás, I. (2019). *Predicting the Temperature and Composition-Dependent Density and Viscosity of Diesel Fuel-Ethanol Blends*. În: Periodica Polytechnica Chemical Engineering (Period. Polytech. Chem. Eng.), ISSN: 1587-3765, Print ISSN: 0324-5853, Received: 29 July 2019, Accepted: 21 October 2019, Published online: 02 December 2019, OnlineFirst: <https://pp.bme.hu/ch/article/view/14757/8560>, (ONLINE) DOI: <https://doi.org/10.3311/PPch.14757>.
24. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Iclodean, C. (2020). *Replacing the diesel buses with electric buses for sustainable public transportation and reduction the CO₂ emissions*. În: Polish Journal of Environmental Studies (Pol. J. Environ. Stud.), PJOES-00732-2019-02, ISSN 1230-1485, www.pjoes.com - Accepted: 08 October 2019, DOI: 10.15244/pjoes/112899, will be included in Vol. 29, 4, 2020.
25. Iclodean, C.; Cordoș, N.; **Todoruț, A.** (2019). *Analysis of the Electric Bus Autonomy Depending on the Atmospheric Conditions*. În: *Energies* (ENERGA) 2019, Volume 12, Issue 23, 4535, ISSN 1996-1073, <https://doi.org/10.3390/en12234535>, <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/23/4535>.
26. Barabás, I.; **Todoruț, I.-A.** (2011). *Predicting the Temperature Dependent Viscosity of Biodiesel – Diesel – Bioethanol Blends*. În: *Energy & Fuels*, 2011, Volume 25, Issue 12, pg. 5767–5774, DOI: 10.1021/ef2007936, ISSN 0887-0624 (Print Edition), ISSN: 1520-5029 (Web Edition), <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ef2007936>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection - WOS:000297946500025.
27. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Bâldean, D. (2010). *Performance and emission characteristics of an CI engine fueled with diesel-biodiesel-bioethanol blends*. În: *Fuel - The Science and Technology of Fuel and Energy*, Volume 89, Issue 12, pg. 3827-3832, December 2010, Published by Elsevier Ltd., ISSN 0016-2361, DOI: 10.1016/j.fuel.2010.07.011, Journal: JFUE, Article Number: 4861, Journal

homepage: www.elsevier.com/locate/fuel, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236110003583>, <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.011>, <http://www.scopus.com>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection - **WOS:000282086200027**.

□ articole/studii publicate în reviste de specialitate din țară sau străinătate recunoscute de către CNCSIS - reviste categoria B+ (indexate BDI),

28. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Bălcău, Monica, (2018). *Ways to Evaluate the Transversal Stability Parameters of the Vehicles*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 61, Issue III, September, 2018, pg. 323-332, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <https://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/1010/937>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000468025900006**.
29. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Bălcău, Monica; Toacă, A., (2018). *Evaluating the Influence of the Parameters that Characterise the Traffic Incidents by Using the Sensitivity Analysis of the Obtained Results*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 61, Issue II, June, 2018, pg. 181-188, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <https://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/980/926>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000437045000005**.
30. Cordoș, N.; **Todoruț, A.**; Burdea, M.D.; Bălcău, Monica (2017). *Comparative study on the dynamic axle loads and on the dynamic wheels loads of different classes cars*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol.60, Issue III, September, 2017, pg. 377-388, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/903>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000416962000007**.
31. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Marian, A.; Bălcău, Monica, (2017). *Evaluation of the Transversal Stability Parameters for the Vehicles with Two Wheels Locate in Parallel, Segway Type*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 60, Issue II, June, 2017, pg. 205-216, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/874>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000416960900007**.
32. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica, (2017). *Algorithm for Plotting the Power and Traction Characteristics of the Motor Vehicles*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 60, Issue I, March, 2017, pg. 83-90, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/837>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000416959000013**.
33. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica; Miheț, S. (2016). *Studies on the Braking Behaviour of the Vehicles Using Numerical Models and Computerized Simulation*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 59, Issue IV, November, 2016, pg. 369-378, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/>

- Acta/article/view/805, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, Emerging Sources Citation Index, **WOS:000416957100005**.
34. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Barabás, I.; Mureșan, R.D.; Bălcău, Monica (2016). *Comparative study on the dynamic behaviour in cornering from different classes of passenger cars, by experimental and simulation methods*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 59, Issue III, September, 2016, pg. 285-296, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/790>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000387967500008**.
 35. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Cordoș, N. (2016). *An artificial neural network approach to estimate the viscosity of biodiesel-diesel-ethanol blends*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 59, Issue III, September, 2016, pg. 245-250, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/784>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000387967500002**.
 36. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica (2016). *Aspects regarding the numerical modeling of traffic incidents between motorcycles and passenger cars*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 59, Issue II, June, 2016, pg. 169-180, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/768>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000387967100002**.
 37. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica (2015). *Aspects regarding the numerical modelling of pedestrian-vehicle accidents when both parties have continuous visibility of each other in traffic*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 58, Issue IV, November, 2015, pg. 537-546, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/724>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000387966300007**.
 38. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Burdea, M.D.; Bălcău, Monica (2015). *The evaluation of normal load redistribution on the static axles and on the wheels, when the vehicle is in motion*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 58, Issue III, September, 2015, pg. 349-360, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/695>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000422406600006**.
 39. Cordoș, N.; Marinică, M.; **Todoruț, A.**; Bălcău, Monica (2015). *Possibilities of creating an accidentology database*. Cluj-Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 58, Issue II, June, 2015, pg. 205-212, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/542>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000387965200009**.
 40. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Barabás, I.; Bălcău, Monica (2015). *The evaluation of kinematic measures which characterize the vehicle-pedestrian accidents*. Cluj-

Napoca, *Acta Technica Napocensis*, Series: *Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, Vol. 58, Issue I, March, 2015, pg. 31-40, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/513>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000387964500005**.

□ articole/studii publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale organizate în străinătate și în țară - *indexate ISI Proceedings*,

41. I Barabás, **A Todoruț**, N Cordoș, A Molea (2017). *Current challenges in autonomous driving*. IOP Publishing, 2017, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 252, 012096, ISSN: 1757-8981, Conference 1, CAR-2017, International Congress of Automotive and Transport Engineering - Mobility Engineering and Environment, Pitesti, Romania, 8-10 November 2017, Editors: Adrian Clenci (University of Pitesti), Ștefan Tabacu (University of Pitesti), DOI:10.1088/1757-899X/252/1/012096, <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/252/1/012096/meta;jsessionid=EAD0BD9FCE7D5CED19720AF4DFFCD19E.c2.iopscience.cld.iop.org>, (I Barabás *et al* 2017 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **252** 012096), <http://www.scopus.com>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000419817200096**.
42. N Cordoș, **A Todoruț**, I Barabás (2017). *Evaluation of the tire pressure influence on the lateral forces that occur between tire and road*. IOP Publishing, 2017, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 252, 012011, ISSN: 1757-8981, Conference 1, CAR-2017, International Congress of Automotive and Transport Engineering - Mobility Engineering and Environment, Pitesti, Romania, 8-10 November 2017, Editors: Adrian Clenci (University of Pitesti), Ștefan Tabacu (University of Pitesti), DOI:10.1088/1757-899X/252/1/012011, <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/252/1/012011/meta;jsessionid=DE1B4ACD284A67A38A3D660D319F68BE.c1.iopscience.cld.iop.org>, (N Cordoș *et al* 2017 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **252** 012011), <http://www.scopus.com>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000419817200011**.
43. **Todoruț, A.**; Cordoș, N.; Barabás, I.; Mihet, S. (2017). *Evaluation by Experimental Methods of the Parameters that Influence the Behavior of Various Passenger Cars Classes in the Braking Process*. Springer International Publishing Switzerland 2017, A. Chiru and N. Ispas (eds.), CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-45447-4_8, ISBN: 978-3-319-45446-7 (Print), 978-3-319-45447-4 (eBook), pp 75-82, http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-45447-4_8, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, Conference Proceedings Citation Index- Science - **WOS:000390821400008**.
44. Cordoș, N.; **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Mureșan, R.D. (2017). *Evaluation of the Behavior in Cornering for Different Classes of Passenger Cars by Numerical Modeling*. Springer International Publishing Switzerland 2017, A. Chiru and N. Ispas (eds.), CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-45447-4_9, ISBN: 978-3-319-45446-7 (Print), 978-3-319-45447-4 (eBook), pp 83-89, <http://link.springer.com/>

- chapter/10.1007/978-3-319-45447-4_9, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, Conference Proceedings Citation Index- Science - **WOS:000390821400009**.
45. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Cordoș, N. (2017). *Estimation of Boiling Points of Brake Fluids*. Springer International Publishing Switzerland 2017, A. Chiru and N. Ispas (eds.), CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-45447-4_24, ISBN: 978-3-319-45446-7 (Print), 978-3-319-45447-4 (eBook), pp 209-216, http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-45447-4_24, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, Conference Proceedings Citation Index- Science - **WOS:000390821400024**.
46. Cordoș, N.; **Todoruț, A.**; Barabás, I. (2013). *Exhaust Emissions of a Medium Power Diesel Engine Operated with Biodiesel*. În: Advanced Engineering Forum, Vols. 8-9 (2013), pp. 93-102, DOI:10.4028/www.scientific.net/AEF.8-9.93, Trans Tech Publications, Switzerland, ISSN 2234-991X, <http://www.ttp.net/2234-9898.html>, <http://www.scientific.net/AEF.8-9.93>, <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection, **WOS:000323184000012**.
47. Barabás, I.; **Todoruț, I.-A.**; Kocsis, L.B.; Băldean, D.L. (2010). *Automated Test Bench for Study of the Fuel Injection Process*. În: The 5th International Conference: Robotics 2010, Cluj-Napoca, Romania, 23-25 September. Solid State Phenomena Vols. 166-167/2010, pg. 39-44, ISSN: 1012-0394 (<http://www.ttp.net/1012-0394.html>), ISBN / ISBN-13: 3-908451-88-4 / 978-3-908451-88-4, Phenom Publisher: Trans Tech Publications Ltd, Switzerland, DOI:10.4028/www.scientific.net/SSP.166-167.39, Web of Science - <http://apps.webofknowledge.com> - Web of Science Core Collection - **WOS:000289532000005**.
- ↳ *Prezentări în plenul unor manifestări științifice naționale și internaționale, profesor invitat, după finalizarea tezei de doctorat,*
48. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Kocsis, L. (2010). *Research on Diesel Fuel-biodiesel-ethanol Blends*. Presented at the OGÉT **plenary session**, Print Incitato, Cluj-Napoca, ISSN 2068-1267, pg. 11-16, 18th International Conference in Mechanical Engineering, OGÉT2010, Baia Mare, April 22-25, 2010, http://oget.emt.ro/emt_oget_program_2010.pdf.
- ↳ *Prezentarea/diseminarea rezultatelor: prezentă la manifestări științifice în calitate de autor/co-autor de lucrări, după finalizarea tezei de doctorat,*
49. Cordoș, N.; **Todoruț, A.**; Iclodean, C.; Barabás, I. (2020). *Influence of the Dynamic Vehicle Load on the Power Losses Required to Overcoming the Rolling Resistance*. In: Dumitru, I., Covaciu, D., Racila, L., Rosca, A. (Editors), Proceedings of the 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering – “Science and Management of Automotive and Transportation Engineering - 4th edition”, 23-25 October, 2019, Craiova, Romania, © Springer Nature Switzerland AG 2020, pp. 195–202, 2020. SMAT 2019, Springer, ISBN 978-3-030-32563-3, ISBN 978-3-030-32564-0 (eBook), https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_23.
50. **Todoruț, A.**; Cordoș, N., *Evaluation of the Vehicle Sideslip Angle According to Different Road Conditions*. In: Burnete N., Varga B. (eds) Proceedings of the 4th

International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), pp. 814-819. AMMA 2018. Proceedings in Automotive Engineering. Springer, Cham, Copyright information © Springer Nature Switzerland AG 2019, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_95, First Online: 30 September 2018, Print ISBN 978-3-319-94408-1, Series Print ISSN 2524-7778, Online ISBN 978-3-319-94409-8, Series Online ISSN 2524-7786, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-94409-8_95, <https://www.springer.com/us/book/9783319944081>.

51. Cordoș, N.; **Todoruț, A.**, *Influences of the Suspensions Characteristics on the Vehicle Stability*. In: Burnete N., Varga B. (eds) Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), pp. 808-813. AMMA 2018. Proceedings in Automotive Engineering. Springer, Cham, Copyright information © Springer Nature Switzerland AG 2019, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_94, First Online: 30 September 2018, Print ISBN 978-3-319-94408-1, Series Print ISSN 2524-7778, Online ISBN 978-3-319-94409-8, Series Online ISSN 2524-7786, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-94409-8_94, <https://www.springer.com/us/book/9783319944081>.
52. Cordoș, N.; Zsoldics, B.; **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Bălcău, Monica. *Evaluation of the parameters that influencing the vehicles equilibrium state of cornering displacement*. În: 3rd International Congress Science and Management of Automotive and Transportation Engineering (SMAT2014) 23rd - 25th of October 2014, Craiova, Romania, Section: Modern Transport Systems and Road Traffic, Paper Identification Number: SMAT 2014-MTSRT41, Proceeding, Tome I, pg. 171-180, Published by Universitaria Craiova, ISBN: 978-606-14-0864-1, 978-606-14-0865-8, <http://mecanica.ucv.ro/ViataAcademica/Conferinte/smat2014/Pages/Program%20SMAT%202014.pdf>.
53. **Todoruț, I.-A.**; Barabás, I.; Cordoș, N.; Moldovanu, D.; Bălcău, Monica. *The evaluation of kinematic measures within the process of overtaking motor vehicles*. În: 3rd AMMA International Congress "Automotive, Motor, Mobility, Ambient" - AMMA 2013, 17-19 October 2013. Paper Identification Number: AMMA2013_412. Published - Acta Technica Napocensis - Scientific Journal of Technical University of Cluj-Napoca, Series Environmental Engineering & Sustainable Development Entrepreneurship (EESDE), Special Edition AMMA 2013, Volume 3, Issue 1, Special Edition (January – March 2014), pg. 29-44, ISSN: 2284-743X; ISSN-L: 2284-743X, U.T.PRESS Publishing House Cluj-Napoca, <http://amma2013.utcluj.ro/images/program.pdf>, <http://imadd.utcluj.ro/eesde/welcome.html>, http://imadd.utcluj.ro/eesde/welcome_files/Special%20Edition%20AMMA_2013_1.pdf.
54. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Cordoș, N. (2012), *Posibilități de evaluare ai parametrilor capacității de demarare a autovehiculelor - Possibility of evaluation of the automotive start up capacity parameters*. În: Știință și Inginerie, Vol. 22, pg. 421-430. București, Editura AGIR, 2012, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/22-57-posibilitati-de-evaluare-a-parametrilor-capacitatii-de-demarare-a-autovehiculelor/>, <https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.
55. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Cordoș, N. (2012), *Modelarea reținerii pasagerului de către centura de siguranță - The passenger holding modelation by the seatbelt*. În:

- Știință și Inginerie, Vol. 22, pg. 431-440. București, Editura AGIR, 2012, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/22-58-modelarea-retinerii-pasagerului-de-catre-centura-de-siguranta/>, <https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.
56. Cordoș, N.; **Todoruț, A.**; Moldan, R. (2012), *Aspecte cu privire la reconstrucția accidentelor rutiere bicicletă-automobil - Aspects regarding bicycle to automobile accident reconstruction*. În: Știință și Inginerie, Vol. 22, pg. 441-450. București, Editura AGIR, 2012, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/22-59-aspecte-cu-privire-la-reconstrucția-accidentelor-rutiere-bicicleta-automobil/>, <https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.
57. Barabás, I.; **Todoruț, I.-A.**; Bălcău, Monica. *Fitting biodiesel-diesel-bioethanol blends to CI engines*. În: the 10th International Automotive Congress "Automotive and Environment" CAR2011, from 2th to 4th of November, Pitesti, Romania, Paper Identification Number: CAR20111292, *indexată în BDI FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies) - Paper Code: CAR2011/CAR2011-1292*.
58. Barabás, I.; **Todoruț, A.** *Studies on Compatible Fuel Properties of Biodiesel–Diesel Fuel–Bioethanol Blends for Fuel Use in Compression Ignition Engines*. În: The XXV. microCAD - International Scientific Conference, microCAD2011, 31 March – 1 April, University of Miskolc, Hungary. Section A: Environmental and Energy Management, pg. 15-20. Kiadja a Miskolci Egyetem Innovációs és Technológia Transzfer Centruma; Nyomdászám: ME.Tu-162/2011. ISBN 978-963-661-954-1, <http://www.uni-miskolc.hu/~microcad/a.html>.
59. **Todoruț, A.**; Barabás, I. (2011), *Evaluarea distanței de siguranță dintre autovehicule la desprinderea din coloană, în vederea depășirii - Evaluating the safety distance between vehicles when initiating the overtake*. În: Știință și Inginerie, Vol. 20, pg. 529-538. București, Editura AGIR, 2011, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/20-76-evaluarea-distantei-de-siguranta-dintre-autovehicule-la-desprinderea-din-coloana-in-vederea-depasirii/>, <https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.
60. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Kocsis, L.; Ignat, A.D. *Rapid fuel properties estimation through chemometric modeling of nir spectra*. În: International Congress on Automotive and Transport Engineering, CONAT2010, Brașov, The XIth Edition, 27-29 October, Volume III of VI, pg. 153-160, ISSN 2069-0401, Paper Identification Number: CONAT20102032.
61. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Brânzaș, P.; Gavrilaș, C.A. (2010), *Reconstrucția accidentelor rutiere motocicletă-automobil - Motorcycle to automobile accident reconstruction*. În: Știință și Inginerie, Vol. 17, pg. 135-144. București, Editura AGIR, 2010, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/17-23-reconstrucția-accidentelor-rutiere-motocicleta-automobil/>, <https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.
62. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Brânzaș, P. (2010), *Sporirea siguranței rutiere prin îmbunătățirea calităților de frânare ale automobilelor - Braking capacity improvements contributing to road safety*. În: Știință și Inginerie, Vol. 17, pg. 145-154. București, Editura AGIR, 2010, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/17-24-sporirea-siguranței-rutiere-prin->

imbunatalirea-calitalilor-de-franare-ale-automobilelor/,

<https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.

63. **Todoruț, A.**; Barabás, I.; Brânzaș, P.; Szathmari, R. (2010). *Studii asupra suspensiei unui autovehicul cu trei roți (trike) și asupra parametrilor dinamici ai acestuia - Constructive and dynamic study regarding suspensions destined to three wheels vehicles (Trikes)*. În: Știință și Inginerie, Vol. 17, pg. 533-542. București, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/>, <https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.
64. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Brânzaș, P.; Efrim, R.M. (2010). *Îmbunătățirea protecției conducătorului auto prin reproiectarea coloanei volanului autoturismului Dacia Logan - Redesigning the Dacia Logan steering wheel column in order to improve the driver's protection*. În: Știință și Inginerie, Vol. 17, pg. 543-550. București, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, e-ISSN 2359-828X, <http://stiintasiinginerie.ro/>, <https://journals.indexcopernicus.com>, CABI.
65. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Kocsis, L. *Comparative Road Performance Test Results of Biodiesel-diesel Fuel-ethanol Blends*. În: 18th International Conference in Mechanical Engineering, OGÉT2010, Baia Mare, April 22-25, pg. 52-55. Print Incitato, Cluj-Napoca, ISSN 2068-1267, http://oget.emt.ro/emt_oget_program_2010.pdf.
66. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Băldean, D.; Suciu, F. *Experimental study on the spray characteristics for diesel fuel and biodiesel-diesel fuel-bioethanol blends*. În: 12th EAEC European Automotive Congress, Bratislava, EAEC2009, June 29 to July 1, Bratislava, Slovakia. Published by: Slovak Society of Automotive Engineers Bratislava c/o Sjf STU, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava, Slovak Republic. Edited by: E&CC Intenzíva Ltd, BIZNISUITE, Kutlíkova 17, 851 02 Bratislava. Printed and bound by: AD Team Ltd., Pol'ná 25/2974, 917 01 Trnava, Slovak Republic, ISBN: 978-80-969243-8-7. Paper Identification Number: E2009-02-009.
67. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Băldean, D.; Suciu, F. *Key fuel properties of biodiesel-diesel-bioethanol blends which influence the spray process*. În: 12th EAEC European Automotive Congress, Bratislava, EAEC2009, June 29 to July 1, Bratislava, Slovakia. Published by: Slovak Society of Automotive Engineers Bratislava c/o Sjf STU, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava, Slovak Republic. Edited by: E&CC Intenzíva Ltd, BIZNISUITE, Kutlíkova 17, 851 02 Bratislava. Printed and bound by: AD Team Ltd., Pol'ná 25/2974, 917 01 Trnava, Slovak Republic, ISBN: 978-80-969243-8-7. Paper Identification Number: E2009-02-013.
68. Barabás, I.; **Todoruț, A.** *Key Fuel Properties of Biodiesel-diesel fuel-ethanol Blends*. În: SAE2009 International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, June 15-17, 2009, Florence, Italy. Session: Alternative and Advanced Fuels. Paper Identification Number: 09SFL-0256_2009-01-1810, ISSN 0148-7191, DOI: 10.4271/2009-01-1810, <http://www.sae.org/technical/papers/2009-01-1810>; <http://papers.sae.org/2009-01-1810>, <http://www.scopus.com>.
69. Barabás, I.; **Todoruț, A.**; Suciu, F.; Baldean, D. (2008). *Viscosity of Biodiesel-Diesel-Bioethanol Blends*. În: microCAD2008 - International Scientific Conference, 20-21 March, University of Miskolc, Hungary. Section C: Non-Conventional Energy Resources-Research and Utilization, pg. 77-82. Kiadja a Miskolci Egyetem

Innovációs és Technológia Transzfer Centruma; Nyomdaszám: ME.Tu-174/2008. ISBN 978-963-661-812-4 Ö; ISBN 978-963-661-814-8.

70. Barabás, I.; Brânzaș, P.; **Todoruț, A.** (2007). *Researches aiming partial substitution of diesel fuels for diesel engine with biodiesel-diesel-bioethanol mixtures.* În: International Congress Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA2007, Cluj-Napoca 11-13 Octombrie. Paper Identification Number: AMMA-2007528. Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics, nr. 50/2007, Vol. V, pg. 349-352, Editura U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, <http://www.atna-mam.utcluj.ro/id29.htm>, IndexCopernicus™ International.
71. Brânzaș, P.; Barabás, I.; **Todoruț, A.** (2007). *Constructive and functional parameter limits of synchronization may interdict engine braking in downslope traffic.* În: 11th European Automotive Congress (EAEC2007) "Automobile for the Future", 30 May - 1 June, Budapest, Hungary, Paper Identification Number: PT-P04, indexată în BDI FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies) - Paper Code: EAEC-07/PT-P04.
72. Brânzaș, P.; Barabás, I.; **Todoruț, A.** (2007). *First results of the ProSiguR road safety pilot project in Romania.* În: 11th European Automotive Congress (EAEC2007) "Automobile for the Future", 30 May - 1 June, Budapest, Hungary, Paper Identification Number: LE01-2, indexată în BDI FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies) - Paper Code: EAEC-07/LE01-2.