



Universitatea *Transilvania* din Braşov

TEZĂ DE ABILITARE

**CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE LA
OPTIMIZAREA CORELĂRII DIRECȚIEI CU SUSPENSIA
PENTRU AUTOVEHICULE**

Domeniul: INGINERIE MECANICĂ

**Autor: Prof.dr.-ing.MSc. Walter W. THIERHEIMER
Universitatea *TRANSILVANIA* din Braşov**

BRASOV, 2016

CUPRINS

Mulumiri	3
Lista de notații	4
Lista de abrevieri	6
(A) Summary	7
(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	10
(B-i) Realizări științifice și profesionale	10
Introducere	10
Capitolul 1	
Studiul influenței sistemului de direcție și suspendare a roților asupra ținutei de drum a autovehiculelor	14
1.1 Corelarea sistemului de direcție cu siguranța activă	15
1.1.1 Generalități privind soluțiile tehnice de realizare a siguranței active	15
1.2 Maniabilitatea autoturismelor	16
1.2.1 Virarea autoturismelor echipate cu roți elastice și pivoți înclinați	18
1.2.2 Capacitatea de virare a autoturismelor cu roți	21
1.3 Evaluarea confortului și interpretarea spectrelor de accelerație	23
1.3.1 Perturbații datorate suprafeței căii de rulare	23
1.3.2 Bracarea indusă	24
1.3.3 Interferența perturbațiilor	25
1.4 Centrul și axa de ruliu	27
1.4.1 Axa de ruliu	28
1.4.2 Centrul de ruliu în cazul suspensiilor independente	29
1.4.3 Centrul de ruliu la suspensia cu bare de torsiune	33
1.4.4 Centrul de ruliu la puntea rigidă	34
1.5 Elemente de cinematica roților directoare	36
1.5.1 Cinematica sistemului de stabilizare îmbunătățit	39
Capitolul 2	
Modelarea și sinteza controlului adaptiv al sistemului servomecanism mecano-hidraulic-suspensie	43
2.1 Influența amortizării variabile asupra maniabilității	43
2.2 Influența barelor stabilizatoare adaptive	45
2.3 Ecuațiile de mișcare ale sistemelor de suspensie adaptive	47
2.3.1 Modelarea sistemului cu unu și două grade de libertate	48
2.3.2 Model cu șapte grade de libertate	52
2.4 Controlul semiactiv al corelării direcției cu suspensia	56
2.4.1 Controlul semiactiv secvențial	58
2.4.2 Selecția semiactivă a controlului adaptiv	61
2.5 Ecuațiile de mișcare ale servocomenzii mecano-hidraulice	62
2.5.1 Ecuația caracteristicii de debit a distribuitorului	64
2.5.2 Ecuațiile de conlucrare servoelastică	67

2.5.3	Ecuția distribuției debitelor.....	68
2.5.4	Ecuția cinematică de legătură inversă.....	69
2.5.5	Funcția de transfer a servocomenzii.....	70
2.6	Controlul oscilațiilor servomecanismului.....	71
2.6.1	Controlul autooscilațiilor servocomenzii.....	73
2.7	Stabilitatea servocomenzilor.....	75
2.7.1	Stabilitatea soluției propuse.....	76
2.8	Sinteza robustă a servomecanismului de direcție.....	77
2.8.1	Saturația controlului.....	77
2.9	Reglarea debitului în hidrocilindru.....	80
2.10	Comportarea distribuitorului.....	81
2.10.1	Comportamentul dinamic.....	83
2.11	Cursa supapei regulatorului.....	85
2.11.1	Regulatorul unisens cusuprafața de închidere cilindrică.....	85
2.11.2	Reducerea schemei bloc și determinarea funcției de transfer.....	87
Capitolul 3		
Controlul conlucrării direcției cu suspensia și stabilitatea servomecanismului de direcție.....		92
3.1	Analiza soluției propuse și a sistemului clasic de suspensie.....	92
3.1.1	Sinteza regulatorului hidraulic liniar pătratic.....	93
3.2	Robustețea regulatorului hidraulic liniar pătratic RHP.....	94
3.3	Sinteza sistemului adaptiv și comparația rezultatelor.....	95
3.4	Răspunsul la frecvență și stabilitatea sistemului regulator-distribuitor.....	98
3.5	Impedanța servomecanismului.....	99
3.6	Influența presiunii de alimentare a regulatorului asupra stabilității sistemului.....	103
3.7	Influența poziției cremalierii asupra stabilității sistemului.....	104
3.8	Influența diametrului pistonului sertar asupra stabilității sistemului.....	105
3.9	Problema stabilității absolute în mediu stohastic pentru soluția propusă.....	105
3.10	Liniarizarea caracteristicii de debit.....	106
3.11	Analiza comparativă a rezultatelor teoretice și experimentale.....	107
3.11.1	Influența barei stabilizatoare asupra accelerațiilor transversale.....	108
3.11.2	Influența barei stabilizatoare asupra mișcării de ruluu.....	109
3.11.3	Influența barei stabilizatoare asupra unghiului de rotire a volanului.....	109
3.11.4	Influența barei stabilizatoare asupra suspensiei față.....	110
3.11.5	Influența barei stabilizatoare asupra vitezei de rotație.....	110
Capitolul 4		
Concluzii și contribuții originale.....		112
	Contribuții științifice originale.....	116
	Propuneri pentru viitor.....	117
(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei.....		118
Introducere.....		118
1.	Dezvoltarea carierei profesionale.....	118
2.	Dezvoltarea carierei științifice.....	119
3.	Dezvoltarea carierei academice.....	120
(B-iii) Bibliografie.....		122

"Nu spune niciodată *nu se poate* ci începe cu *să vedem*"

Nicolae Iorga

"Speranța este un vis cu ochi deschiși"

Tudor Arghezi

MULȚUMIRI

Acest demers științific constituie sfârșitul unui lung drum ce a fost presărat cu nereușite, dar și cu momente care au condus la realizări încurajatoare.

Pentru întreg sprijinul acordat de-a lungul acestui drum, pentru că m-au susținut în momentele tulburi, pentru împărtășirea bucuriei realizărilor, pentru încurajarea și încrederea acordată, le mulțumesc tuturor, fără a-i nominaliza, rămânând persoane dragi mie.

Aș dori să exprim multe mulțumiri și deplina mea recunoștință celor care astăzi nu mai sunt printre noi, pentru răbdarea și modul în care au știut să mă motiveze cu ani în urmă. Mă bucur că am avut privilegiul să-i întâlnesc.

Mulțumesc familiei mele care m-a susținut pe parcursul anilor, m-a încurajat și mi-a oferit permanent motivația de care aveam nevoie pentru a continua și finaliza această lucrare.

Aduc mulțumiri exprese coautorilor, colaboratorilor și colectivelor de cercetare coordonate de mine, pentru competența și exigența de excepție de care au dat dovadă în realizarea obiectivelor de înaltă ținută și calitate științifică.

Nu în ultim rând mulțumesc tuturor colegilor de profesie și aspirații, prieteni statornici, specialiști recunoscuți din domeniu, care au constituit un real sprijin sau au facilitat finalizarea acestei teze de abilitare.

Sper ca împreună să înțelegem că trebuie să recunoaștem trecutul ca să putem modela viitorul.

LISTA DE NOTAȚII

δ_f, δ_s	- deviere laterală față, spate;
$\varepsilon_{fe}, \varepsilon_{fi}, \varepsilon_{se}, \varepsilon_{si}$	- unghiuri de derivă;
A	- ampatamentul autoturismului;
E	- ecartamentul autoturismului;
R	- raza de virare;
ζ	- perturbații datorate denivelărilor căii de rulare; profilul căii de rulare;
v	- viteza autoturismului;
R_u	- centrul de ruliu;
$h_{Ru,fs}$	- înălțimea centrului de ruliu aferentă punții;
$\Delta b, \Delta s$	- variația orizontală respectiv verticală a centrului de ruliu;
l_b	- mărimea brațului longitudinal;
r_σ	- braț de rulare, deport;
θ	- unghi de bracare (unghiul de rotire al roții în jurul pivotului);
θ_e, θ_i	- unghiul de bracare aferent roții din exteriorul respectiv interiorul virajului;
r	- raza roții;
m_a	- masa totală autoturismului;
M	- masa totală suspendată a autoturismului;
m	- masa nesuspendată;
z	- deplasarea relativă a masei suspendate;
z_M	- deplasarea absolută a masei suspendate;
z_m	- deplasarea absolută a masei nesuspendate;
C_g	- centrul de masă al autoturismului;
a, b	- coordonatele centrului de masă în raport cu axa punții față respectiv spate;
a_n, a_y	- accelerațiile normală respectiv transversală ale vehiculului;
$\Delta \psi$	- deplasare unghiulară a capetelor barei stabilizatoare;
e	- variabila aleatoare de intrare determinată de profilul căii de rulare;
u	- variabila de control;
k_1, k_2	- coeficienții de rigiditate ai suspensiei respectiv al pneului roții;
c_1	- coeficientul de amortizare vâscoasă al amortizorului suspensiei;
c_2	- coeficientul de amortizare vâscoasă al pneului;
k_f, k_s	- coeficienții de rigiditate ai suspensiilor punții din față, respectiv spate;
k_{of}, k_{os}	- coeficienții de rigiditate ai pneurilor din față, respectiv spate;
c_f, c_s	- coeficienții de amortizare ai suspensiilor din față, respectiv spate;
c_{of}, c_{os}	- coeficienții de amortizare ai pneurilor din față, respectiv spate;
C	- indicele de performanță Confort (acelerația masei suspendate);
S	- indicele de Siguranță (variația sarcinii pe roată);
G	- indicele Geometric (cursa suspensiei);
w	- zgomot alb gaussian;
φ	- unghiul de ruliu;
σ	- secțiunea de trecere a distribuitorului;
Δp	- căderea de presiune în distribuitor;
ζ	- factorul de amortizare;

τ	- constanta de timp;
ω_n	- pulsația naturală;
i_{ref}	- semnalul de referință, generat la nivelul controlului general al autoturismului;
z_c	- deplasarea cremalierii respectiv ieșirea controlată;
y_o	- variabila de ieșire măsurată, care coincide cu ieșirea controlată;
$\{Q(t)\}$	- procesul stohastic care descrie debitul de alimentare a servovalvelor;
V	- volumul camerei de lucru pentru poziția medie a pistonului;
B_l	- modulul de compresibilitate a lichidului de lucru;
$\mathfrak{R}^{m \times n}$	- spațiul liniar $m \times n$ - dimensional real al matricilor;
k_{Qp}	- amplificarea debit-cădere de presiune a caracteristicii generalizate a debitului servomecanismelor hidraulice;
k_{Qp}^*	- coeficientul de liniarizare specific al caracteristicii neliniare de debit; coeficientul debit-presiune.
F_u	- forța de frecare uscată (coulombiană);
ρ	- densitatea lichidului de lucru;
c_d	- coeficientul de debit al ferestrei distribuitorului;
p_1, p_2	- presiunile în cele două camere ale servomecanismului de direcție;
p	- căderea de presiune din hidrocilindru, determinată de sarcina externă;
Φ	- efortul de răspuns al servomecanismului;
ε	- eroarea (de urmărire);
f	- coeficientul de amortizare echivalent;
θ	- temperatura lichidului de lucru;
$\Delta \theta$	- variația de temperatură a lichidului de lucru;
X_e	- deplasarea pistonului excitatorului;
X_H	- deplasarea cremalierii regulatorului;
$A_{(x)}$	- amplificarea vitezei;
$A_{(F)}$	- amplificarea de forță;
ρ_1, ρ_2, ρ_3	- ponderi pentru penalizarea componentelor ieșirii de performanță;
Q_m	- debitul prin hidrocilindrul mecanismului de direcție;
ρ_c	- raza cercului descris de punctul de contact al roții cu suprafața solului;
θ_{ci}, θ_{co}	- unghiul la intrare și la ieșire din curbă;

LISTA DE ABREVIERI

<i>SA</i>	- servomecanism activ;
<i>CN</i>	- compensator neconvențional (compensatorul de tip fuzzy);
<i>CC</i>	- compensator convențional;
<i>EEH</i>	- elementul de execuție hidraulic;
<i>CRH</i>	- cilindrul regulatorului hidraulic;
<i>LQG</i>	- sinteza liniar pătratică Gaussiană;
<i>SMMH</i>	- servomecanism mecano-hidraulic;
<i>SMEH</i>	- servomecanism electrohidraulic;
<i>HC</i>	- hidrocilindrul mecanismului de direcție;
<i>DSFP</i>	- densitate spectrală funcție putere-pe-porțiuni;
<i>SCP</i>	- sistemul de referință clasic pasiv;
<i>RHLP</i>	- regulator hidraulic liniar pătratic;
<i>S_{RP}</i>	- rigiditatea de prindere la șasiu;
<i>S_F</i>	- rigiditatea la articulația dintre cremalieră și bieleta de direcție;
<i>B_F</i>	- brațul fuzetei;
<i>S_{SP}</i>	- simulatorului de sarcină pneumatic;
<i>G_P</i>	- generatorul pneumatic;
<i>P_H</i>	- pompa hidraulică;
<i>G_{EHS}</i>	- generator electrohidraulic de semnale;
<i>R</i>	- regulatorul servomecanismului de direcție;
<i>G_{ES}</i>	- generatorul electric de semnale;
<i>C_{U/I}</i>	- convertor tensiune-intensitate;
<i>S_{SP}</i>	- simulator de sarcină pneumatic;
<i>SMAD</i>	- sistemul de măsură și achiziție de date;
<i>AS</i>	- abscisa asimptotei;

(A) SUMMARY

The habilitation thesis in the field of Mechanical Engineering, entitled “*Theoretical and experimental contributions regarding the optimization of the correlation between automotive steering and suspension systems*” presents a summary of the author’s activity in the field of education and scientific research at the Department of Food and Tourism Management and Engineering, “*Transilvania University of Braşov*. This activity represents a continuation of the main research directions pursued by the doctoral thesis, which was successfully defended on 20.06.1998, the author earning a *PhD engineering degree in Mechanical Engineering*, awarded by the Order of the Minister of Education no.4090/03.07.1998.

The research directions pursued by the author have approached multiple fields, mainly in the area of mechanical engineering, such as identification, modeling, simulation, testing, and optimization of constructional solutions intended for risk mitigation and improvement of dynamic behaviour of automobiles, applicable to the wheel suspension mechanism, the steering mechanism, the wheel positioning and steering system. The reasons for the choice of this topic are based on the need to improve vehicle dynamic behaviour so as to provide safety and comfort when driving on mountain tourist routes. The outcomes of this research activity allowed to identify several current issues affecting the approached research topic. The use of original and non-conventional methods allowed the author to formulate relevant conclusions and to achieve effective applicative solutions which were presented in the published scientific papers and books

Therefore, the habilitation thesis “*Theoretical and experimental contributions regarding the optimization of the correlation between automotive steering and suspension systems*” is based on the author’s most significant researches and original contributions in the field of Mechanical engineering, presented in papers published in journals belonging to the main scientific communication networks (Web of Science or other international data bases), ISI quoted and with an impact factor. These achievements are the result of scientific research activities conducted at the *Transilvania University of Braşov*, after obtaining the doctoral degree in engineering in 1998. The thesis consists of three parts which will be presented summarily below.

Part I, Professional and scientific achievements, constitutes the core of the habilitation thesis, and represents the outcome of multiple scientific activities conducted within the context of several research contracts. This part of the thesis indicates Mechanical Engineering as the main scientific research field, approached after completion of the author’s doctoral thesis. It is organized around four sections associated with the addressed research directions. The four sections deal in an unitary manner with the global context of the scientific researches, the goals of the conducted researches, research methodology, the main results obtained, and conclusions.

The *First section, A study about the influence of the steering and wheel suspension on passenger car driving behaviour*, presents the researches conducted during the last years on mechanical and technical systems which influence the comfort and respectively, the dynamic behaviour of cars, particularly when travelling on circular trajectories. The directions of the research topics, which are extremely present, were selected in accordance with the practical requirements, regarding the driving behaviour of passenger cars and trucks used not only in tourism industry but also in other areas of activity.

The stability of steering mechanism operation, characterizes a good roadholding and implicitly a high active safety. This involves a complex problematic which requires theoretical studies, resulting in the development of mathematical dynamic models of the distributor-controller system and the steering mechanism as a whole. The developed models allow for the

analysis of the working conditions of these systems in form of computer simulations as well as for further researches based on experimental testing of vehicle dynamics in general and stability-driveability in particular conducted in a very extensive and detailed manner, in order to verify the correctness of the adopted hypotheses and to validate the proposed mathematical models.

These researches allowed for the development of a constructional solution intended for reducing the roll movements, which is the object of patent application no. RO 126654 A2/08.03.2010 (<http://pub.osim.ro/publication-server/pdf-document?PN=RO126654%20RO%20126654&iDocId=1537&iepatch=.pdf>) [74] and a further constructional solution for the optimization of the steering mechanism operation ([11, 21] in the list of scientific papers /BOOKS). Both solutions are very adequate for the conditions required in practice.

Section 2, Modeling the adaptive control of the steering-suspension system, presents the analytical models used for the theoretical study of the dynamic behaviour of the power steering controller but also of the car as a whole, when moving both rectilinearly as well as curvilinearly, equipped with the classical solution and the solution proposed for the mechanical-hydraulic power steering operation stability optimization as well as the constructional solution proposed for reducing the roll movements. Sizing up perturbations and determining the causes that alter the stability condition of the steering mechanism constitutes the basis of the analysis and the modeling of technical systems stability. Since the stability analysis procedures are not universally applicable, the use of specific methods is required depending on processes, equipments or technical systems characteristics.

In many practical applications the technological problems are modeled using the solutions of nonlinear differential equations. Because the accurate solutions are difficult or often even impossible to determine, the approximate analytical solutions are extremely important to the study of dynamic systems.

Thus, a quarter car model was considered as well as a generalized dynamic model with seven degrees of freedom for the case of the constructional solution devised to reduce the roll and implicitly the induced wheel deflection. With regard to the constructional solution using different plunger diameters for the mechanical-hydraulic controller of the steering mechanism, three models of hydraulic subsystems were developed. These models are exposed to the action of external perturbing factors, which are generated by the road surface as well as to the action of internal factors induced by the hydraulic compensator or by the roll motion compensation systems and also by those induced by the hydraulic controller or by the motion compensation device of the power steering rack. This section also presents the methods applied to determine the physical and geometrical quantities which characterize the theoretical study models.

Section 3 of the habilitation thesis, The numerical analysis of the cooperation control of steering and suspension and the power steering stability, using the mathematical models of the proposed solutions, presents the integration methods of the systems of differential equations describing the motion of the vehicle when moving rectilinearly and respectively, curvilinearly. For this purpose were considered the possibilities of approximate analytical and numerical integration offered by PCs. Also, a set of results obtained by calculations were presented. These results were obtained by plotting the variations over time of the motion parameters.

An important portion of this section presents the results obtained after processing the experimental data, alongside strengths and weaknesses of the constructional variants of the new solutions, proposed for reducing the roll motion of the studied car and respectively, for the stable operation of the steering mechanism while specifying which are the most adequate solutions for the established purpose. The selection of a particular constructional variant offering the best possibilities for practical implementation was made by considering both the theoretical results, obtained by calculation, as well as the experimental results.

This chapter also presents a comparison between the theoretical research results and the experimentally obtained results, showing the variations of motion parameters of the system

measured and recorded using Xsenz and BMC equipments. After comparative analyses it was found that the analytical models are adequate for studying the optimization of the correlation between steering and suspension as well as for studying the stability of the power steering mechanism.

The section also presents some aspects regarding the association between theoretical methods and experimental techniques in order to understand the effects produced by these systems and devices on both vehicle and road traffic safety. Actually, several distinct mechanical constructional solutions were implemented in form of different variants, with the purpose to attain higher performances in terms of the vehicle's dynamic behaviour and traffic safety.

Since the dynamic behaviour of the automobiles is part of an interdisciplinary field and consequently, represents more than a simple link between consecrated engineering subjects such as Automotive dynamics, Mechanisms or Hydraulics, experience in these specialties is crucial in developing novel constructional solutions allowing for well-defined applications. The presented analytical approaches are accompanied by numerical simulations and compared with the experimental results, allowing for an original manner of approximation of dynamic systems trajectories.

Section 4, Conclusions, presents the unitary character of the thesis highlighting the most important results obtained after conducting experimental tests and performing theoretical-experimental comparative analyses. The results are presented in form of a genuine database, which makes them available to automotive construction experts, judicial technical expertise specialists, as well as doctoral students for research purposes.

The idea of using the new constructional solutions means not only to simply replace the obsolete ones but to use them in a constructive manner, considering their special characteristics and the possibilities offered, in order to create new, intelligent technical systems, applicable to multiple types of automotives.

The habilitation thesis includes issues that were studied and subsequently the results published by the author and collaborators in papers appeared in scientific journals as well as in national or international conferences and congresses. Some of the results are integrated into the courses in form of viva voce lectures that are delivered by the author to undergraduate and graduate students but are also useful for doctoral students.

The unpublished data were deliberately ruled out since they are object of patent applications.

Part II, *Planning career furthering and development*, includes the main principles and directions of action to be pursued for developing the personal academic career.

The final part of the habilitation thesis entitled *References* presents the bibliographic references associated to the first part and includes the author's and other researchers' publications. These can easily be identified within the stream of publications provided by the most important databases.

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

(B-i) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE

Introducere

Activitatea mea profesională, didactică și de cercetare științifică, din ultimii 18 ani s-a desfășurat în cadrul *Facultății de Inginerie Mecanica (IM), Catedra de Mașini și Instalații pentru Agricultură și Industria Alimentară MIAIA, Catedra Ingineria și Managementul Turismului IMT*, și ulterior *Departamentul de Ingineria și Managementul Alimentației și Turismului IMAT, Facultatea de Alimentație și Turism (AT), Universitatea Transilvania din Brașov*.

Prezenta teză de abilitare se constituie într-o sinteză a activității de cercetare desfășurată în ultimii 18 ani, acoperind rezultatele cercetărilor desfășurate în perioada de după obținerea titlului de *Doctor inginer*.

Constructorii de autovehicule și inginerii cercetători din domeniu își desfășoară astăzi activitatea într-o economie globală bazată pe cunoaștere, caracterizată printr-o competiție tot mai acerbă pentru supraviețuire, dezvoltare și prosperitate. În acest nou mediu aceștia trebuie să folosească abordări adecvate pentru a-și păstra și consolida acei factori care să le asigure competitivitatea.

Asigurarea unui comportament dinamic bun constituie domeniul preocupărilor conjugate ale disciplinelor tehnice și inginerești, interesate deopotrivă de identificarea celor mai adecvate metode și mijloace de optimizare a stării de funcționare a mecanismului de direcție respectiv a corelării direcției cu suspensia.

Teza de abilitare tratează, ca prim obiectiv, un subiect de studiu cu caracter interdisciplinar, de actualitate, cu un viitor sigur în cercetarea internațională, cum este cel al comportamentului dinamic al autovehiculelor, constituind un demers științific destul de dificil de realizat și, totodată, o tentativă riscantă având în vedere necesitatea verificării continue a coerenței, consistenței sau a profunzimii abordărilor actuale, precum și obligativitatea regândirii unor soluții constructive deja existente.

Identificarea, cuantificarea și implementarea soluției constructive pentru optimizarea corelării direcției cu suspensia, minimizând astfel mișcarea de ruluu respectiv efectele negative ale brăcării induse, au constituit nu doar repere obligatorii ci și priorități certe, distincte ale cercetării destinate fundamentării, dezvoltării informației științifice în domeniul ținutei de drum a autovehiculelor.

Al doilea obiectiv al tezei de abilitare constă în evidențierea integrării ferme, sistematice și inovative a studiului stabilității mecanismului de direcție în urma utilizării unui piston cu diametru diferit, față de cel din producția de serie, și ferestre cu secțiuni de trecere a lichidului hidraulic de formă trapeze în construcția servomecanismului.

Modelele analitice, tehnicile de simulare și procedurile propuse oferă soluții concrete problemelor de bază pe care inginerul cercetător trebuie să le aibă în vedere pentru obținerea unei ținute de drum eficiente respectiv un comportament dinamic bun și implicit a unei siguranțe în circulație sporite.

Realizări științifice

Teza de doctorat cu titlul *Cercetări privind optimizarea corelării direcției cu suspensia la autoturismele cu tracțiune pe față*, sub coordonare regretatului Prof.univ.dr.-ing. Vasile Câmpian, am susținut-o public la data de 20.06.1998.

Urmare a susținerii publice a tezei de doctorat, pe baza avizării CNATDCU din ziua de 25-26.06.1998, aprobată prin Ordinul ministrului învățământului nr. 4090 din 03.07.1998, m-i s-a conferit titlul de *doctor inginer*, în domeniul *Inginerie Mecanică*, specializarea *Autovehicule și Tractoare*, cu Diploma de Doctor Inginer, Seria P Nr. 0004057 (Nr. 670 din 10.07.1998).

În perioada activității de cercetare post-doctorală am elaborat, susținut și publicat un număr de 147 articole și lucrări științifice în limba română și engleză, în reviste de specialitate sau conferințe naționale și internaționale de prestigiu, în calitate de unic autor, prim autor sau coautor în diferite colective, astfel:

- 10 articole publicate în reviste și volume ale conferințelor cotate/indexate ISI;
- 96 lucrări științifice publicate în reviste și volumele unor manifestări științifice indexate în alte baze de date internaționale;
- 41 articole publicate în extenso în reviste sau în volumele unor manifestări științifice naționale/internaționale neindexate.

Diseminarea rezultatelor propriilor cercetări sau a celor obținute în colectiv, precum și schimbul național și internațional de idei și informații în domeniile mele de competență, s-au realizat prin participarea la un număr de peste 50 de manifestări științifice organizate atât în țară, cât și în străinătate.

Tot în această perioadă de timp, de la obținerea titlului de *doctor inginer*, am mai redactat și publicat la diferite edituri recunoscute CNCSIS și edituri internaționale, un număr de 24 cărți și capitole de cărți, în domeniul *Inginerie Mecanică*, după cum urmează:

- 19 cărți în edituri recunoscute CNCSIS, dintre care cinci ca prim autor, una unic autor și una coordonator;
- 3 cărți în edituri internaționale din care una ca prim autor;
- 2 capitole de carte publicate în edituri din străinătate, ca prim autor.

De asemenea candidatul a condus în calitate de *director/responsabil* un număr de 12 contracte de cercetare, iar ca *membre în colectivele de cercetare* a fost implicat în 2 granturi internaționale (FP7), 3 granturi naționale (CNCSIS Tip A, CEEX, Parteneriate) și un contract cu beneficiari din mediul economic național, ceea ce a constituit și constituie și în prezent o constantă a activității mele de cercetare științifică.

Cu privire la obținerea unor burse de studiu, în anul 1996 am obținut o finanțare pentru participarea la cursurile de specializare în modelare-simulare la Mercedes-Benz Sindelfingen unde am avut ocazia să aprofundez cunoștințele în domeniul modelării-simulării structurilor mecanice.

Realizări profesionale

Vizibilitatea și impactul activității științifice desfășurate pot fi evaluate în funcție de aprecierile de care s-au bucurat acestea în țară și în străinătate. Articolele, lucrările științifice și cărțile publicate sunt citate de autori prestigioși atât din străinătate cât și din țară.

Referiri la lucrări ale candidatului pot fi întâlnite la adresele Web of Science/Scopus/Google Scholars/Proquest/CABI/ astfel:

- Citări în reviste ISI: 3
- Citări Proceedings ISI: 3
- Citări în reviste și Proceedings BDI: 32

Doresc să mai menționez și faptul că lucrările și articolele științifice, cărțile sunt citate în Proceedings conferințe și reviste internaționale neindexate; cărți publicate în edituri din țară și străinătate; conferințe, simpozioane, reviste naționale; teze de doctorat naționale;

- *Organizare de evenimente științifice (conferințe, workshop-uri, etc.)*
 - Membru în colectivul de organizare: Conferința internațională CONAT - Brașov 1999; http://www.conat.ro/index.php/conat/index/pages/view/conat_hist
 - Membru în colectivul de organizare al Conferinței Internaționale BIOATLAS 2012; http://uft-plovdiv.bg/site_files/file/conference_inovation/bioatlas%20invitation%5B1%5D.pdf
 - Membru în colectivul de organizare: Conferința internațională BIOATLAS 2013, 2014; <http://rosita.ro/bioatlas/organizers.html>; https://www.google.ro/?gws_rd=ssl#q=Proceeding+of+BIOATLAS+2014+Conference
 - Membru în colectivul de organizare al Conferinței Internaționale DAAAM; [daaam international vienna - Daaam.com](http://daaam.international.vienna-daaam.com) 2010; http://daaam.info/?page_id=1471 2013
 - Membru în colectivul de organizare al Conferinței Internaționale NEEFOOD 2015; http://neefood2015.rosita.ro/congress_committees.html
 - Membru în comitetul științific al Conferinței ABIFA 2013, 2nd WSEAS *International Conference on Agricultural Science, Biotechnology, Food and Animal Science* Brașov 2013; <http://www.wseas.org/wseas/cms.action?id=3826>
 - Membru în comitetul științific al *Bulletin of Agri-ecology, Agri-food, Bioengineering and Agritourism*, Vol. 10 (2014), Nr. 1 (28); https://www.google.ro/?gws_rd=ssl#q=Bulletin+of+Agri-ecology%2C+Agri-food%2C+Bioengineering+and+Agritourism
 - Recenzor pentru Proceedings of the 2nd International Conference on Energy and Environment Technologies and Equipment (EEETE '13); <http://www.worldses.org/review/index.html>
 - Recenzor pentru Proceedings of the SMAT 2014, Craiova; Password: LjGtFfFv Username: thierheimer@unitbv.ro; <http://www.scientific.net/Reviewer/Review/171805>, [http://www.scientific.net/Reviewer/Papers/3577](http://www.scientific.net/http://www.scientific.net/Reviewer/Papers/3577), <http://www.scientific.net/Reviewer/Review/169867>.

- *Experiență managerială*

În paralel cu activitatea didactică desfășor și o intensă activitate practică profesională în domeniul cercetării evenimentelor rutiere, și am deținut funcții precum:

- Director tehnic cercetare științifică la SC GEROM Srl Mediaș,
- Șef autocoloană transport internațional persoane și mărfuri,
- Șef adj. Catedră, Catedra IMT 2007-2011,
- Coordonator activitate PSI și NTSM 2005-2011,
- Președinte, secretar și membru al comisiilor de licență, admitere master și admitere în cadrul Facultății de Inginerie Mecanică respectiv Facultății de Alimentație și Turism,
- Membru în Consiliu de Departament IMAT 2011-2015,
- Reprezentat al Departamentului de cercetare - D06 Eco-Biotehnologii și Echipamente în Agricultură și Alimentație.

Dintre activitățile care consider că prezintă relevanță în perspectiva demersului materializat prin teza de abilitare, țin să mai amintesc că am participat, în calitate de membru, în comisii de admitere la doctorat în domeniul Inginerie mecanică, comisii de susținere a examenelor și a referatelor de doctorat în domeniul Inginerie mecanică, de asemenea am făcut parte, în calitate de referent oficial în comisie de susținere publică a tezei de doctorat în domeniul Ingineriei mecanice.

Președinte în comisia de examinare a cadrelor didactice preuniversitare din programele Departamentului pentru Pregătirea Personalului Didactic la secțiile Mașini și Instalații pentru Agricultură și Industria Alimentară MIAIA respectiv Utilaje Tehnologice în Industria Alimentară.

În perioada 2003-2005 am coordonat activitatea de transport la Casa de Cultură a Studenților Brașov.

Sunt autorizat de către Ministerul Justiției ca **expert tehnic judiciar** în specializările: autovehicule, circulație rutieră și fac parte din Biroul Local de Expertize Judiciare Tehnice și Contabile de pe lângă Tribunalul Brașov.

- *Membru al unor organizații profesionale*
 - Membru al Cmitetului științific al Revistei EcoAgriTourism;
 - Membru fondator IPIMEA Institutul de Perfecționare în Ingineria Mecanică și Electrică a Autovehiculelor;
 - Fundația *Profesor Radu Mărdărăscu*;
 - Societate Inginerilor de Automobile din Romania SIAR;
 - Societatea Inginerilor de Automobile SIA - Franța.

- *Distincții și diplome de merit*

În noiembrie 2008 Garda Națională de Mediu, prin Secretariatul de stat-Comisar General, mi-a acordat Diploma de merit, *pentru activitatea depusă în domeniul protecției mediului la nivel național*, ca o recunoaștere a prestigiului de care mă bucur.

Realizări academice

Desfășor activitate didactică în învățământul tehnic superior la Universitatea *Transilvania* din Brașov, Facultatea de Alimentație și Turism AT, Departamentul Ingineria și Managementul Alimentației și Turismului IMAT, din anul universitar 1998/1999. Am o vechime de 18 ani în învățământul tehnic superior și am ocupat treptele carierei universitare prin promovarea concursurilor organizate pentru fiecare post. Ultima mea promovare a avut loc în perioada anului universitar 2014/2015 ocupând prin concurs postul de Profesor universitar, la disciplinele: Surse energetice în agricultură, Sisteme de transport în industria turismului, Instalații pentru agrement în turism.

În ceea ce privește aprecierea activității de către studenți, aceasta a fost evaluată în decursul timpului pe baza mai multor sondaje efectuate pe eșantioane de studenți, distinct pentru fiecare disciplină pe care o predau. Analiza acestor sondaje relevă faptul că studenții apreciază în mod pozitiv atât stilul de predare, calitatea cursurilor predate, materialele distribuite, relația directă pe care ei o pot avea cu cadrul didactic cât și prestația academică.

Capitolul 1

Studiul influenței sistemului de direcție și suspendare a roților asupra ținutei de drum a autovehiculelor

Concepția de bază a autovehiculului are influență asupra dinamicii longitudinale, transversale și verticale a acestuia fiind caracterizată de altfel și de soluția constructivă *totul față*, *standard* sau *totul spate* [25, 26, 75].

Sistemul de direcție îndeplinește pe autovehicul două funcții: pe de o parte permite conducătorului auto să poziționeze autovehiculul pe o anumită traiectorie iar pe de altă parte constituie o sursă de informație permanentă prin mișcări ale volanului sau variații ale momentului la volan care nu au fost cauzate de conducător. Pentru îmbunătățirea siguranței active se întrevede o minimalizare a timpilor de întârziere între unghiul de bracare și crearea forței de ghidare laterală la pneu cu scopul de a mări viteza de transmitere a informației privind mișcarea circulară.

Capacitatea de frânare, accelerare, urcare a rampelor, respectiv dinamica longitudinală este influențată de conceptul autovehiculului privind aranjarea agregatelor de bază.

La soluția *totul față* în timpul accelerării se descarcă puntea motoare. Alegerea unui ampatament mărit și o înălțime redusă a centrului de masă echilibrează capacitatea de accelerare, astfel mișcarea rămânând stabilă și după depășirea forței de aderență.

La conceptul *standard* puntea spate se încarcă la accelerare dar după depășirea forței de aderență mișcarea devine instabilă [32, 33].

Încărcarea statică și dinamică mare a punții motoare la soluția *totul în spate* asigură cea mai bună capacitatea de accelerare și urcare a rampelor.

Dinamica transversală cuprinde reacțiunile statice și dinamice la acțiunea perturbațiilor drumului și a vântului precum și la bracarea roților de direcție. Deosebirile cauzate de conceptul general privind repartizarea maselor pot fi compensate în mare măsură prin alegerea corespunzătoare a cinematicii punților, a pneurilor și a altor mărimi influente [39]. Automobilele cu tracțiune în față, având centrul de masă apropiat de sol reacționează slab la perturbațiile vântului. Influența schimbării reacțiunilor la punți, asupra dinamicii transversale, poate fi compensată printr-o caracteristică dependentă de încărcarea arcului suspensiei și printr-o cinematică adecvată a poziției roților [41, 60]. Automobilele standard reacționează cu intensitate

mijlocie asupra perturbațiilor realizate de forța vântului. Caracterul virajului este neutru și poate fi modificat în limite largi prin ghidarea roții, caracteristicile pneurilor și ale suspensiei.

La conceptul *total spate*, reacțiile la perturbațiile date de vânt pot avea valori mari. În domeniul circulației normale, caracterul sistemului de direcție subvirator reacționează prompt la mișcările volanului.

Dinamica verticală influențează confortul și siguranța în mers. Ea depinde de masa suspendată raportată la roată, de masa roții, de arcul și amortizorul principal, precum și de caracteristicile elastice ale pneului. La soluția *total față* și *standard* corelarea arcului din spate, cu condițiile de confort, poate fi realizată numai printr-un compromis, necesitând uneori o reglare de nivel.

Conlucrarea ghidării roții cu suspensia și mecanismul de direcție mai conține rezerve de optimizare în vederea îmbunătățirii securității active [14, 43]. Importante sunt în acest sens cercetările care să înlocuiască gândirea proprie fiecărei firme constructoare cu dezvoltarea unor metode de măsurare și verificare a tuturor mărimilor care intervin în circuitul de reglare *om-vehicul-drum* [7, 37].

1.1 Corelarea sistemului de direcție cu siguranța activă

Siguranța activă a autovehiculelor cuprinde tehnologii care se referă la îmbunătățiri privind concepția de bază a autovehiculului; sistemul de suspensie și de ghidare a roților; construcția anvelopelor; sistemul de direcție; aerodinamica; comportarea în mers; menținerea condiției fizice și a posibilităților de vizibilitate și sesizare ale conducătorilor autovehiculelor; metode de stabilire a unor măsuri relevante pentru siguranța circulației [4, 5, 13, 15].

1.1.1 Generalități privind soluțiile tehnice de realizare a siguranței active

Se poate spune că toate prevederile din regulamentele amintite în acest paragraf conduc la îmbunătățirea siguranței circulației prin:

- atenționarea conducătorului auto asupra unor nereguli (lipsa de ulei hidraulic, lichid de frână, eficacitatea frânării, etc.) în sistemele de conducere a autovehiculului;
- mărirea stabilității mișcării și reducerea spațiului de frânare, în urma dotării autovehiculelor cu sisteme antiblocare ABS;
- îmbunătățirea vizibilității pe timp de noapte.

Prevederile conduc la obligativitatea utilizării sistemelor electronice de control a mărimilor menționate și la utilizarea sistemului de antiblocare a roților cu comandă prin microprocesor [15, 30, 36].

Soluțiile constructive pentru îmbunătățirea siguranței active a autovehiculelor au o pondere considerabilă în prețul de cost al acestora. Dacă se iau în considerare numai pagubele materiale care se produc în urma unui eveniment rutier, pe care de altfel noua soluție constructivă propusă îl va evita, se ajunge, de cele mai multe ori, la un bilanț financiar favorabil introducerii acestei măsuri de siguranță activă. Măsurile constructive privind siguranța activă, pot fi eficiente financiar, chiar în absența argumentului de evitare a unui pericol de accident rutier. Astfel, introducerea sistemului de control electronic al direcției la autovehicule prelungeste fiabilitatea anvelopelor.

Creșterea densității circulației rutiere în ultimele decenii a impus eforturi constructive deosebite în vederea îmbunătățirii securității active a autovehiculelor. Măsuri constructive luate în acest sens sunt comanda electro-hidraulică sau mecano-hidraulică și optimizarea conlucrării direcției cu suspensia. Acționarea acestui sistem de direcție este independentă dar corelată cu cea a sistemului de suspensie pe care o protejează, în special la regimuri tranzitorii [8, 13].

1.2 Maniabilitatea autoturismelor

Maniabilitatea este calitatea autoturismului de a fi ușor manevrabil. Manevrabilitatea este influențată de caracteristicile mecanismelor de direcție, de parametrii principali ai autoturismului (ecartament, ampatament, poziția centrului de masă, momente de inerție, suspensie), de profilul, natura și starea căii de rulare, de condițiile atmosferice, de viteza de deplasare ș.a. Influența acestor factori face ca aprecierea maniabilității autoturismelor să fie o problemă extrem de complexă. Impunerea unor ipoteze simplificatoare, atât pentru autoturismul aflat în mers rectiliniu cât și în viraj, este absolut necesară [18, 27, 53]. Astfel, pentru luarea în considerare numai a caracteristicilor căii de rulare, autoturismul este modelat conform figurii 1.1.

Acest model consideră rularea identică pentru cele două roți din spate, respectiv din față. Roata din spate 2, având tot timpul direcția cadrului autoturismului, este legată de acesta printr-o cuplă de rotație, iar roata directoare 1, execută și mișcarea de pivotare, și se consideră legată de cadru printr-o cuplă sferică cu știft [69, 80, 81], iar:

A - este ampatamentul autoturismului;

R - raza de virare;

θ - unghiul de bracare (unghiul de rotire al roții în jurul pivotului);

C_g - centrul de masă al autoturismului;

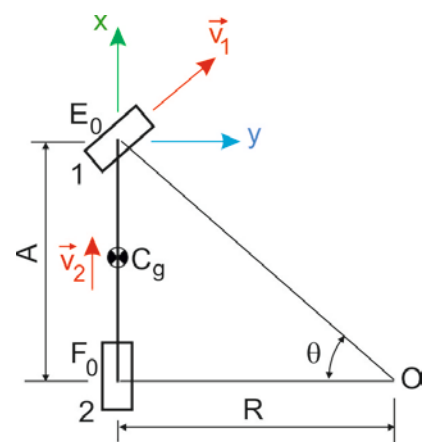


Fig. 1.1 Model 1/2 autoturism

O - centrul de virare (punctul de intersecție al normalelor duse la traiectoria roților autoturismului);

\vec{v}_1 și \vec{v}_2 - vitezele celor două roți. Razele de virare sunt date de relația:

$$R = \frac{A}{\operatorname{tg}\theta} \rightarrow R_{\min} = \frac{A}{\operatorname{tg}\theta_{\max}} \quad (1.1)$$

În timpul mișcării pe o traiectorie curbilinie asupra autoturismului acționează forță transversală cauzată de vântul lateral, accelerația centripetă, înclinarea transversală a căii de rulare. Astfel, pneul autovehiculului, fiind elastic, se va deforma sub acțiunea unei forțe transversale \vec{F}_y , cu unghiul ε , numit *unghi de derivă* sau *unghi de deviere laterală*, iar \vec{G}_r fiind greutatea pe roată. Luarea în considerare a unghiurilor de derivă, chiar pentru modelul simplificat, face ca fenomenul maniabilității să devină complex, cu largi implicații asupra stabilității, definită ca fiind capacitatea autoturismului de a rezista la acțiunea forțelor perturbatoare (care caută să-i schimbe direcția de mers) [42, 56]. Sub acțiunea forței transversale \vec{F}_y , datorită unghiului de derivă ε , roata va rula înclinat față de traiectoria inițială, urmând traiectoria $a - b_2 - c_2 - d_2$, figura 1.2.

Notând cu ε_f unghiul de deviere laterală al roții din față și cu ε_s unghiul de deviere laterală al roții din spate, în funcție de poziția centrului de virare O_ε , ținând seama de derivă, pot apărea conform figurii 1.3 următoarele cazuri:

a) $\varepsilon_f = \varepsilon_s = 0$; $R = \frac{A}{\operatorname{tg}\theta}$, autoturismul

urmărește traiectoria comandată; este cazul roților rigide transversal;

b) $\varepsilon_f = \varepsilon_s \neq 0$, unghiul sub care se vede

ampatamentul A din centrul O_ε este θ , deci O_ε aparține cercului de diametru OE_0 care trece prin O , E_0 și F_0 ; acest caz poartă denumirea de *virare neutră*;

c) $\varepsilon_f > \varepsilon_s$, centrul O se deplasează în O_{ε_f} în afara cercului de diametru OE_0 iar raza de virare crește; cazul autoturismului cu subvirare, când autoturismul parcurge o traiectorie cu raza mai mare decât cea comandată; pentru înscrierea autoturismului pe

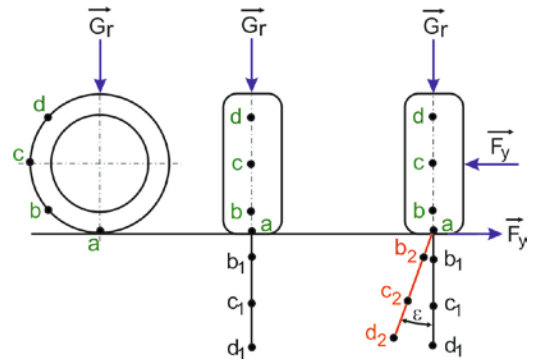


Fig. 1.2 Acțiunea unghiului de derivă ε

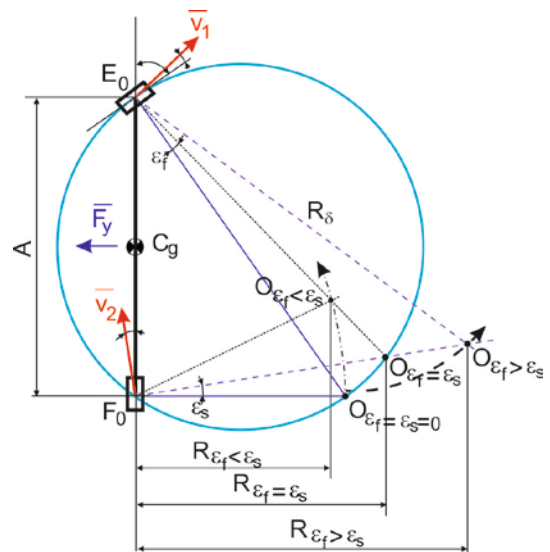


Fig. 1.3 Influența derivei laterale asupra razei de virare

traectoria impusă, este necesară bracarea roții directe cu un unghi mai mare ca θ , deoarece puntea din față are tendința de deplasare spre exteriorul curbei; autoturismul are deci tendința de menținere a traiectoriei inițiale, opunându-se înscrierii în viraj;

- d) $\varepsilon_f < \varepsilon_s$, centrul O se deplasează în O_{ε_s} , în interiorul cercului, iar raza de virare scade; cazul autoturismului cu supravirare, când autoturismul parcurge o traiectorie cu rază mai mică decât cea comandată; pentru înscrierea pe traiectoria impusă este necesară bracarea roții cu un unghi mai mic decât θ , deoarece puntea din spate are tendința de a se deplasa spre exteriorul curbei; autoturismul are deci tendința de accentuare a virajului.

Raza de virare R_δ va fi:

$$R_\delta = \frac{A}{\operatorname{tg}(\theta - \varepsilon_f) + \operatorname{tg}\varepsilon_s} \approx \frac{A}{\theta + (\varepsilon_s - \varepsilon_f)} \quad (1.2)$$

astfel ca, după cum $\varepsilon_s >$ sau $< \varepsilon_f$, rezultă $R_\delta >$ sau $< R$, aproximație ce se poate face doar pentru unghiuri de bracare mici [21, 49]. Trebuie precizat că autoturismul cu tracțiune pe roțile din față, în aceleași condiții de mers, are atât maniabilitatea cât și stabilitatea superioare autoturismului cu tracțiune pe roțile din spate, deoarece forța de tracțiune acționează în planul longitudinal al roții și deci nu creează o forță transversală suplimentară.

1.2.1 Virarea autoturismelor echipate cu roți elastice și pivoți înclinați

Deformația transversală a pneurilor și poziția înclinată a pivoților impun modificarea condiției de virare a lui Ackermann, care are un pronunțat caracter geometric.

Ținând seama și de efectul forței centrifuge care apare la mișcarea autoturismului pe traiectorie curbilinie, încărcarea roților nu mai este egală, roțile din exterior sunt mai încărcate decât cele din interior. Transferul de greutate între roțile aceleiași punți, ca și între cele două punți, produce deformații transversale inegale la cele patru roți [63, 72]. Acestea fiind în același timp funcții neliniare de sarcină \bar{G}_r și forța transversală \bar{F}_y , regimurile de

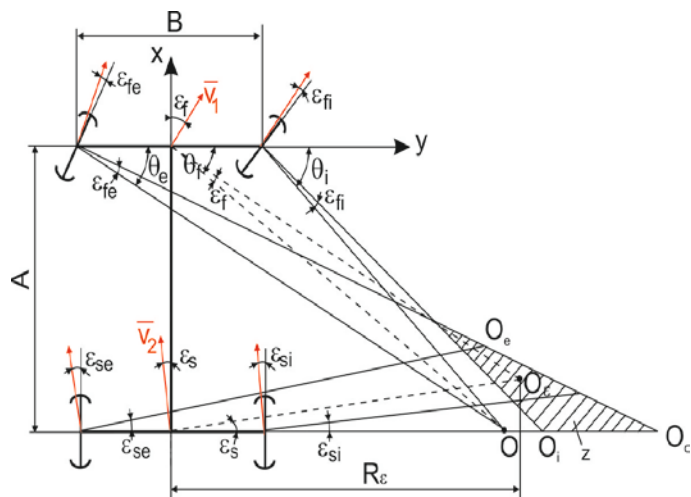


Fig. 1.4 Poziția centrului dinamic de virare

deplasare pe traiectorie curbilinie sunt extrem de variate, dependențele dintre multitudinea factorilor externi și interni ale autoturismului fiind complexă.

Unghiurile de derivă ε ale celor patru pneuri ε_{fe} , ε_{fi} și ε_{se} , ε_{si} modifică poziția centrului de virare O , intersecția normalelor la traiectoria roților delimitând o zonă Z , în care se găsește centrul dinamic de virare O_z , raza de virare fiind R_ε , figura 1.4.

Au apărut mai multe propuneri privind condiția virării corecte a autoturismului, mai importante fiind [49, 53, 60, 75]:

- * recomandarea *EBERAN*, unghiurile de bracare a celor două roți directoare să fie egale, $\theta_e = \theta_i$;
- * recomandarea *GOUGH-SHEARER* ca unghiurile de derivă ale roților din spate să fie neglijate $\varepsilon_{se} = \varepsilon_{si} = 0$, iar ale roților din față să fie considerate egale $\varepsilon_{fe} = \varepsilon_{fi}$;
- * recomandarea *FIALA*, ca raportul forțelor laterale pe sarcină, la roțile directoare, să fie considerate egale $\frac{S_{fe}}{G_{fe}} = \frac{S_{fi}}{G_{fi}}$;
- * recomandarea *HASSELGRUBER*, ca puterea forțelor laterale la roțile directoare să fie egală, $P_{fe} = P_{fi}$;
- * recomandarea *FORKEL*, ca $\varepsilon_{fi} = \varepsilon_{fe} = \varepsilon_{si} = \varepsilon_{se} = \varepsilon$;

$$ctg\theta_e \frac{ctg\varepsilon - \frac{B}{2A}}{ctg\varepsilon + \frac{B}{2A}} - ctg\theta_i = \frac{B}{A} \frac{ctg\varepsilon}{ctg\varepsilon + \frac{B}{2A}} \quad (1.3)$$

- * recomandarea *HENKER*, încercă o generalizare

$$\theta_i = C_1 + C_2 \theta_e + C_3 \theta_e^2 ;$$

$$C_1 = -(0.5...0.7); C_2 = 0.8...1; C_3 = 0.01$$

Din reprezentarea grafică, figura 1.5, se observă că Gough (caracteristica G) propune ca unghiul θ_i să fie mai apropiat de θ_e decât Ackermann (caracteristica A); Hasselgruber propune accentuarea bracării roții interioare (caracteristica H); Fiala (caracteristica F) consideră că $\theta_i < \theta_e$, pe când Eberan (caracteristica E) consideră că mecanismul de direcție trebuie să fie un paralelogram.

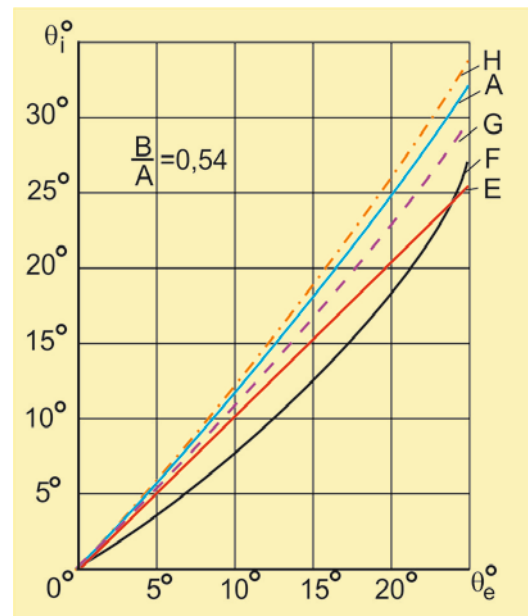


Fig. 1.5 Condiția de virare

Trebuie precizat că pentru autoturismele care se deplasează cu viteze mici, la care nu apar forțe transversale, unghiurile de derivă sunt zero, condiția Ackermann rămâne singura valabilă,

pe când la autoturismele de viteză mare, stabilitatea în curbă este hotărâtoare, fiind preferate recomandările Gough-Eberan. Considerând cazul avantajos acela la care centrul de virare este apropiat de linia axei punții din spate și observând că centrul de virare O_e are tendința de a se deplasa spre înainte, se apreciază că mai aproape de realitate este propunerea Gough (curba G); unii constructori adoptă recomandarea Eberan.

Multiplele propuneri privind condiția virării corecte, se datorează faptului că este imposibil ca direcția autovehiculelor să fie ideală pentru orice tip de drum, anvelopă, încărcare, viteză de deplasare, ceea ce conduce în mod evident la concluzia că trebuie acceptate compromisuri, corectând condiția Ackermann cu un coeficient de derivă $K = 1.2 \dots 1.25$, adică:

$$ctg\theta_e - ctg\theta_i = \frac{B}{KA} \quad (1.4)$$

Corecția globală prin coeficientul K ține seama de esența fenomenului virării autovehiculelor echipate cu pneuri elastice, adică de deplasarea spre înainte. O analiză realistă nu poate neglija însă efectele derivei punții din spate, deoarece efectele virării punții din față sunt conexe cu cele ale punții din spate. Va fi, deci, de mai mică importanță identificarea unor lanțuri cinematice complexe care să reproducă cu exactitate o anumită condiție de virare. În orice caz, prin sporul de sarcină pe roțile exterioare, unghiurile de derivă ale acestora cresc, ceea ce reduce din efectul unghiului de bracare. Atunci se impune de la început ca θ_e să fie mărit față de condiția Ackermann.

Pe de altă parte, datorită înclinării transversale a pivotului cu unghiul δ punctul de contact pneu-cale de rulare, în timpul brăcării roții directe, nu se mai rotește în jurul articulațiilor A_0, B_0 și B_0, B'_0

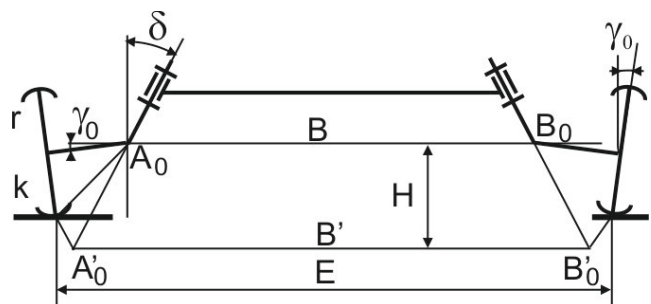


Fig. 1.6 Influența neliniarității transversale a pivotului

figura 1.6. Distanța dintre pivoți, la nivelul solului, va deveni:

$$B' = A'_0 B'_0 = A_0 B_0 + 2Htg\delta \approx E + 2rtg\delta \quad (1.5)$$

unde: r - este raza roții,

Modificarea ampatamentului datorită unghiului de fugă β se va neglija. Astfel, condiția virării corecte, ținând seama de devierea pneurilor și de înclinarea transversală a pivoților, devine: $ctg\theta_e - ctg\theta_i = \frac{E + 2rtg\delta}{KA}$ (1.6)

Această condiție reprezintă în același timp corelația care trebuie asigurată între unghiurile de rotire ale levierelor din mecanismul de direcție.

1.1.2 Capacitatea de virare a autoturismelor cu roți

Aprecierea cantitativă a caracteristicilor de virare este însă mai dificilă datorită modelului static nedeterminat al autoturismului. Cele patru unghiuri de derivă ε_{fe} , ε_{fi} , ε_{se} și ε_{si} ale roților, fiecare funcție de mai mulți factori, fac ca localizarea zonei de virare, în care se găsește centrul de virare dinamic, să fie extrem de dificil.

În afara definiției clasice de subvirare și supravirare mai apare comanda proprie (subcomanda, supracomanda), care caracterizează schimbarea vitezei de rotație a autoturismului în jurul axei verticale, în funcție de accelerația normală a autoturismului, pentru mersul circular. Parametrul principal de apreciere a capacității autoturismului de a suferii modificări ale traiectoriei devine raportul dintre viteza unghiulară a axei longitudinale a autoturismului și unghiul de bracare al roților directoare, caracterizându-se astfel întârzierea sau avansul reacției autoturismului față de bracarea roților. Pentru mersul pe un cerc de rază R_c , figura 1.7, autoturismul cu capacitate de virare normală corespunde cazului roților rigide, poziția *a*, odată cu creșterea accelerației normale, datorită forței centrifuge, cresc în aceeași măsură unghiurile de deviere laterală δ_f și δ_s . La autoturismele cu caracteristică de subvirare, puntea din față va avea mișcarea de derivă spre exteriorul curbei, autoturismul nu se înscrie în viraj și tinde să-și mențină traiectoria rectilinie, poziția *b*, viteza de rotație în jurul axei verticale scade odată cu creșterea accelerației normale; pentru menținerea razei de virare R_c , roțile vor respecta condiția $\theta_1 > \theta$.

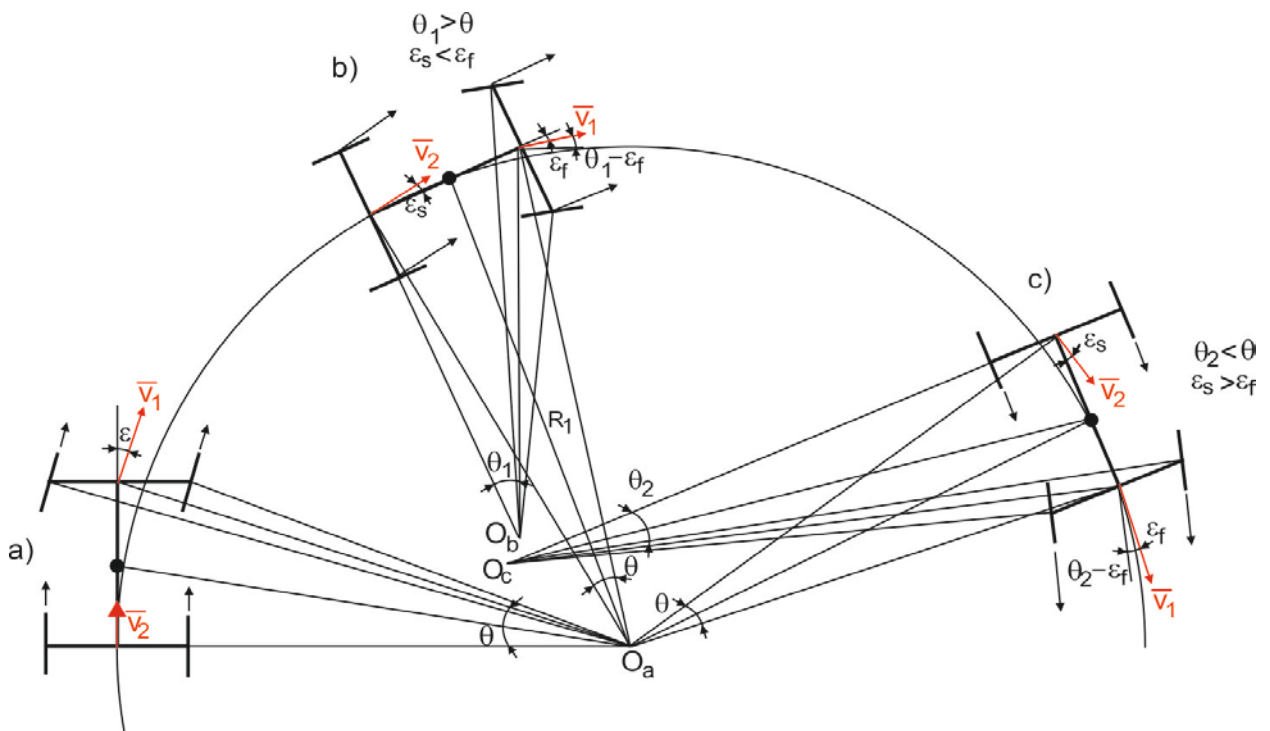


Fig. 1.7 Aprecierea deplasării autoturismului pe traiectorie curbilinie

La autoturismele cu caracteristica de supravirare, puntea din spate derapează spre exteriorul curbei, autoturismul tinde să părăsească traiectoria impusă spre interiorul curbei,

poziția c , viteza de rotație crește cu accelerația normală a autoturismului; pentru menținerea razei de virare R_c , trebuie ca unghiul de bracare $\theta_2 < \theta$.

Viteza critică se determină plecând de la raza de virare dinamică R_c , din relația accelerației normale (a_n):

$$a_n = R\omega_a^2 = \frac{V_a^2}{R_c} \quad (1.7)$$

unde: a_n - este accelerația normală, V_a - este viteza autoturismului;

ω_a - viteza unghiulară de parcurgere a traiectoriei de către autoturism.

Se determină raza traiectoriei circulare:

$$R_c = \frac{V_a^2}{a_n} = \frac{A}{\theta + (\varepsilon_s - \varepsilon_f)} \quad (1.8)$$

Se va defini ca *viteză critică* pentru traiectoria circulară de rază R_c , în cazul supravirării, acea viteză la care unghiul de bracare necesar parcurgerii traiectoriei este nul, $\theta = 0$, deci

$$V_{cr} = \sqrt{\left(\frac{a_n A}{\varepsilon_s - \varepsilon_f} \right)^3} \quad (1.9)$$

Acceptând variația liniară a derivei cu forța, prin coeficienții de deviere C_f și C_s , dar numai pentru unghiuri de derivă mici, vom avea: $S_f = C_f \varepsilon_f$; $S_s = C_s \varepsilon_s$. Din echilibrul autoturismului, pentru forța transversală centrifugă \bar{F}_c (ecuația de momente a autovehiculului în jurul centrului de greutate), rezultă:

$$S_f = \frac{F_c}{1 + \frac{a}{b}} \quad \text{și} \quad S_s = \frac{F_c}{1 + \frac{b}{a}} \quad (1.10)$$

unde a și b sunt coordonatele centrului de masă în raport cu axa punții din față respectiv spate.

Astfel,

$$\varepsilon_f = \frac{S_f}{C_f} = \frac{bF_c}{C_f(a+b)} \quad \text{și} \quad \varepsilon_s = \frac{S_s}{C_s} = \frac{aF_c}{C_s(a+b)} \quad (1.11)$$

dacă accelerația normală: $a_n = \frac{F_c}{m_a}$, unde: m_a este masa autoturismului, rezultă viteza critică:

$$V_{cr} = \sqrt{\frac{A(a+b)}{m_a \left(\frac{a}{C_s} - \frac{b}{C_f} \right)}} = \sqrt{\frac{A^2}{m_a} \cdot \frac{C_f C_s}{a C_f - b C_s}} \quad (1.12)$$

Trebuie însă subliniat că această relație s-a determinat în ipoteza menținerii pe loc a volanului și deci rămâne indiscutabil posibilă și circulația cu viteze superioare celei critice.

1.3 Evaluarea confortului și interpretarea spectrelor de accelerație

Cercetarea confortului oferit de autoturisme se desfășoară de obicei la viteză constantă de rulare, $v = 60-100 \text{ km/h}$. Dacă calitatea suprafeței căii de rulare, pe segmentele de drum destinate încercărilor experimentale, nu diferă prea mult, după scurt timp, în vehicul se instalează o stare staționară a oscilațiilor, care poate fi analizată printr-o apreciere subiectivă a piloților de încercare, sau prin procedeul obiectiv de evaluare folosind modele analitice [9, 20]. Aceste studii vor caracteriza influența performanțelor diferitelor construcții de mecanisme de ghidare sau suspendare a roților asupra confortului și/sau siguranței circulației [28, 31]. Ambele situații de apreciere, subiectivă sau obiectivă, conțin incertitudini de fond dacă încercările experimentale se desfășoară la o anumită viteză apriori determinată [38].

1.3.1 Perturbații datorate suprafeței căii de rulare

Având la bază modelul de dinamică verticală dezvoltat din figura 1.8, sunt analizate și explicate mai întâi perturbațiile datorate drumului (denivelări) la nivelul punții față urmată de puntea spate, figura 1.9. Problematika se bazează pe un efect de interferență care este generat de inducerea dublă, cu un decalaj temporal, a perturbațiilor datorate denivelărilor căii de rulare $\bar{\xi}(t)$ [21, 59, 61, 65].

Pentru viteze constante de rulare v , se poate scrie:

$$\xi_h(t) = \bar{\xi}(t - t_l); \quad t_l = \frac{A}{v} \quad (1.13)$$

unde: $\xi_v(t) = \bar{\xi}(t)$;

Perturbațiile la puntea spate ξ_h sunt sesizate cu un decalaj temporal t_l care este dependent de viteza de mișcare v și ampatament A .

Semnalele temporale $\xi_*(t)$ se transpun cu ajutorul transformatei Fourier în domeniul de frecvență.

Astfel funcțiile de amplitudine complexe aferente $Z_*(\omega)$ sunt:

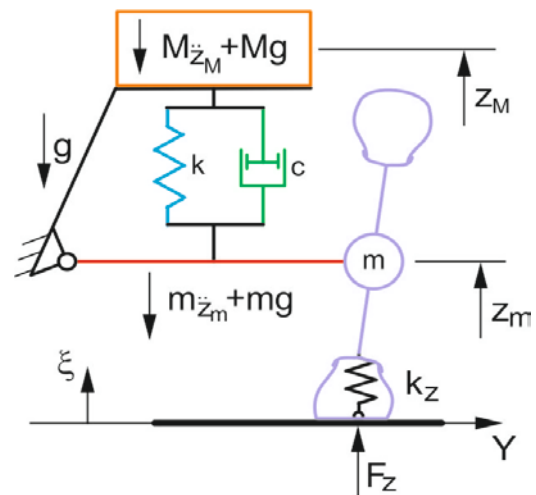


Fig. 1.8 Model dinamic

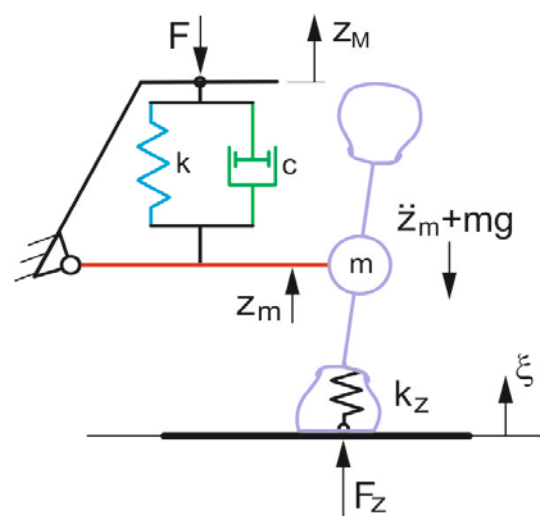


Fig. 1.9 Modelul perturbațiilor analizate

$$\bar{Z}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{\xi}(t) e^{-j\omega t} dt; \quad Z_{v/h}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \xi_{v/h}(t) e^{-j\omega t} dt \quad (1.14)$$

Din cauza timpului mort t_l la puntea spate ia naștere o torsiune a vectorului de excitație care crește cu un multiplu de parametrul frecvenței de rotație ω :

$$Z_v(\omega) = \bar{Z}(\omega); \quad Z_h(\omega) = \bar{Z}(\omega) e^{-j\omega t_l} \quad (1.15)$$

Pentru a studia efectele acestor perturbații trebuie analizat comportamentul dinamic al autoturismului. Spre simplificare se presupune că perturbațiile produse de denivelările căii de rulare au amplitudine mică iar viteza de rulare este redusă în condiții de trafic urban. Astfel, este suficientă utilizarea unei legi liniare ale reacțiunilor, pentru comprimarea pneurilor, situate în pata de contact cu originea în punctul de aplicație a brațului longitudinal de rulare [57, 73, 79]. Oscilațiile complexe de rulu și de tangaj sunt:

$$Z(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} z(t) e^{-j\omega t} dt; \quad \Phi(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \phi(t) e^{-j\omega t} dt \quad (1.16)$$

ale autoturismului în urma denivelărilor $Z_v(\omega)$, $Z_h(\omega)$ pot fi reprezentate prin clase de frecvență $F(\omega)$ pentru excitații în același sens și în sens opus $Z_a(\omega)$, $Z_d(\omega)$:

$$Z(\omega) = F_{z,a}(\omega) Z_a(\omega) + F_{z,d}(\omega) Z_d(\omega); \quad \Phi(\omega) = F_{\phi,a}(\omega) Z_a(\omega) + F_{\phi,d}(\omega) Z_d(\omega); \quad (1.17)$$

$$\text{astfel: } Z_a(\omega) = \frac{Z_h(\omega) + Z_v(\omega)}{2}; \quad Z_d(\omega) = \frac{Z_h(\omega) - Z_v(\omega)}{2}; \quad (1.18)$$

1.3.2 Bracarea indusă

Autobracarea sau bracarea indusă și mișcarea de rulu la deplasarea autovehiculelor în viraje sunt considerați factori esențiali pentru stabilitatea sistemului general conducător auto-vehicul-mediu înconjurător.

Deoarece capacitatea de reacție, a conducătorilor auto obișnuiți, în situații critice este foarte limitată, din motive de siguranță se iau în considerare doar tipuri de autovehicule cu caracteristică subviratoare, cel mult neutre, care oferă punții spate importante rezerve de stabilitate. În cazul autovehiculelor supraviratoare conducătorul auto trebuie să adopte decizii și să intervină prin acțiuni de comandă asupra autovehiculului care sunt în contradicție cu experiența și cunoștințele dobândite. În cazul autovehiculelor subviratoare experiența îndemânării formată poate fi utilizată în limite largi. Anvelopele cu un comportament neliniar induc alte reacții neobișnuite ale autoturismului. De aceea, orice reacție necontrolată a conducătorului auto asupra comenzilor, volan, frână, sunt considerate ca diminuatoare a siguranței circulației caracterizată prin coeficientului S [42, 59, 67, 68, 73].

Prin adoptarea adecvată a proprietăților barelor stabilizatoare se poate diminua, constructiv, mișcarea de rulu și tendința de autobracare a autovehiculului. Influență însemnată a forțelor de antrenare și frânare asupra tendinței de comandă mai impune ca stabilizatoarele să se calculeze corespunzător unor condiții de funcționare extreme și deosebit de critice [42, 64, 67].

Dacă sistemul autovehiculului se reduce la un model simplu, liniar, simetric, figura 1.10, atunci rezultă următoarele clase de frecvență pentru oscilații verticale:

$$F_{z,a}(\omega) = \frac{2k_z(cj\omega + k)}{(-M\omega^2 + 2cj\omega + 2k)(-m\omega^2 + cj\omega + k + k_z) - 2(cj\omega + k)^2};$$

(1.19)

$$F_{z,d}(\omega) = 0$$

iar pentru oscilațiile transversale ale autovehiculului:

$$F_{\phi,d}(\omega) = \frac{2k_z(cj\omega + k)l_l}{(-2J_\phi\omega^2 + l_l^2(cj\omega + k))(-n\omega^2 + cj\omega + k + k_z) - l_l^2(cj\omega + k)^2}$$

(1.20)

$$F_{\phi,a}(\omega) = 0;$$

Disocierea oscilațiilor verticale respectiv transversale, mai sus prezentată, se va anula la existența asimetriilor parametrice sau geometrice. În mod identic acționează neliniaritatea amortizoarelor telescopice ori a elementelor elastice în cazul forțelor de suspendare a roților. Pentru respectarea acestor efecte ar trebui dezvoltat domeniul claselor de frecvență (1.19), (1.20) funcție de amplitudine, formulat adecvat, în sensul *echilibrului armonic* respectiv a *liniarității statice*.

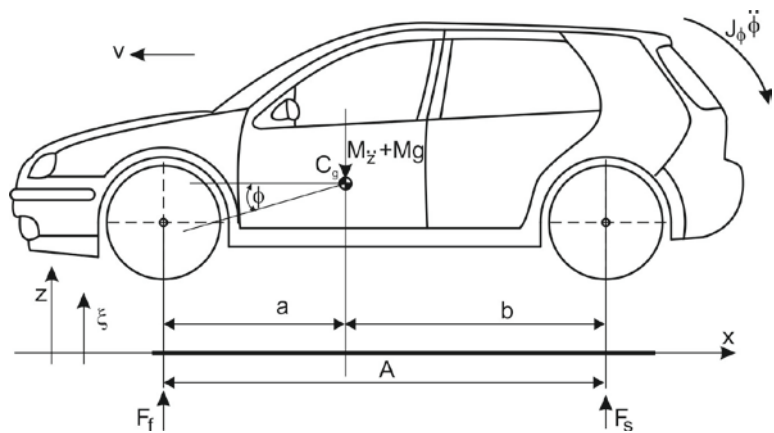


Fig. 1.10 Model simplu al autovehiculului

Ambii factori de asimetrie nu au

însă influență asupra modului de inducere a perturbațiilor (1.17), (1.18), dacă elasticitatea pneurilor este considerată liniară. Astfel, modelul liniar al autoturismului nu poate avea pretenția limitării obținerii unor concluzii de ansamblu sau rezultate generale.

1.3.3 Interferența perturbațiilor

Frecvențele perturbațiilor provenite de la denivelările drumului $Z(\omega)$ pentru mișcarea de rulu și tangaj sunt total diferite [21, 75].

Prin suprapunerea perturbațiilor punții din față cu cele de la puntea din spate, rezultă mărimi perturbatoare modificate $Z_a(\omega)$, $Z_d(\omega)$, de forma:

$$Z_a(\omega) = G_a(\omega)\bar{Z}(\omega) \quad Z_d(\omega) = G_d(\omega)\bar{Z}(\omega) \quad (1.21)$$

$$G_a(\omega) = \frac{1 + e^{-j\omega t_1}}{2}; \quad G_d(\omega) = \frac{1 - e^{-j\omega t_1}}{2}.$$

Clasele de frecvență $G_a(\omega)$, $G_d(\omega)$ pot fi interpretate ca filtre de interferență care produc o amplificare sau atenuare a intensității perturbațiilor dependentă de frecvență, figura 1.11:

$$[G_a(\omega)] = \sqrt{\frac{1 + \cos(\omega A / v)}{2}}; \quad [G_d(\omega)] = \sqrt{\frac{1 - \cos(\omega A / v)}{2}}. \quad (1.22)$$

Pentru modelul autovehiculului analizat (1.19), (1.20) interferența perturbațiilor duce la atenuarea completă a semnalelor perturbatoare datorate oscilațiilor verticale, la frecvența de cca. 5 Hz pentru viteza $v = 100 \text{ km/h}$, $A = 2.54 \text{ m}$. Oscilațiile de tangaj sunt insesizabile la frecvențe foarte mici și până la aproximativ 10 Hz, dacă testele de confort sunt realizate în domeniul de viteze cuprins între 80 - 120 km/h.

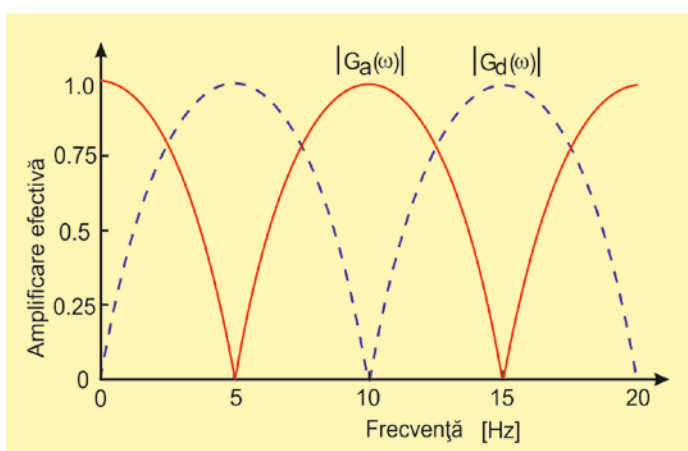


Fig. 1.11 Dependența de frecvență a perturbațiilor

Caracteristicile oscilațiilor măsurate la nivelul habitaculului autovehiculului sunt, independent de efectele de interferență analizate, considerate etalon pentru confortul oferit de oscilațiile verticale și de tangaj, respectiv eficiența performanței conlucrării mecanismelor analizate, adică direcție-suspensie-rolare.

Contrar proprietăților de transfer presupuse de modelul simplu de dinamică verticală figura 1.1, variația vitezei generează amplificări și modificări însemnate ale claselor de frecvențe ale oscilațiilor efective pentru perturbațiile induse.

Frecvențele proprii ale mișcării suprastructurii și roții se situează în aceleași intervale de frecvență. Astfel minimul caracteristic, aproximativ 5 Hz, nu poate fi sincronizat cu amortizările obișnuite constructive, dar este în concordanță cu interferența de amplitudine din domeniul caracteristic confortului pentru gama de viteze la care se desfășoară încercările experimentale.

Metoda interferenței de excitații oferă în același timp posibilitatea cercetării quasi selective ale claselor de frecvență care prezintă importanță, determinând totodată viteza de deplasare potrivită încercărilor experimentale care face obiectul activității de testare.

1.4 Centrul și axa de ruliu

În conformitate cu standardul ISO 8855 (DIN 70000), centrul de ruliu al caroseriei este situat în planul vertical longitudinal de simetrie al autoturismului la nivelul fiecărei punți, iar dacă forțele transversale sunt exercitate la nivelul elementelor elastice ale suspensiei, caroseria nu mai descrie unghiuri cinematice de ruliu [53, 60, 71, 75].

Centrul de ruliu este punctul din centrul vehiculului (vedere frontală) și în planul punții (vedere laterală) în jurul căruia se rotește masa suspendată la acțiunea forțelor transversale, și totodată la acest nivel forța de reacțiune este transferată de la punți la caroserie. Cunoscând caracteristica de modificare a poziției de așezare a unei roți, centrul de ruliu al caroseriei este punctul

R_u , situat în planul longitudinal al vehiculului a cărui normală intersectează tangenta AB la curba de modificare a poziției de așezare a roții în centrul de contact a acesteia, figura 1.12. Înălțimea centrului de ruliu $h_{R_u,f}$ pentru puntea din față sau $h_{R_u,s}$ pentru puntea spate poate fi determinată în acest mod folosind mărimile Δs și Δb în raport cu tangenta și luând în considerare toate elasticitățile din sistem, astfel:

$$h_{R_u,f,s} = \frac{\Delta b}{\Delta s} \cdot \frac{b_{f,s}}{4}; \quad \frac{\Delta b}{\Delta s} = \frac{h_{R_u,f,s}}{0.5 \cdot b_{f,s}} = \tan \alpha, \quad (1.23)$$

iar înălțimea centrului de ruliu față de roată va fi:

$$\begin{aligned} \text{- pentru puntea față: } h_{R_u,f} &= \frac{\Delta b}{\Delta s} \cdot \frac{b_f}{2} \\ \text{- pentru puntea spate: } h_{R_u,s} &= \frac{\Delta b}{\Delta s} \cdot \frac{b_s}{2} \end{aligned} \quad (1.24)$$

Diagrama din figura 1.13 prezintă modificarea poziției de așezare a unei roți motoare la un autoturism. Observăm că în cazul punții motoare centrul de ruliu se află la un nivel mai scăzut. Modificarea convergenței datorată mișcării verticale a roții indică un efect de ruliu la nivelul punții spate, în timpul curbei, care tinde să subvireze vehiculul. Cu cât poziția centrului de ruliu este mai scăzută cu atât se reduce transferul dinamic la nivelul benzii de rulare a pneului, permițând autovehiculului un comportament subvirator mai accentuat.

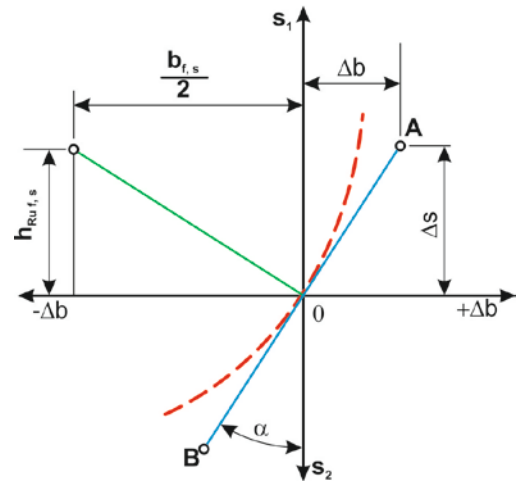


Fig. 1.12 Înălțimea centrului de ruliu $h_{R_{u,f,s}}$

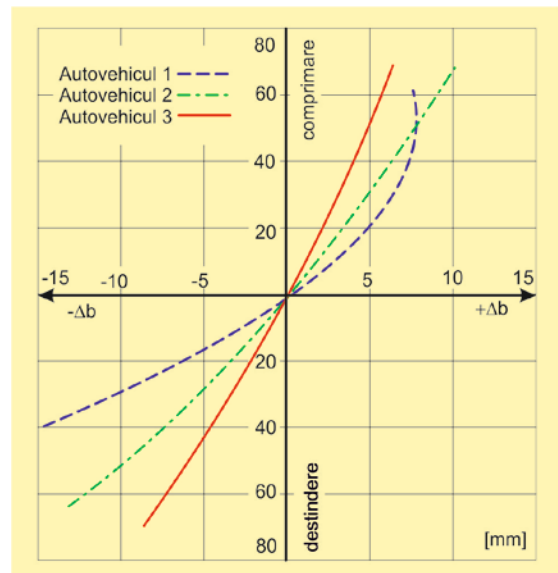


Fig. 1.13 Variația ecartamentului

Mărima ecartamentului crește odată cu creșterea sarcinii pe punte și cu atât mai înclinată devine normala la tangentă, rezultând o poziție mai înaltă a centrului de ruliu față de sol, figura 1.14. Totuși, în cazul unor variații reduse ale ecartamentului, R_u este localizat foarte puțin deasupra solului sau chiar pe sol dacă tangenta AB este verticală. Modificarea simultană a poziției verticale la ambele roți, permite ca înălțimea centrului de ruliu să se determine în același mod, dar se ia în considerare doar jumătate din variație $\Delta b/2$.

Ecuția are forma:

$$h_{R_u, f, s} = \frac{\Delta b}{\Delta s} \cdot \frac{b_{f, s}}{4} \quad (1.25)$$

Tangentele duse la partea superioară a curbilor de variație a roților, figura 1.12, sunt totdeauna verticale atunci când suspensia se comprimă sub sarcină, rezultând o scădere a poziției centrului de ruliu, ceea ce caracterizează în general suspensia de tip McPherson. În cazul suspensiei cu două brațe înălțimea punctului R_u se modifică mai puțin funcție de sarcină ceea ce se întâmplă și în cazul punților din spate, figura 1.15. Datorită deplasărilor verticale diferite ale roților, centrul de ruliu nu se va mai regăsi în planul median longitudinal al autovehiculului.

1.4.1 Axa de ruliu

Poziția centrului de ruliu la nivelul punții față respectiv spate și linia ce unește aceste două puncte, numită axa de ruliu CC , figura 1.16, are un rol important în ceea ce privește ținuta de drum a autovehiculului în general și maniabilitate în special [53, 60, 71]. Înălțimea centrului de ruliu la nivelul punților determină diferențele de sarcină pe fiecare roată a fiecărei punți și de aici proprietățile de virare ale autovehiculului, ținând seama de caracteristicile anvelopelor, dar și

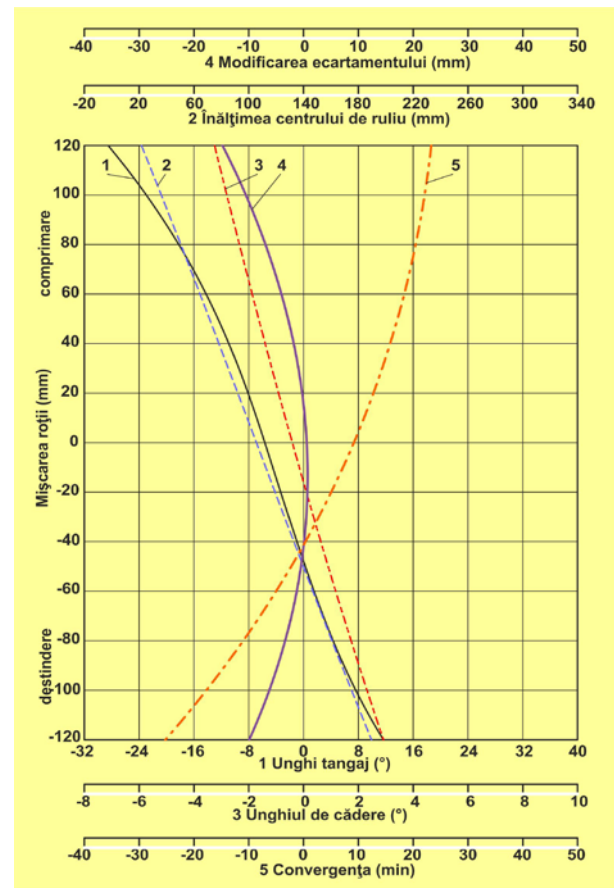


Fig. 1.14 Cinematica semipunții spate

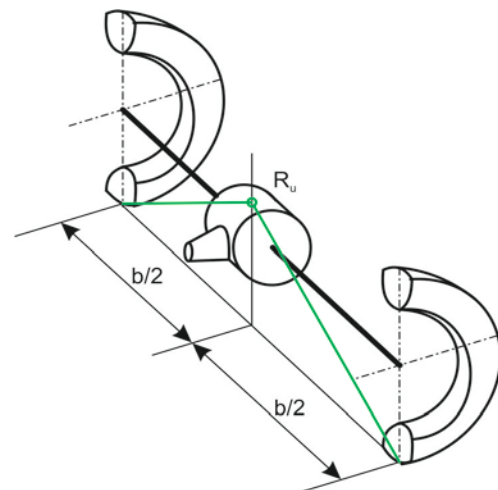


Fig. 1.15 Centrul de ruliu dispus median și în planul punții

de caracteristicile suspensiei care sunt deosebit de importante în ceea ce privește confortul în cazul modificării sarcinii. Poziția centrului de ruliu depinde de așezarea spațială a articulațiilor mecanismului de suspendare a roții, adică centrul de ruliu se va afla în planul vertical de simetrie al vehiculului doar în cazul în care mișcările roților sunt identice atât pe orizontală cât și pe verticală, în caz contrar, la viraje obținem un efect nedorit la nivelul direcției. Dacă centrul de ruliu coboară, odată cu mișcările simetrice ale roților se reduce acest efect negativ. Modificarea înălțimii centrului de ruliu în timpul dezbaterii suspensiei reprezintă un compromis între bracarea indusă, care nu este critică pentru comportamentul dinamic al autovehiculului și rigiditatea suspensiei; variația unghiului de cădere; forțele de rezistență la nivelul caroseriei sau poziția axei de ruliu.

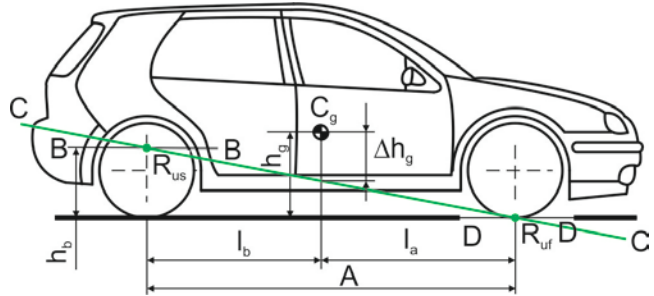


Fig. 1.16 Poziția centrului de ruliu la cele două punți

Axa de ruliu trebuie să fie ușor mai înălțată înspre puntea spate pentru a putea reduce posibilitatea derapării autovehiculului. Înălțimea centrului de ruliu h_{Ru} în cazul unui autovehicul cu suspensii independente este cuprinsă între:

$$h_{Ruf} = 30 - 100 \text{ mm pentru față; și } h_{Rus} = 60 - 130 \text{ mm pentru spate.}$$

Dacă autovehiculul are punte rigidă, caroseria manifestă un comportament anti-ruliu mai redus. Pentru a contracara acest efect se recomandă ca centrul de ruliu al punții spate să fie mai ridicat, figura 1.16.

Segmentele BB și DD reprezintă axele de ruliu ale caroseriei la nivelul punților, care în general sunt paralele cu solul. Poziția lor depinde de așezarea spațială a brațelor pentru fixarea punții. Caroseria are o mișcare de ruliu în jurul axelor BB și DD sub influența forțelor transversale. Dreapta care unește centrul de ruliu al fiecărei punți reprezintă axa teoretică de ruliu CC . Diferența Δh_g este distanța dintre axa de ruliu și centrul de masă C_g al autoturismului. Dacă autoturismul are ambele punți rigide, poziția axei teoretice este cea mai avantajoasă. Axa de ruliu în cazul suspensiei independente trebuie să fie înclinată cu un unghi foarte mic.

1.4.2 Centrul de ruliu în cazul suspensiilor independente

Înălțimea p a centrului instantaneu de rotație P determină poziția centrului de ruliu al caroseriei R_u , figura 1.17. Dacă P este situat deasupra solului atunci și R_u va fi deasupra solului. După cum se vede în figura 1.12 tangenta dusă în punctul de zero al curbei de modificare a ecartamentului variază cu unghiul α față de verticală. Cu toate acestea variația ecartamentului depinde de mărimea distanței q , dintre centrul instantaneu de rotație P și centrul petei de contact

al anvelopei cu solul W , figura 1.17. Cu cât distanța q este mai mare, cu atât curba de variație a ecartamentului este mai puțin pronunțată [53, 71]. În continuare sunt redată unele modalități pentru determinarea în mod grafic a înălțimii h_{Ru} și a distanței p . Distanța q va fi:

$$q = \frac{p \cdot b_{f,s}}{2 \cdot h_{Ru}} \quad (1.26)$$

În cazul suspensiei cu două brațe este importantă doar poziția brațelor prin unghiurile α și β , figura 1.17. Prelungirea segmentelor ce reprezintă cele două brațe se intersectează în centrul instantaneu de rotație P la înălțimea p față de sol. Intersecția dreptei ce unește punctele P și W cu planul de simetrie longitudinală al caroseriei ne dă centrul de ruliu R_u . Dacă brațele mecanismului de suspensie sunt paralele, P este situat la ∞ , se va trasa prin punctul W o linie paralelă cu brațele, figura 1.18. Dacă centrul instantaneu de rotație este situat la o distanță apreciabilă față de punctul W se recomandă ca mărimea p și h_{Ru} să fie determinate folosind datele din figura 1.17. La axa de rotație a

fuzetei (axa pivotului) care este înclinată, în vederea din lateral trebuie determinate punctele E_1 și G_1 , figura 1.19. Intersecția dintre prelungirea segmentelor E_1E_2 și G_1G_2 formează centrul instantaneu de rotație P , iar segmentul ce unește acest punct cu centrul petei de contact a anvelopei intersectat cu planul longitudinal de simetrie, determină centrul de ruliu. La construcția suspensiei cu element elastic lamelar și un singur punct de fixare median la partea superioară, figura 1.20, brațul cinematic L_3 este important pentru a determina

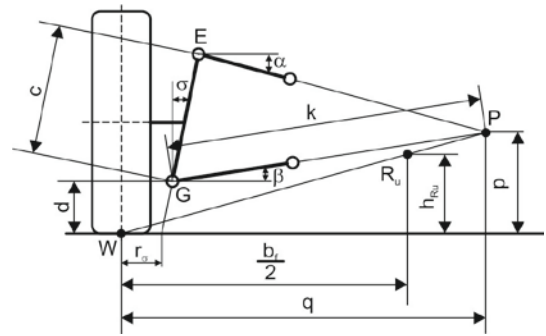


Fig. 1.17 Determinarea prin metoda grafică a mărimii h_{Ru} și p în cazul suspensiei cu două brațe și multibraț

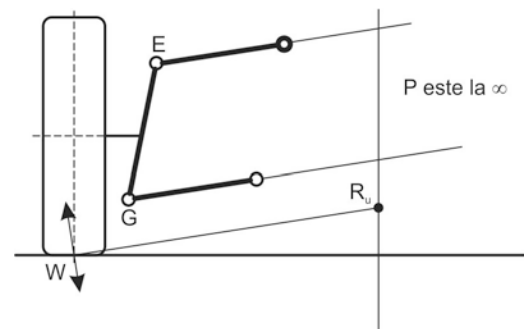


Fig. 1.18 Determinarea centrului de ruliu în cazul suspensiei cu două brațe paralele

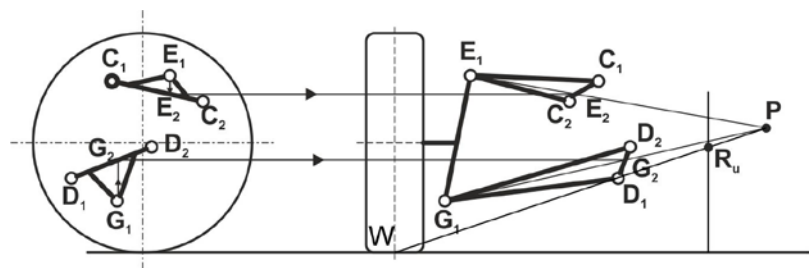


Fig. 1.19 Determinarea centrului virtual de rotație

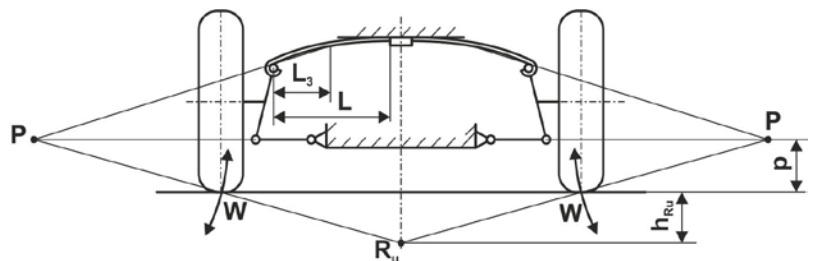


Fig. 1.20 Determinarea punctului R_u și P în cazul suspensiei cu element elastic lamelar transversal fixat central

centrul de ruliu al caroseriei, iar în cazul în care elementul elastic este prins în două puncte și este dispus la partea inferioară a punții avem nevoie de segmentul L_2 , figura 1.21.

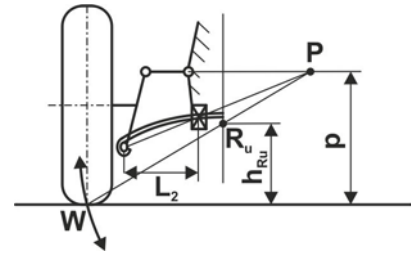


Fig. 1.21 Determinarea punctelor R_u , P în cazul unui element elastic lamelar transversal fixat în două puncte

În cazul suspensiei de tip McPherson, trebuie dusă o dreaptă perpendiculară la axa de simetrie al amortizorului, în tija pistonului, la capătul dinspre prinderea de caroserie și mai avem nevoie de prelungirea segmentului ce definește brațul inferior. Intersecția acestor două segmente de dreaptă formează centrul instantaneu de rotație P , figura 1.22. Din figură se mai poate observa că în cazul în care ecartamentul este mai mare centrul de ruliu va fi localizat la o înălțime mai mare de sol. În această situație este necesar un unghi de înclinare negativă a pivotului pentru a compensa acest lucru. În figura 1.23 se observă că segmentul EP , care este perpendicular pe tija amortizorului, și h_{Ru} care nu depinde de

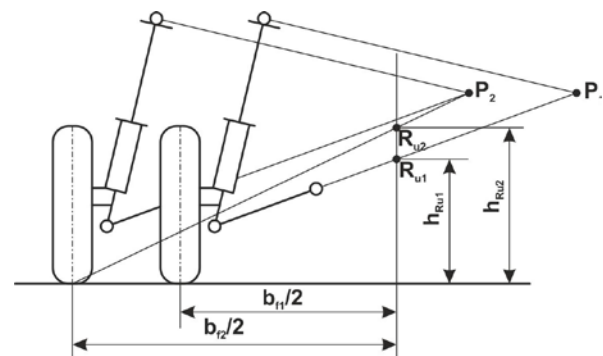


Fig. 1.22 Dispunerea centrului de ruliu în raport cu ecartamentul

lungimea brațului inferior, pot influența proprietățile cinematice. Dacă brațul inferior este orizontal se recomandă determinarea înălțimii h_{Ru} și a lui p prin calcul, deoarece prin metoda

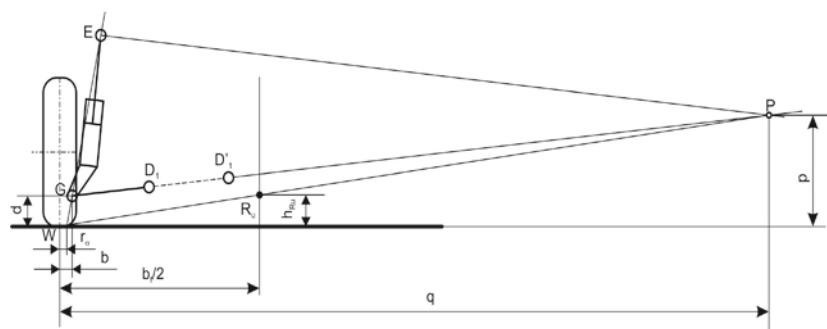


Fig. 1.23 Dispunerea segmentului EP respectiv h_{Ru}

grafică centrul instantaneu de rotație va fi situat la o distanță foarte mare. Cu cât axa pivotului imaginar este mai verticală și brațul inferior GD_1 mai orizontal, cu atât centrul de ruliu R_u va fi mai aproape de sol. În condițiile date se formează un unghi de cădere necorespunzător în timpul comprimării suspensiei. Prolungind brațul inferior, de la D_1 la D'_1 , se îmbunătățesc caracteristicile cinematice. Pentru obținerea unui anumit unghi de înclinare transversală a pivotului, punctul G poate fi traslatat înspre interiorul jantei roții, rezultând un braț de rulare r_σ mai mic pentru reacțiunea verticală F_Z . Cu cât brațul de rulare r_σ este mai mic cu atât forțele de frecare dintre pistonul și cilindrul amortizorului sunt mai mici decât forțele din cuplajele de legătură D , E și G . Un braț cu o lungime mai mare reprezintă o constrângere în modificarea ecartamentului. Brațul r_σ se calculează cu relația: $r_\sigma = b_f - d \cdot \tan \sigma$ (1.27)

Metoda de calcul este prezentată în figura 1.17. În cazul mecanismului McPherson, înălțimea centrului de ruliu poate fi influențată prin plasarea brațului inferior la un anumit unghi și poate fi limitată prin modificarea unghiului σ , figura 1.24, soluție ce dezavantajează acest tip de suspensie.

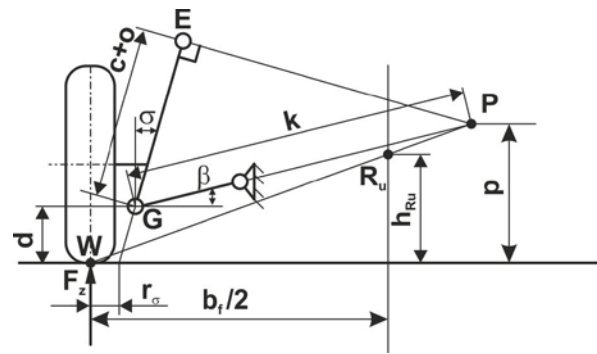


Fig. 1.24 Calcularea dimensiunilor h_{Ru} și p la un mecanism standard McPherson

Pentru o suspensie cu braț superior de ghidare longitudinal, figura 1.25, direcția de mișcare a punctului E este importantă în determinarea centrului de ruliu. Astfel, la stabilirea punctelor de interes P și R_u se trasează o paralelă la

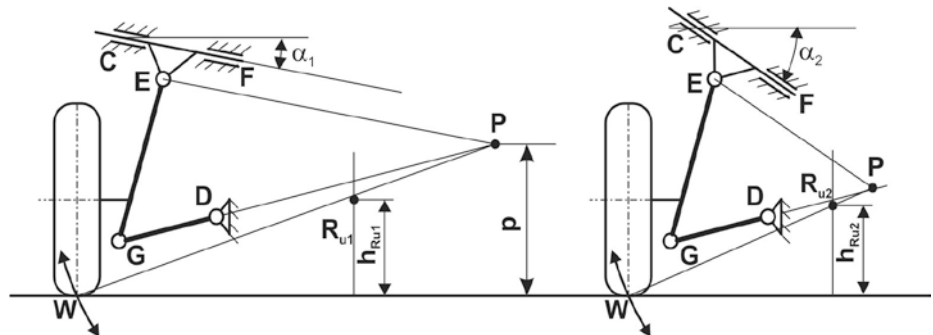


Fig. 1.25 Cazul suspensiei cu braț transversal-longitudinal

CF prin E după care se prelungeste elementul GD până la intersecția celor două drepte, determinând punctul P . Dreapta rezultată din unirea punctului P cu centrul petei de contact W și intersecția acesteia cu planul longitudinal de simetrie al autovehiculului determină centrul de ruliu al punții R_u . Cu cât unghiul α este mai mare, cu atât punctul P este mai aproape de centrul punții, iar înălțimea centrului de ruliu se reduce. În cazul brațului longitudinal este posibil să mărim unghiul axei CF rezultând astfel o coborâre a punctului R_u . În același timp centrul virtual de rotație se aproprie de roată oferind avantajul că prin comprimarea suspensiei rezultă un unghi de cădere negativ [53, 71]. Poziția centrului de ruliu față de roată $h_{Ru,f}$ determinată cu ajutorul figurii 1.17 și 1.25 este doar pentru cazul articulațiilor elastice. Elasticitatea elementelor din cauciuc modifică numai într-o mică măsură înălțimea. Studiile arată că în cazul unor unghiuri de ruliu mai mari de trei grade poziția centrului de ruliu Δh_g se modifică cu până la $\pm 10 \text{ mm}$, dar există și unele încercări experimentale care evidențiază abateri de 20 mm [60 75].

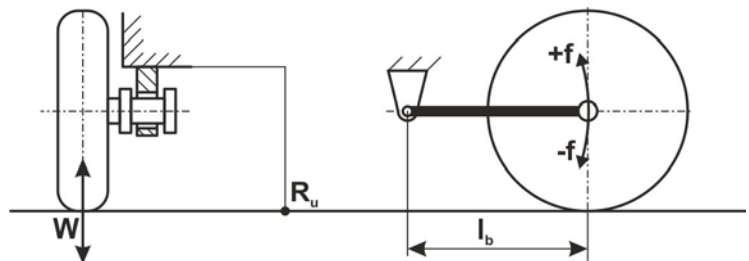


Fig. 1.26 Suspensie cu braț longitudinal

Spre deosebire de suspensia față independentă, în cazul punții spate există uneori doar un singur braț longitudinal pe fiecare parte. Astfel, pe lângă poziția centrului virtual de rotație mai trebuie cunoscut și modul de mișcare a roții. Dacă axa de rotație este orizontală, centrul de ruliu se află la nivelul solului iar P

este la ∞ , atunci mărimea f depinde de mărimea brațului longitudinal l_b , situație în care roata se mișcă numai în plan vertical, figura 1.26. Dacă axa de rotație este înclinată, caz în care sunt două brațe longitudinale, figura 1.27, R_u se deplasează deasupra nivelului solului, iar dacă axa este înclinată în cealaltă parte centrul R_u este sub nivelul solului, dar în ambele cazuri

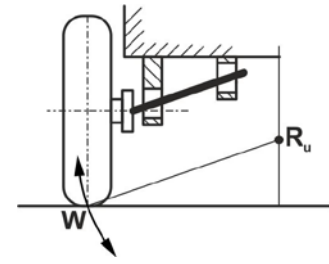


Fig. 1.27 Suspensia roții cu două brațe longitudinale

punctul P este la ∞ . În cazul punții rigide cu o singură articulație centrală, brațul pivotant este fixat mobil la centrul vehiculului, axa de rotație are punctul de aplicație în același centru al vehiculului, fiind atât punct de pivotare, cât și centru de rulare R_u ,

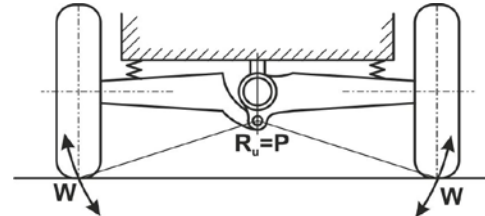


Fig. 1.28 Punte rigidă articulată median cu două brațe, unde punctul P este lângă

diferențial dar R_u este la o înălțime mai mare. În cazul punții cu mai multe brațe articulate, un rol important îl are mișcarea spațială a axei EG fig. 1.29.

Dacă autovehiculul este încărcat punctele E și G se află la o înălțime mai mică față de sol, astfel că și h_{R_u} , respectiv p sunt mai mici. La suspensia cu brațe multiple, poziția centrului virtual de rotație P și a centrului de rulare R_u sunt determinate de mărimea brațului de rulare r_o , respectiv de unghiurile α și β .

La determinarea înălțimii h_{R_u} , în vederea de sus, figura 1.29 poziția a , se trasează, ținând cont de unghiul α , prelungirea brațului EG până ce se intersectează axa de simetrie a punții. Punctul astfel obținut P_1 se transpune în vederea din spate a autovehiculului, figura 1.29 poziția b . Intersecția cu prelungirea brațului suspensiei ne dă punctul

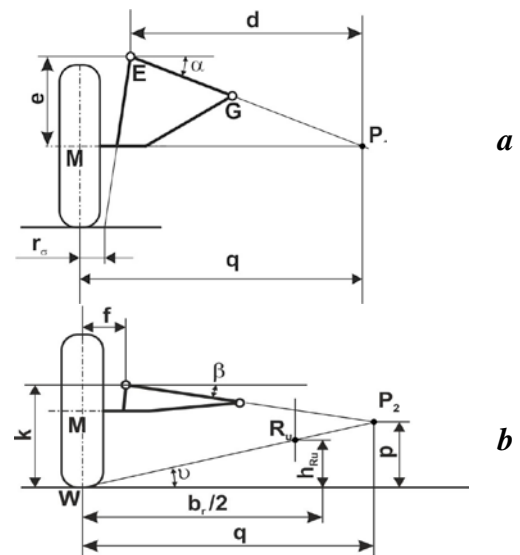


Fig. 1.29 Suspensia multi-braț

P_2 . Se trasează segmentul P_2W iar intersecția cu planul longitudinal de simetrie al autovehiculului rezultă centrul de rulare R_u . În cazul în care unghiurile α și β sunt mici este mai indicat să se calculeze h_{R_u} și p în funcție de dimensiunile elementelor specificate de constructor.

1.4.3 Centrul de rulare la suspensia cu bare de torsiune

În acest caz centrul de rulare se află la nivelul lagărelor de sprijin O ale elementelor elastice de torsiune, puncte în care se anulează forțele laterale, figura 1.30. Pe de altă parte, cinematica centrului de rulare influențează unghiul de cădere și convergență [53, 60, 71]. În cazul mecanismelor cu bare de torsiune, forțele laterale sunt preluate de cele două brațe longitudinale.

Înălțimea punctului de articulație O determină înălțimea centrului de ruliu. Poziția punctului O depinde de lungimea brațului l_b și unghiul χ pe care îl face cu orizontala. Determinare înălțimii centrului de ruliu h_{Rus} în jurul căruia caroseria se înclină datorită influenței forțelor centrifuge care acționează asupra centrului de masă al autovehiculului în cazul suspensiei cu bare de torsiune este prezentată în figura 1.31. Datorită brațelor longitudinale de torsiune ale suspensiei, mișcarea roții în timpul virării este identică cu a mecanismului de suspensie multibraț, în jurul liniei ce unește O_{ss} cu O_{sd} și centrul în SM .

Centrul virtual de rotație P se află la intersecția axei de simetrie a punții cu prelungirea segmentului ce unește punctul O și trece prin centrul SM aflat la mijlocul barei de torsiune, figura 1.31 poziția *a*. Acest centru se transpune în vederea din spate, poziția *b*, până la nivelul aceleiași axe de simetrie. Punctele P astfel obținute se unesc cu centrul petei de contact al roții opuse W_{sd} , iar intersecția segmentelor PW_{sd} coincide cu intersecția planului longitudinal de simetrie a autovehiculului, definind astfel centrul de ruliu R_u .

Poziția centrului SM influențează variația unghiului de cădere și a unghiului de fugă, în timpul dezbaterii suspensiei, prin raportul dintre dimensiunea arcului și a amortizorului.

1.4.4 Centrul de ruliu la puntea rigidă

În cazul punților rigide, forțele laterale sunt preluate de cel mult două puncte. Centrul de ruliu al caroseriei poate fi determinat doar în unele situații, folosind teoria lanțurilor cinematice [53, 60]. Dacă puntea rigidă este fixată la caroserie prin elemente elastice lamelare, forța laterală se concentrează la nivelul foii principale iar centrul de ruliu R_u se află la mijlocul dintre foile principale, figura 1.32, indiferent de soluția de montare a arcului, deasupra sau sub punte [71, 75].

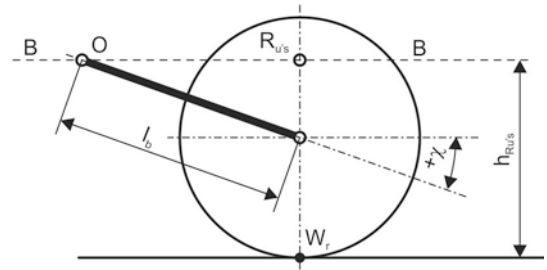


Fig. 1.30 Dispunerea centrului de ruliu pe verticală

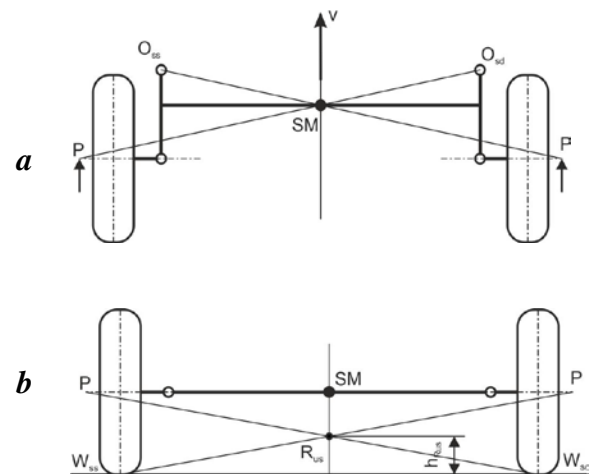


Fig. 1.31 Determinarea centrului de ruliu la suspensia cu bare de torsiune

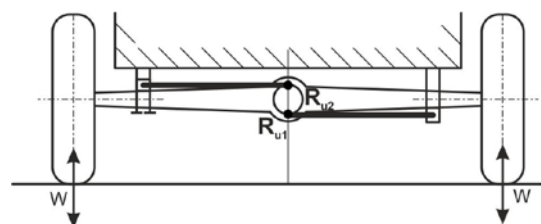


Fig. 1.32 Montarea elementului elastic lamelar pe și sub punte

Sub sarcină, pentru a-l menține la un nivel acceptabil de aplatizare, arcul este montat la partea inferioară a punții, în cazul autoturismelor și pe punte, în cazul utilităților. Montarea arcului deasupra punții oferă avantajul că bridele de fixare nu sunt supuse unor solicitări suplimentare.

În cazul în care forțele laterale sunt preluate de o bară tip Panhard, centrul de ruliu al caroseriei va fi localizat la intersecția dintre această bară cu planul longitudinal de simetrie al autovehiculului și nu la mijlocul barei, figura 1.33. La viraje, poziția barei se modifică și odată cu aceasta poziția centrului R_u . În cazul în care puntea rigidă are atașate la caroserie două brațe ce sunt legate între ele printr-o articulație care preia forțele laterale, fiind denumită *legătură Watt* și se opune oscilației laterale a punții, figura 1.34. Comprimarea și destinderea suspensiei obligă levierul de legătură să se rotească în jurul propriei articulații de prindere ce se află fixată pe punte, care devine astfel centrul de ruliu.

Perechea de leviere Watt și bara Panhard pot fi înlocuite cu un braț tip Δ , care va transfera forțele longitudinale și transversale spre caroserie, figura 1.35. Spre deosebire de soluția constructivă cu bara Panhard, centrul de ruliu R_u este fix și nu variază ca poziție funcție de sarcină.

Urmare a brațului de tip Δ este soluția constructivă cu două brațe

longitudinale de suspensie dispuse sub un unghi ξ unul față de celălalt, care pot prelua și forțele laterale, figura 1.36. Intersecția prelungirii acestor brațe, poziția *a*, determină centrul virtual de rotație P_1 care este translatat în vederea laterală, poziția *b*. Dacă brațele inferioare sunt paralele

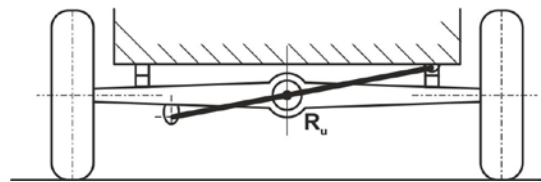


Fig. 1.33 Soluția cu bară Panhard pentru preluarea forțelor laterale

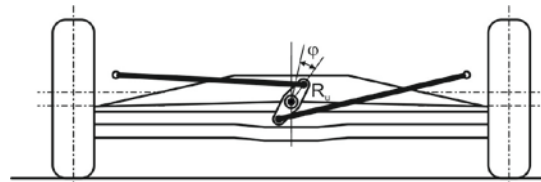


Fig. 1.34 Legătura Watt la puntea spate a unui autoturism

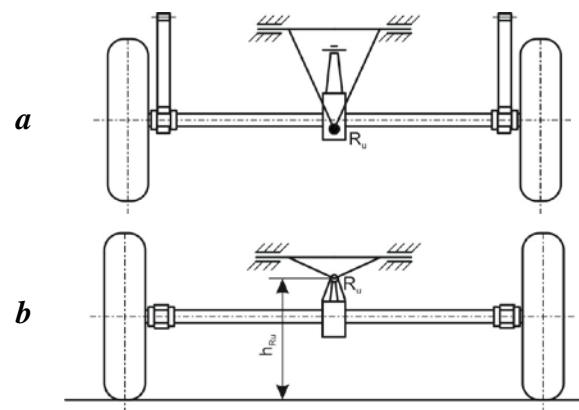


Fig. 1.35 Punte rigidă cu braț longitudinal de tip Δ
a - vedere de sus, b - vedere din spate

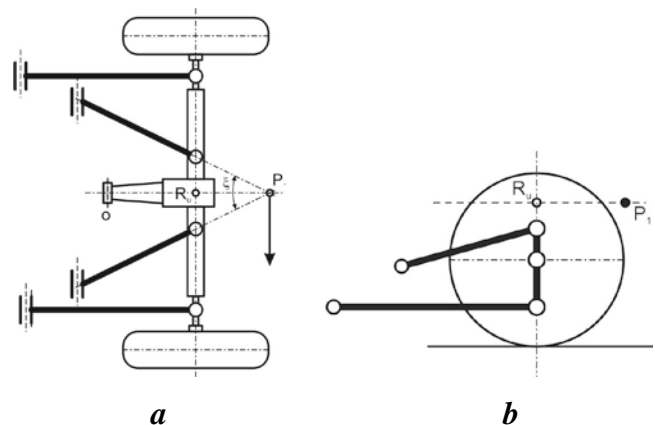


Fig. 1.36 Punte rigidă cu două brațe longitudinale dispuse sub un unghi
a - vedere de sus, b - vedere din lateral

se trasează prin P_I o linie paralelă cu aceste brațe iar intersecția cu planul transversal de simetrie al punții ne dă centrul de ruliu R_{us} , poziția b .

Dacă brațele superioare sunt paralele atunci punctul P_I va fi la ∞ .

Spre deosebire de punțile rigide cu două brațe longitudinale dispuse sub un unghi, în cazul construcțiilor cu trei puncte de sprijin, numite și pivotante în direcție longitudinală, forțele laterale sunt preluate de legătura frontală O_r și suportii laterali, figura 1.37.

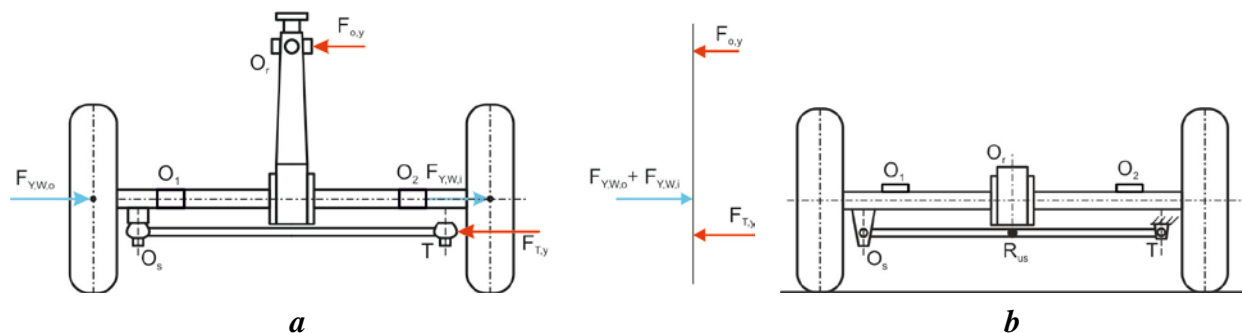


Fig. 1.37 Punte rigidă cu trei puncte de sprijin
a - vedere de sus, b - vedere din spate

Centrul de ruliu al caroseriei este la aceeași înălțime cu cele trei puncte de sprijin ale punții la caroserie. Dacă în locul celor doi suporti se montează o bară Panhard, forțele sunt preluate la nivelul punctului O_s . În vederea de sus se observă forțele de reacție $F_{o,y}$ și $F_{T,y}$. Forțele laterale $F_{y,w,e}$ și $F_{y,w,i}$ sunt transmise de la punte la caroserie prin intermediul trompelor punții și a barei Panhard. Centrul de ruliu al punții R_{us} se află pe linia ce unește punctele T și O_s din vederea de sus. Dacă bara Panhard este poziționată sub un anumit unghi față de orizontală trebuie calculată înălțimea punctului pe axa mediană în vederea din spate și apoi în vederea de sus.

1.5 Elemente de cinematica roților directoare

Optimizarea corelării funcționării sistemelor de suspensie și de direcție, în vederea creșterii stabilității și maniabilității autoturismului, presupune un proces de modelare-simulare complex și încercări experimentale riguroase [26, 38, 43, 68]. Pentru aceasta prin modelarea cinematică, dinamică și matematică a sistemului roată-suspensie-direcție s-a urmărit punerea la punct a unui model analitic amplu, care să asigure simularea comportării autoturismului atât la deplasarea rectilinie cât mai ales în curbe. Astfel, trebuie cunoscuți parametri mișcării autoturismului în special la intrarea și ieșirea din viraje [54, 60].

Analiza în detaliu a comportării autoturismului la deplasarea rectilinie și curbilinie este posibilă pe modele dinamice complexe cu un număr mare de grade de libertate. La aceste modele masele suspendate și nesuspendate ale autoturismului sunt supuse acțiunii factorilor perturbatori prin intermediul elementelor elastice (arcuri, pneuri) și de amortizare [28, 39]. La deplasarea în

linie dreaptă perturbațiile externe, care acționează asupra autoturismului, provin în primul rând din partea drumului. La deplasarea în viraje peste excitațiile provocate de drum se manifestă într-o măsură mai mare și perturbațiile determinate de geometria de așezare a roților directoare. Acest lucru este mai evident la varianta nouă de conectare a barei stabilizatoare cu bielete direcție. Varianta nouă de amplasare și conectare a barei stabilizatoare s-a conceput, proiectat și realizat în vederea sporirii eficienței acțiunii de redresare a roților directoare, la intrarea și ieșirea din curbă a autoturismului [39, 46, 73]. Ținând seama de obiectivele stabilizării mișcării autoturismului la intrarea și ieșirea din viraj, se consideră că modelul dinamic echivalent respectiv autoturismul este supus acțiunii factorilor perturbatori determinați de geometria de așezare a roților directoare, suspensia fiind independentă, când deplasarea se realizează pe șosea orizontală, netedă, uscată, în perfectă stare. În urma acțiunii acestor excitații masele suspendate și nesuspendate ale autoturismului sunt supuse unor mișcări de translație și rotație, având componente după cele trei axe ortogonale, și originea în centrul de masă. Schimbarea poziției barei stabilizatoare din față nu modifică unghiurile de înclinare ale pivoților și fuzetelor [27, 42].

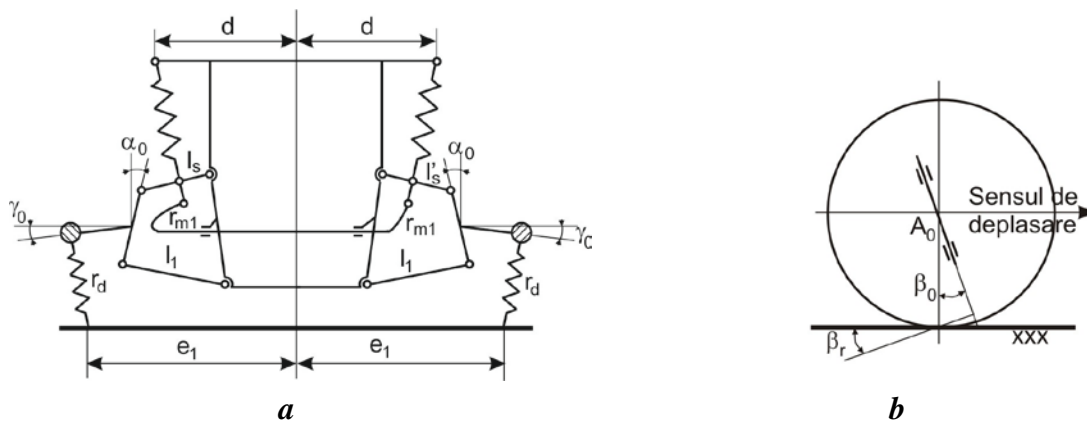


Fig. 1.38 Schema cinematică a soluției constructive clasice-de serie
a - vedere din spate, b - vedere din lateral

Atât la soluția clasică, figura 1.38 poziția a și b, cât și la cea modificată, figura 1.39 poziția a, b și c, pivotul fuzetei are unghiul de înclinare longitudinală β_0 și transversală α_0 , iar planul longitudinal de simetrie al roții este înclinat cu unghiul de cădere γ_0 și convergență δ_0 . Așa cum este cunoscut, la deplasarea rectilinie a autoturismului aceste unghiuri asigură stabilitatea mișcării fără să producă perturbații mari în funcționare. La deplasarea în curbă, în special la intrarea și ieșirea din curbă, ca urmare a unghiurilor α_0 și β_0 se produc deplasări pe verticală ale fuzetelor și pivoților, roților directoare.

Aceste deplasări nu sunt condiționate de poziția barei stabilizatoare a punții din față, dar ele se transmit maselor nesuspendate și suspendate ale autoturismului, prin intermediul pneurilor și arcurilor [38, 68]. Ca urmare în elementele suspensiei iau naștere forțe dinamice elastice și de amortizare, care depind de mărimea deplasării.

La bracarea roții din exteriorul virajului cu unghiul θ_e ridicarea pivotului împreună cu fuzeta și roata este:

$$p_e = \rho_c (1 - \cos \theta_e) \sin \alpha_0 - \rho_c \sin \theta_e \sin \beta_0 \quad (1.28)$$

bracarea roții din interiorul virajului, cu unghiul θ_i generează deplasarea verticală:

$$p_i = \rho_c (1 - \cos \theta_i) \sin \alpha_0 + \rho_c \sin \theta_i \sin \beta_0 \quad (1.29)$$

Dependența unghiurilor de bracare θ_e și θ_i de raza medie de virare a autoturismului este:

$$\theta_e = \arctg \frac{A}{R + \frac{B}{2}} \quad \text{și} \quad \theta_i = \arctg \frac{A}{R - \frac{B}{2}} \quad (1.30)$$

iar raza ρ_c a cercului descris de punctul de contact al roții cu suprafața solului este:

$$\rho_c = \sqrt{f_1^2 + r^2} \cos(\alpha_0 + \gamma_0 + \sigma_0) \quad (1.31)$$

Ridicările p_e și p_i depind de unghiurile de bracare ale roților, care la rândul lor depind de timp și implicit de viteza unghiulară de viraj a autoturismului la intrarea și ieșirea din viraj. Se consideră, pentru simplificarea calculelor, că autoturismul în timpul virajului descrie un arc de cerc. Având în vedere că unghiul mediu de bracare al roților autoturismului este dat de relația:

$$\theta = \arctg \frac{A}{R} \quad \text{rezultă că raza medie de viraj este: } R = A / \tg \theta \quad (1.32)$$

Pentru simularea comportării autoturismului la intrarea θ_{ci} și ieșirea θ_{co} din curbă unghiul θ se consideră dat de relațiile:

$$\theta = \theta_{ci} = \theta_{\max} \cdot \frac{t}{t_1} \quad \text{pt intrare și pentru ieșire } \theta = \theta_{co} = \theta_{\max} \cdot \frac{t_3 - t}{t_3 - t_2} \quad (1.33)$$

unde: θ_{\max} este unghiul mediu maxim de bracare al roților autoturismului, pentru un arc de cerc impus; t_1 este intervalul de timp în care unghiul mediu de bracare al roților autoturismului crește de la 0 la θ_{\max} , se consideră că volanul se rotește cu viteză unghiulară constantă; $(t_2 - t_1)$ este intervalul de timp în care autoturismul se deplasează în viraj; t_2 este momentul începerii ieșirii autoturismului din viraj; t_3 este momentul încheierii ieșirii autoturismului din viraj; $(t_3 - t_2)$ este durata ieșirii autoturismului din viraj, viteza unghiulară de rotire a volanului este constantă.

În cazul general de mișcare, intrarea și ieșirea din viraj a autoturismului se realizează cu viteza unghiulară variabilă. De asemenea, trebuie avut în vedere faptul că relațiile (1.30) sunt valabile numai când nu se ia în considerare elasticitatea laterală a pneurilor.

Relațiile (1.28) până la (1.34) pot fi utilizate pentru studiul ambelor variante de amplasare a barelor stabilizatoare. De acest lucru trebuie să se țină seama la scrierea ecuațiilor diferențiale de mișcare ale modelului dinamic echivalent autoturismului, respectiv ale maselor suspendate și nesuspendate ale autoturismului.

1.5.1 Cinematica sistemului de stabilizare îmbunătățit

Cuplarea capetelor barei de stabilizare prin bielete cu brațele cremalierii din caseta de direcție formează un mecanism spațial complex, care a fost conceput astfel încât să contribuie la

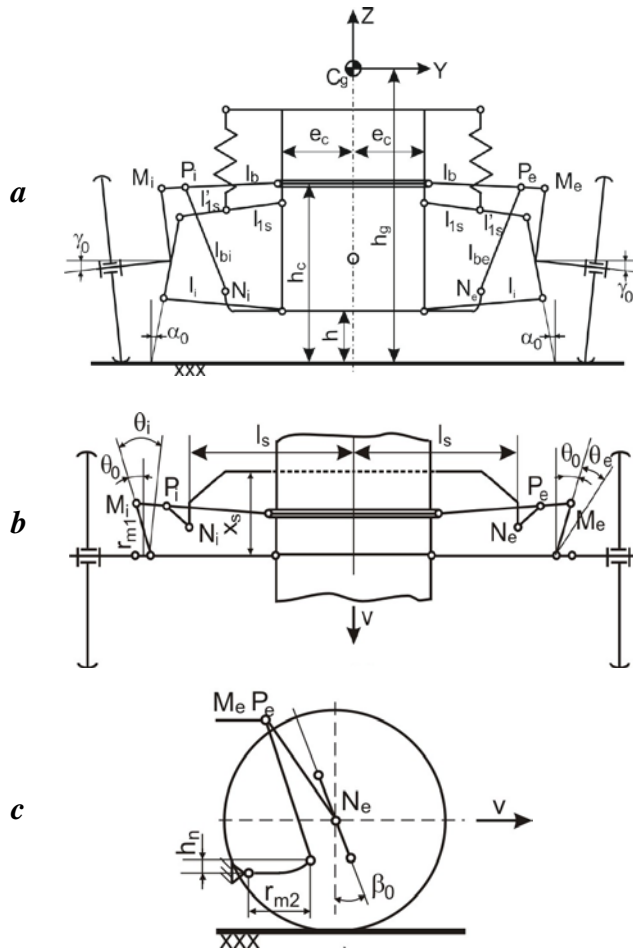


Fig. 1.39 Schema cinematică a soluției constructive mecanice
 a - vedere din față, b - vedere de sus,
 c - vedere din lateral

Aceste cercuri sunt cuprinse în două plane paralele între ele și paralele cu planul longitudinal de simetrie al autoturismului. Deoarece punctele P_i și P_e descriu, la bracara roților, traiectorii diferite rezultă că și punctele N_i și N_e vor parcurge arce de cerc de lungimi diferite și, ca urmare, bara stabilizatoare se va torsiona, realizând un moment elastic.

Acest moment determină apariția unor forțe de reacție, în punctele P_i și P_e , care limitează mișcarea de ruluu a masei suspendate frontale a autovehiculului. Prin aceasta se asigură revenirea rapidă a roților directoare în pozițiile corespunzătoare deplasării rectilinii a autoturismului și se reduc oscilațiile de ruluu ale caroseriei. Limitarea acestor oscilații este mai accentuată decât la soluția constructivă clasică, fapt explicabil prin diferența mai mare între spațiile parcurse de punctele P_i și P_e și cea realizată de punctele de prindere a bieletelor de elementele suspensiei la

îmbunătățirea stabilității autoturismului la intrarea și ieșirea din curbă [28, 51]. Schema cinematică a acestui sistem rezultă din figurile 1.39, poziția a, b și c.

La acest mecanism (sistem) se păstrează neschimbate unghiurile de înclinare a pivoților și fuzetelor. Noutatea constă în modificarea locului de amplasare a barei stabilizatoare, în forma ei constructivă și cele două bielete, notate cu P_iN_i bieleta corespunzătoare roții directoare din interiorul traiectoriei și P_eN_e bieleta roții din exteriorul curbei.

Analizând schema cinematică din figura 1.39 și ținând seama de mișcările posibile din sistem, se consideră că la deplasarea în curbă a autoturismului punctele P_i și P_e se deplasează pe suprafețe aproximativ sferice, iar punctele N_i și N_e descriu cercuri de rază r_{m2} cu centrele în axa geometrică a barei stabilizatoare.

autoturismul de serie. Pentru determinarea deplasărilor punctelor P_i , N_i , P_e și N_e și a deplasărilor unghiulare ψ_i , ψ_e a capătului barei stabilizatoare, interior respectiv exterior curbei. Determinarea coordonatei acestor puncte în raport cu centrul de masă al autoturismului au la baza schema de calcul din figura 1.39 și a celei din figura 1.40:

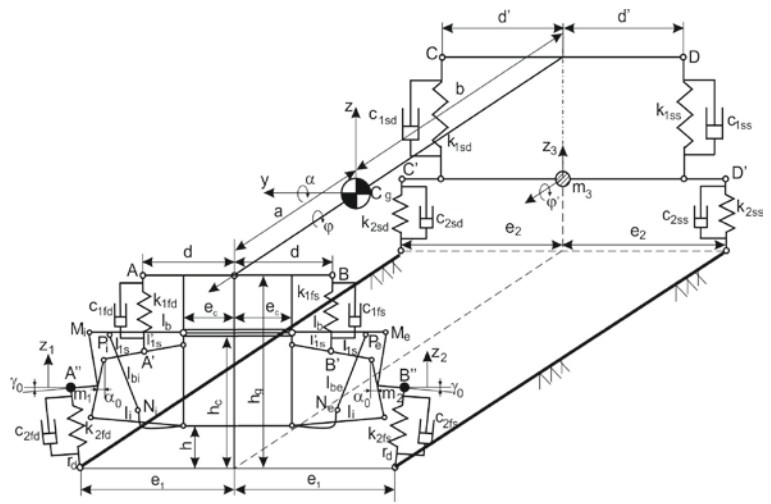


Fig. 1.40 Schema modelului soluției constructive mecanice

- coordonatele punctului P_i

$$\begin{aligned} x_{P_i} &= a - r_{m1} \cdot \cos(\theta_i - \theta_0); \\ y_{P_i} &= -(e_1 + l_{1s}) + r_{m1} \cdot \sin(\theta_i - \theta_0); \\ z_{P_i} &= -(h_g - h_c) - r_{m1} \cdot [1 - \cos(\theta_i - \theta_0)] \cdot \frac{l_{1s}}{l_b} \cdot \sin \beta_0 - r_{m1} \cdot \sin(\theta_i - \theta_0) \cdot \frac{l_{1s}}{l_b} \end{aligned} \quad (1.35)$$

- coordonatele punctului N_i

$$\begin{aligned} x_{N_i} &= a - x_s + r_{m2} \cdot \cos \psi_i; \\ y_{N_i} &= -l_s; \\ z_{N_i} &= -h_g + h + h_a + r_{m2} \cdot \sin \psi_i; \end{aligned} \quad (1.36)$$

- coordonatele punctului P_e

$$\begin{aligned} x_{P_e} &= a - r_{m1} \cdot \cos(\theta_e - \theta_0); \\ y_{P_e} &= (e_1 + l_{1s}) + r_{m1} \cdot \sin(\theta_e - \theta_0); \\ z_{P_e} &= -(h_g - h_c) - r_{m1} \cdot [1 - \cos(\theta_e + \theta_0)] \cdot \frac{l_{1s}}{l_b} \cdot \sin \beta_0 + \\ &+ r_{m1} \cdot \sin(\theta_e + \theta_0) \cdot \frac{l_{1s}}{l_b} \cdot \sin \alpha_0 \end{aligned} \quad (1.37)$$

- coordonatele punctului N_e

$$\begin{aligned} x_{N_e} &= a - x_s + r_{m2} \cdot \cos \psi_e; \\ y_{N_e} &= l_s; \\ z_{N_e} &= -h_g + h + h_a + r_{m2} \cdot \sin \psi_e \end{aligned} \quad (1.38)$$

Determinarea deplasărilor unghiulare ψ_i și ψ_e ale capetelor barei stabilizatoare s-a făcut în ipoteza că segmentele $P_i N_i$ și $P_e N_e$ sunt constante, adică bieletele nu-și modifică lungimea. Având în vedere această ipoteză se scriu ecuațiile care dau lungimea bieletelor.

Pentru roata directoare din interiorul curbei se scrie:

$$\begin{aligned} l_{b_i}^2 &= (x_{P_i} - x_{N_i})^2 + (y_{P_i} - y_{N_i})^2 + (z_{P_i} - z_{N_i})^2 = \\ &= x_{P_i}^2 + y_{P_i}^2 + z_{P_i}^2 - 2(x_{P_i} \cdot x_{N_i} + y_{P_i} \cdot y_{N_i} + z_{P_i} \cdot z_{N_i}) + \\ &\quad + x_{N_i}^2 + y_{N_i}^2 + z_{N_i}^2 \end{aligned} \quad (1.39)$$

Înlocuind în relația (1.39) coordonatele punctului N_i date de ecuațiile (1.36), după transformări se obține:

$$\begin{aligned} l_{b_i}^2 &= x_{P_i}^2 + y_{P_i}^2 + z_{P_i}^2 - 2x_{P_i} \cdot (a - x_s) - 2x_{P_i} \cdot r_{m2} \cdot \cos \psi_i + \\ &\quad + 2y_{P_i} \cdot l_s - 2z_{P_i} \cdot (-h_g + h + h_a) - 2z_{P_i} \cdot r_{m2} \cdot \sin \psi_i + \\ &\quad + (a - x_s)^2 + l_s^2 + r_{m2}^2 + (-h_g + h + h_a)^2 + 2(a - x_s) \cdot r_{m2} \cdot \cos \psi_i + \\ &\quad + 2(-h_g + h + h_a) \cdot r_{m2} \cdot \sin \psi_i \end{aligned} \quad (1.40)$$

Se notează:

$$\begin{aligned} A_i &= x_{P_i}^2 + y_{P_i}^2 + z_{P_i}^2 - 2x_{P_i} \cdot (a - x_s) + 2y_{P_i} \cdot l_s - 2z_{P_i} \cdot (-h_g + h + h_a) + \\ &\quad + (a - x_s)^2 + l_s^2 + r_{m2}^2 + (-h_g + h + h_a)^2 \end{aligned}$$

Substituind valoarea A_i , în relația (1.40) și după efectuarea calculelor rezultă:

$$\begin{aligned} &2 \cdot r_{m2} \cdot (a - x_s - x_{P_i}) \cdot \cos \psi_i + \\ &+ 2 \cdot (h + h_a - h_g - z_{P_i}) \cdot \sin \psi_i \cdot r_{m2} = l_{b_i}^2 - A_i \end{aligned} \quad (1.41)$$

Se introduc notațiile:

$$\begin{aligned} B_i &= 2 \cdot r_{m2} \cdot (a - x_s - x_{P_i}) \\ C_i &= 2 \cdot r_{m2} \cdot (h + h_a - h_g - z_{P_i}) \\ D_i &= l_{b_i}^2 - A_i \end{aligned}$$

cu aceste notații ecuația (1.41) devine: $B_i \cdot \cos \psi_i + C_i \cdot \sin \psi_i = D_i$, iar în urma rezolvării ecuației trigonometrice se obține relația de calcul a unghiului ψ_i , de rotire a capătului barei stabilizatoare dinspre roată din interiorul virajului, respectiv:

$$\psi_i = 2 \cdot \arctg \frac{C_i \pm \sqrt{C_i^2 + D_i^2 - B_i^2}}{B_i + D_i} \quad (1.42)$$

Procedând în mod similar pentru capătul barei stabilizatoare din exteriorul virajului se obține:

$$\begin{aligned} A_e &= x_{P_e}^2 + y_{P_e}^2 + z_{P_e}^2 - 2x_{P_e} \cdot (a - x_s) - 2y_{P_e} \cdot l_s - 2z_{P_e} \cdot (-h_g + h + h_a) + \\ &\quad + (a - x_s)^2 + l_s^2 + r_{m2}^2 + (-h_g + h + h_a)^2 \\ &2 \cdot r_{m2} \cdot (a - x_s - x_{P_e}) \cdot \cos \psi_e + \\ &+ 2 \cdot (h + h_a - h_g - z_{P_e}) \cdot \sin \psi_e \cdot r_{m2} = l_{b_e}^2 - A_e \end{aligned} \quad (1.43)$$

$$\begin{aligned} B_e &= 2 \cdot r_{m2} \cdot (a - x_s - x_{P_e}) \\ D_e &= l_{b_e}^2 - A_e \end{aligned}$$

De unde rezultă $B_e \cdot \cos\psi_e + C_e \cdot \sin\psi_e = D_e$, adică:

$$\psi_e = 2 \cdot \arctg \frac{C_e \pm \sqrt{C_e^2 + D_e^2 - B_e^2}}{B_e + D_e} \quad (1.44)$$

Relațiile (142) și (1.44) descriu dependența unghiurilor de rotire a capetelor barei stabilizatoare de unghiurile de bracare ale roților și deplasarea cremalierii casetei de direcție, respectiv de geometria roților directoare. Împreună cu relațiile anterioare se poate elabora un algoritm de calcul, respectiv un program adecvat, pentru a analiza influența acestui tip de perturbații asupra comportării cinematice și dinamice a autoturismului la deplasarea curbilinie, în special la intrarea și ieșirea din viraj.

La autoturismul cu bara stabilizatoare din față amplasată în față roților directoare, unghiurile de rotire (torsionare) a capetelor ei sunt proporționale cu deplasările brațelor superioare ale suspensiilor, mai exact cu deplasarea pe verticală a pivoților și roților, a se vedea relațiile (1.28) și (1.29).

În acest caz vom avea:

$$\psi_{i0} = \arctg \frac{l_s p_i}{l_s + l'_s} \quad \text{și} \quad \psi_{e0} = \arctg \frac{l_s p_e}{l_s + l'_s} \quad (1.45)$$

unde:

l_s este distanța de punctul de articulare al brațului superior al mecanismului suspensiei și punctul de prindere al bieletei antiruliului de acest braț;

l'_s - distanța dintre capătul superior al pivotului și punctul de prindere al bieletei antiruliului de brațul superior al suspensiei.

Prin relațiile (1.45) se ia în considerare influența barei stabilizatoare din față, cu amplasare obișnuită, asupra comportării autoturismului la deplasarea curbilinie, precum și la deplasarea rectilinie a acestuia pe drumuri cu denivelări pronunțate.

Capitolul 2

Modelarea și sinteza controlului adaptiv al sistemului servomecanism mecano-hidraulic-suspensie

2.1 Influența amortizării variabile asupra maniabilității

Dezvoltarea domeniului electronicii și sensoristicii oferă în prezent șanse cerințelor fizicii pentru îmbunătățirea calităților de mișcare a autoturismelor [10, 23, 40, 45].

Prin termenul *variabil* respectiv *amortizare reglată electronic* se înțeleg dezvoltări constructive care realizează îmbunătățirea certă a siguranței traficului din circulația rutieră și a confortului. Adaptarea necesară, respectiv satisfacerea situațiilor de circulație, a forțelor de amortizare (starea carosabilului, maniera de conducere, încărcătura autoturismului) se asigură cu aceste sisteme. Ofertele de pe piață sunt adaptate respectiv integrate pe amortizoare telescopice bitubulare cu gaz, iar în unele cazuri particulare se folosesc și amortizoare telescopice monotubulare sau hidropneumatice.

Soluția *BOGE* cu sisteme de supape adaptabile în raport cu caracteristicile de reglaj prin metode *Baypass* (modificări pure *Baypas* oferă o caracteristică progresivă nefavorabilă) reprezintă un sistem exemplificator la care devin posibile multiple variante de caracteristici. Aceasta înseamnă obținerea amortizării adaptive la multitudinea situațiilor de mișcare în circulația rutieră

precum și utilizarea unor potențiale de confort ridicate, fără a reduce siguranța autovehiculului.

În raport cu situația amortizorului telescopic hidraulic convențional, care poate oferi o acțiune de amortizare în funcție de viteza pistonului amortizorului numai prin caracteristici independent reglabile de tracțiune-compresiune, amortizorul variabil oferă posibilitatea de adaptare a unor caracteristici în trepte multiple de tracțiune-compresiune în funcție de fiecare autoturism și care devin operante în mod automat în câteva milisecunde, funcție de condițiile impuse de trafic. Pentru realizarea acestui lucru nu se poate apela numai la elemente constructive

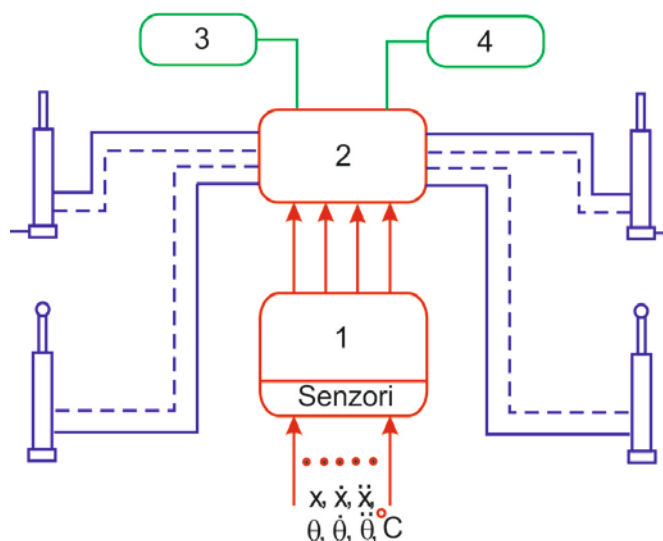


Fig. 2.1 Componenta sistemului de control

ale amortizorului telescopic, fiind necesar în acest caz un sistem complet cu elemente componente electronice și senzori de înaltă calitate, figura 2.1, unde avem următoarele notații:

- 1 - sistemul de senzori (viteza de deplasare, accelerația, unghiul de bracare, încărcătura, temperatura, frânarea etc.);
- 2 - blocul electronic (modul de evaluare logică și acționare a electro-valvelor);
- 3 - modulul de deservire (posibilitatea de acționare manuală);
- 4 - control (martori optici în cazul avariilor).

Pentru influențarea forței de amortizare prin intermediul senzorilor electronici, se ține seama de o multitudine de alți parametri independenți de forțele de amortizare dependente de viteza pistonului amortizorului telescopic, cum ar fi: viteza de deplasare; unghiul de bracare; accelerațiile (verticale, orizontale, unghiulare); temperatura; cursa activă a suspensiei; frecvențele; sarcina utilă.

Partea electronică evaluează semnalele primite de la senzori și emite comenzile corespunzătoare programului de reglare spre blocul de comandă electronic a supapelor care acționează în câteva milisecunde electrovalvele amortizorului [37, 48, 50]. Electrovalvele dispun de caracteristici de reglare hidraulice multiple, comportând variații ample ale caracteristicii degresive forță-viteză în timpul cursei de tracțiune-comprimare, documentând exemplificator un rezultat de optimizare pentru autoturisme figura 2.2. Caracteristica forță-deplasare este prezentată în figura 2.3.

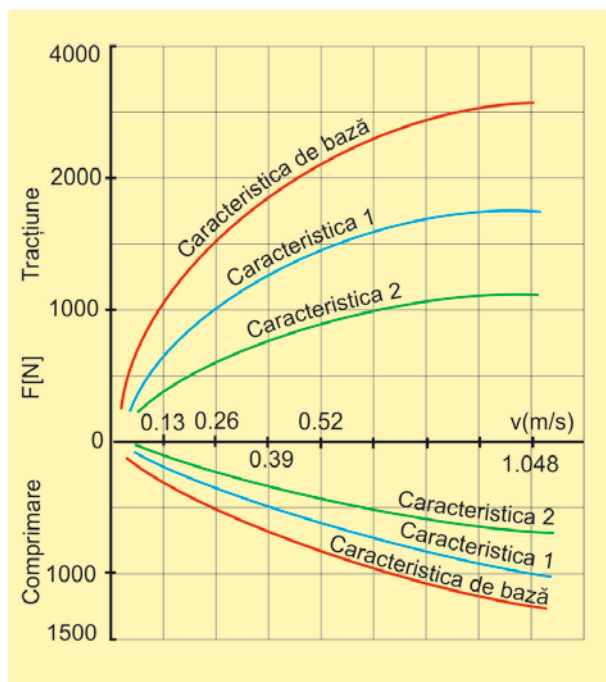


Fig. 2.2 Caracteristica forță-viteză

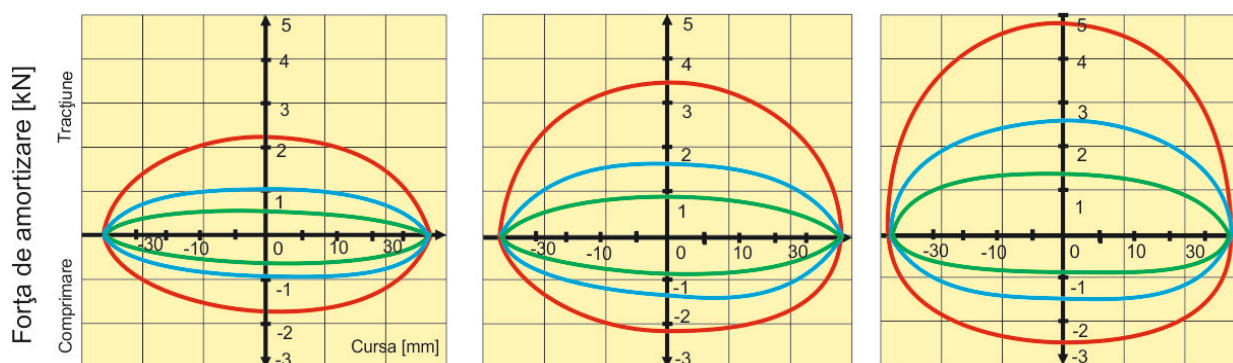


Fig. 2.3 Caracteristica forță-deplasare

La aplicațiile utilizate în practică până în prezent, constructorii de autoturisme preferă trei variante și caracteristici și anume: *elastică* care caracterizează un confort sporit, *neutră* și *rigidă*

care caracterizează siguranță în circulație sau stilul sportiv, comutarea realizându-se automat.

În funcție de filozofia constructorilor de autoturisme, se pot folosi următoarele tipuri de senzori: senzori pentru accelerațiile transversale (la deplasarea în viraje și la manevra de depășire) care se montează în combinație cu senzori pentru unghiuri de bracare. Instalația se montează concentric cu axul de intrare în mecanismul direcției sau la capătul lagărului inferior al coloanei volanului.

Tot în sensul ridicării siguranței circulației, prin reducerea variației sarcinii pe roți și creșterea stabilității la mișcarea de tangaj, este introdus un senzor de presiune în sistemul de frânare. În cazul depășirii timpului a unei valori de prag se comută automat spre caracteristica rigid. La autoturismele cu treptele de viteză selectate manual, pentru amortizarea mișcărilor de tangaj care apar la demaraje intense (descărcarea punții din față) se utilizează un senzor la clapeta de accelerație, acesta sesizând variațiile mari de sarcină, care prin modificarea caracteristicii amortizorului atenuează aceste mișcări. Perturbațiile verticale datorate denivelărilor suprafeței carosabilului sunt sesizate de un senzor de accelerație adaptat la amortizor și care corelează caracteristica amortizorului la denivelările suprafeței carosabilului. Caracteristica amortizării dorite și necesare este determinată de sistemul electronic în timp de milisecunde. Timpul de comutare de la caracteristica confort la caracteristica dur, în cazul apariției unor accelerații transversale mari la deplasarea în viraje sau în timpul unei manevre de depășire critică, în condiții de siguranță ridicată a circulației trebuie să fie sub 30 ms. În cazul amortizării variabile Boge s-a realizat un timp de trecere de la caracteristica de confort la caracteristica de siguranță de numai cinci milisecunde, figura 2.4.

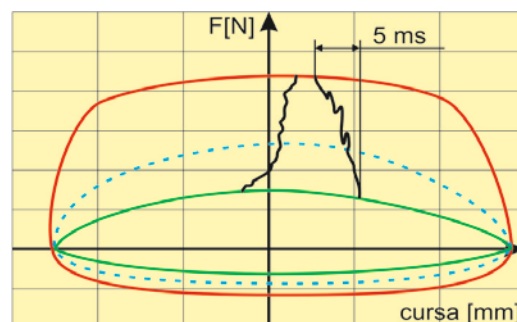


Fig. 2.4 Caracteristica timpului de selectare

2.2 Influența barelor stabilizatoare adaptive

De obicei, stabilizatoarele sunt executate ca arc bară de răsucire, solide, legate de suspensia roților prin bielete de direcție. Funcționarea acestor elemente elastice se realizează prin răsucire rezultând, astfel, forțe de reacție corespunzătoare în mecanismul de suspendare a roții. Activitatea elementului elastic nu produce tensiuni între caroserie și bară, deoarece acestea (stabilizatoarele) sunt montate pe caroserie prin intermediul unor lagăre de rostogolire. În aceste condiții stabilizatoarele reacționează doar la perturbațiile provenite dinspre calea de rulare sau la comprimarea ori destinderea inegală a suspensiei aceleași punți [11, 22, 34].

Influența adaptivă a stabilizatoarelor, trebuie să fie compatibilă cu acest principiu de acționare, fiind realizată în cadrul unei soluții constructive echivalente.

Soluția convenabilă privind siguranța de mișcare a autoturismului, constă în transmiterea unei diferențe unghiulare de rotație $\Delta\varphi$ între cele două poziții de lucru, comprimare-destindere, ale barei stabilizatoare. La căderea sistemului, stabilizatorul își îndeplinește în continuare funcția inițială de sistem elastic pasiv. Trebuie avut în vedere și faptul că un element de execuție, pentru corecția diferențelor unghiulare având la bază elemente convenționale de realizare constructivă poate fi realizat relativ simplu și ieftin, cu ajutorul dispozitivelor de acționare electro-mecanice sau mecatronice.

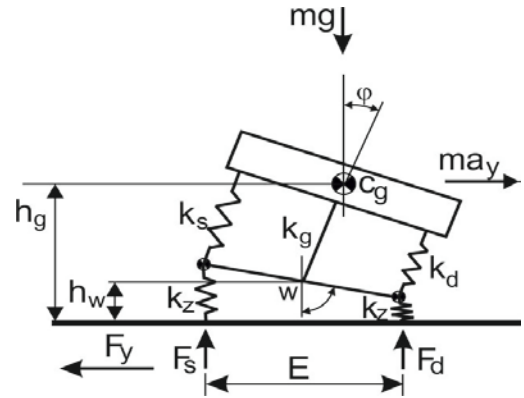


Fig. 2.5 Influența barei de torsiune

Inducerea unor diferențe unghiulare Δc , datorate răsucirii barei, conduce la o deplasare unghiulară proporțională cu $\Delta\varphi$ a capetelor barei stabilizatoare, adică $\Delta c = c_s \Delta\varphi$, în raport cu axa longitudinală de simetrie, figura 2.5.

Această mărime de acționare combină parametri geometrici ai suspensiei roților cu cei ai barei stabilizatoare.

Ca urmare a constatărilor stabilite în capitolul precedent la analiza mișcării de ruliu și luând în considerare cursa de comprimare a suspensiei, rezultă pentru mișcarea de ruliu:

$$k_\varphi = \left(\frac{h_g - h_w}{k_w + k_s} + \frac{h_g}{k_z E_s^2 / 2} \right) \cdot ma_y \quad (2.1)$$

unde k_w , k_s și k_z sunt constantele elastice ale suspensiei, barelor stabilizatoare și ale pneurilor roților pentru puntea față respectiv spate, figura 2.5 respectiv figura 2.6 poziția *a* și *b*.

$$k_w = k_{w,v} + k_{w,s}; \quad k_g = k_{s,v} + k_{s,h}; \quad k_z = k_{z,f} + k_{z,s}; \quad (2.2)$$

Pentru reducerea totală a mișcării de ruliu stabilizatoarele trebuie să preia complet momentul de ruliu $(h_g - h_w) \cdot ma_y$, adică capetele stabilizatoarele trebuie repositionate ținând seama de variabila diferenței unghiulare Δc corespunzătoare, conform figurii 2.6:

$$\Delta k(a_y) = \frac{k_s + k_w}{k_g} \quad \text{atunci} \quad k_\varphi = \left(\frac{h_g - h_w}{k_w + k_g} + \frac{h_g}{k_z E_s^2 / 2} \right) \cdot ma_y \quad (2.3)$$

La suprimarea mișcării de ruliu este necesară doar cunoașterea variației accelerației transversale a vehiculului a_y .

Pe lângă reducerea oscilațiilor de ruliu, stabilizatoarele adaptive oferă posibilitatea corelării permanente a suspensiei cu direcția, eliminându-se astfel fenomenul, nedorit, de *bracare indusă*, în raport cu calitatea căii de rulare.

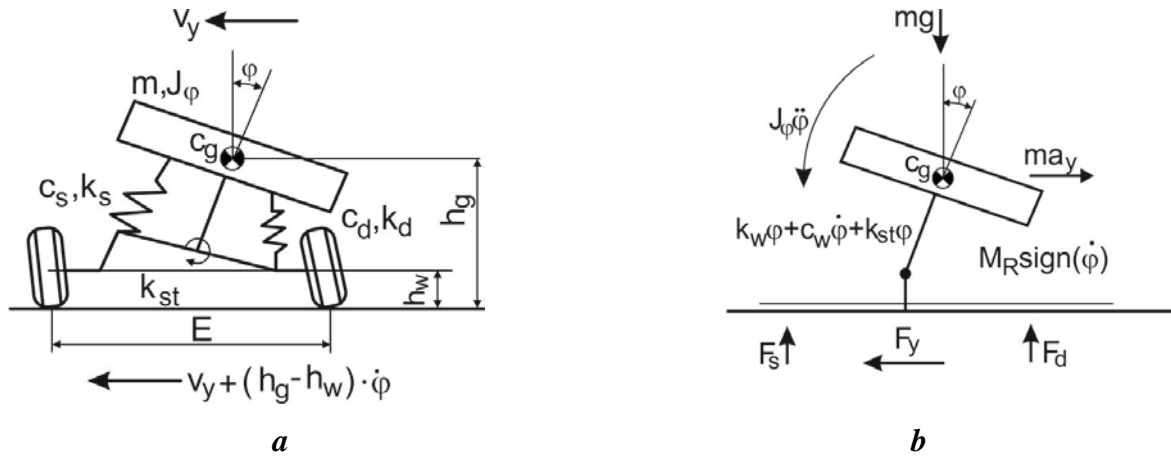


Fig. 2.6 Modelul mișcării de ruliu

2.3 Ecuațiile de mișcare ale sistemelor de suspensie adaptive

Un *model* se poate defini drept o reprezentare a aspectelor esențiale ale unui sistem existent (sau ale unui sistem ce urmează a fi construit), care prezintă cunoștințele asupra acestui sistem sub o formă utilizabilă [3, 87]. Există o gradualitate a modelului: conceptual, fizic, matematic. Construcția modelului matematic presupune aplicarea legilor fizicii de bază și a unor ipoteze simplificatoare, care definesc în principal modelul fizic, urmat de modelul matematic propriu-zis [44, 47].

Strategia modelării matematice a sistemelor de suspensie adaptive variază în funcție de etapa de sinteză a legii de control, de la folosirea unui model simplificat al mișcării, cu un singur grad de libertate, pentru a testa algoritmi de control de o complexitate ridicată, și până la elaborarea unui model extins al mișcării, cu șapte sau mai multe grade de libertate, pentru o reprezentare cât mai bună a performanțelor de confort și siguranță a rulării obținute. Modelul mișcării cu șapte grade de libertate este considerat relevant pentru oscilațiile de corp rigid ale masei suspendate a autovehiculului, dar mișcarea de rotație a acestei mase poate fi neglijată. Este evident însă că modelul cu două grade de libertate al mișcării reprezintă paradigma cea mai frecventată în literatura de specialitate a domeniului, probabil în virtutea *principiului parcimoniei* care presupune obținerea de informație esențială cu mijloace minime [81, 85].

Astfel sunt analizate modelele de bază, fizice și matematice, ale ecuațiilor de mișcare ale soluțiilor constructive propuse. Obiectivul constă în formularea, pentru fiecare model în parte, așa-numita ecuație a variabilelor de stare. În continuarea lucrării, odată cu prezentarea metodelor de sinteză, a controlului adaptiv, se vor defini ecuațiile pentru *optimizarea dinamică* a obiectului reglării pe care îl formează sistemul mecanism de direcție-suspensie. Două ieșiri ale acestui sistem, una efectivă, ieșirea măsurată, și alta formală, ieșirea de performanță, împreună cu

criteriul pătratic de performanță, vor fi indicate odată cu fiecare lege de control propusă, ceea ce impune o alegere adecvată a acestor ieșiri, alegere dependentă de considerentele *tehnice* care țin de metodă.

2.3.1 Modelarea sistemului cu unu și două grade de libertate

În figura 2.7 este reprezentat un model fizic *sfert de vehicul* $1/4$ cu un grad de libertate, în varianta pasivă, poziția *a*, și în varianta adaptivă, cu forța indusă de un servomecanism activ, sau alternativ semiactivă, poziția *b* (cu controlul frecării vâscoase, respectiv, cu c variabil, sau cu controlul frecării uscate, cu F_u variabil). În vederea sintezei unui sistem semiactiv cu frecare vâscoasă, ecuația de mișcare va avea următoarea formă:

$$M\ddot{z} + u\dot{z} + kz + F_u \operatorname{sgn} \dot{z} = -M\ddot{e}, \quad (2.4)$$

în care: z este *deplasarea relativă* a masei suspendate M ;

e - variabila aleatoare de *intrare* determinată de profilul căii de rulare;

u - variabila de control.

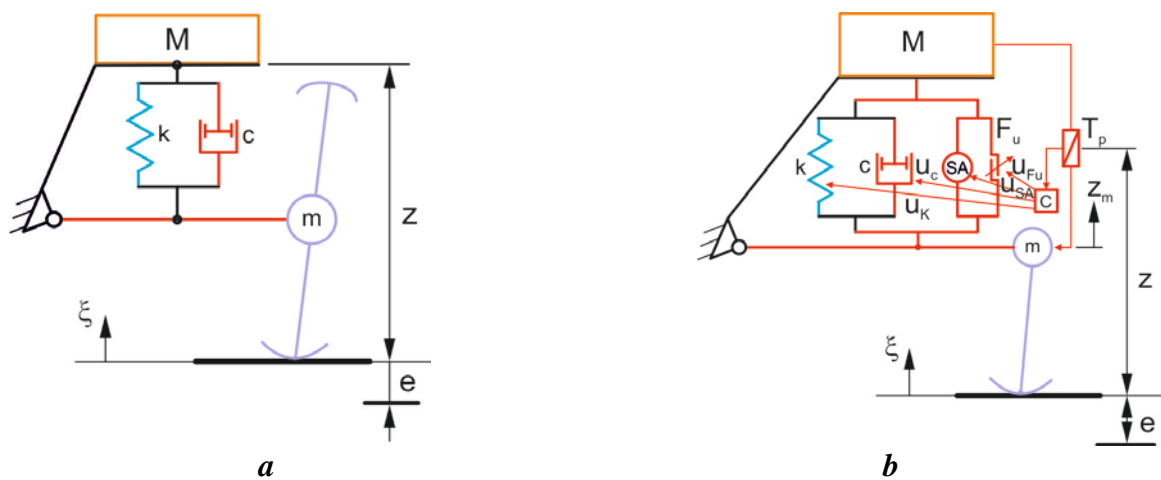


Fig. 2.7 Modelul fizic cu un grad de libertate, *a* - sistem pasiv; *b* - sistem adaptiv (cu servomecanism activ SA) sau semiactiv

Masa roții, al cărei centru urmărește profilul e al căii de rulare, s-a neglijat; suma $a = z + e$ care reprezintă deplasarea absolută a masei M . Asimilarea lui \ddot{e} cu zgomotul alb gaussian este nerealistă, dar simplifică întrucâtva procedura de calcul al controlului optimal pe baza rezolvării numerice a ecuației Hamilton-Jacobi-Bellman [81, 82]. Compensatorul C este reprezentat în figura 2.7 poziția *b* de ansamblul hardware (microprocesor), care primește informația de la un sistem de traductoare T_p , o prelucrează în virtutea *algoritmului și/sau legii de control*, uzual numită tot compensator, și elaborează mărimea de control u . Notățiile k , c , F_u definesc mărimile specifice sistemului, nu obligatoriu constante, și anume: coeficientul de rigiditate al arcului suspensiei, coeficientul de amortizare vâscoasă al amortizorului suspensiei și

forța de frecare uscată (coulombiană). Pentru a preîntâmpina eventuale confuzii, trebuie subliniat că, pe tot parcursul lucrării, acești parametri nu vor avea valori negative. În varianta *sistem linear și pasiv*, $F_u = 0$, $u = c = \text{constant}$. În varianta *sistem linear și activ*, $F_u = 0$, iar ecuația se scrie evidențiind controlul ca forță activă, introdusă din exteriorul sistemului.

$$M\ddot{z} + c\dot{z} + kz + u = -M\ddot{e} \quad (2.5)$$

Controlul este prezent în termenul frecare uscată ca în cazul *semiactiv secvențial*, $u(x, \dot{x})$ fiind o funcție precizată.

$$M\ddot{z} + c\dot{z} + kz + u(z, \dot{z})\text{sgn } \dot{z} = -M\ddot{e} \quad (2.6)$$

Deși de utilitate, modelul cu un grad de libertate poate genera totuși concluzii eronate. Modelul cel mai frecvent utilizat în literatura de specialitate a domeniului rămâne modelul punții singulare, sau numit și sfert de vehicul, cu două grade de libertate figura 2.8. Acest model nu

conține nici o reprezentare a efectelor corespunzătoare faptului că vehiculul are patru roți: nu oferă posibilitatea studiului interconexiunilor longitudinale, nici a studiului mișcărilor de ruluu sau tangaj, nici a utilizării, prin control, a informației despre starea suspensiei din spate pentru a fi exploatată de către suspensia din față. Totuși, acest model conține aspectele de bază ale problemei reale a suspensiei și este propice pentru analiza și sinteza unei soluții în acord cu încercările experimentale. Într-adevăr, modelul include o reprezentare proprie a controlului celor trei indici caracteristici ai unei suspensii, modelul cu un grad de libertate nu conține decât reprezentarea primilor doi:

- *indicele de Confort* (acelerația masei suspendate M),
- *indicele Geometric* (cursa suspensiei) și
- *indicele de Siguranță* (variația sarcinii pe roată).

Modelul prezintă avantajul implicării în calcul a unui număr minim de parametri și utilizează următoarele notații: z_M este deplasarea absolută a masei suspendate M ; z_m - deplasarea absolută a masei nesuspendate m ; ξ - profilul căii de rulare; u - variabila de control (după caz, curentul i la servovalva mecanismului, sau forța dată de acesta); k_1 , k_2 - coeficienții de rigiditate reprezentând suspensia, respectiv, pneul roții; c_1 - coeficientul de amortizare vâscoasă al amortizorului suspensiei (variabil în cazul sintezei semiactive cu frecare vâscoasă controlată). Coeficientul de amortizare vâscoasă al pneului c_2 este neglijat. Notațiile din figură marchează situații de sinteză a controlului distincte: SA - servomecanism activ; CN - compensator

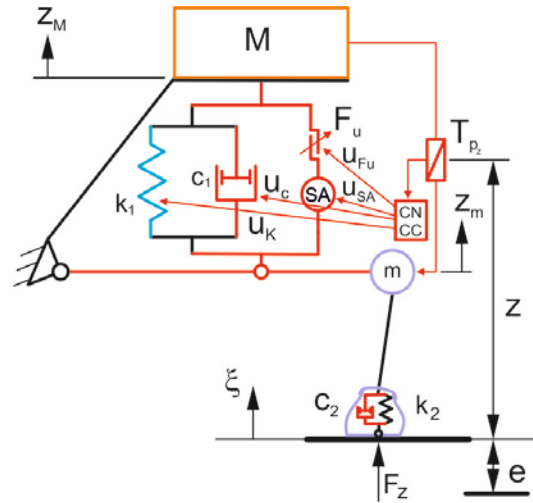


Fig. 2.8 Modelul sfert de vehicul cu două grade de libertate

neconvențional, CC - compensator convențional. Compensator neconvențional fiind considerat compensatorul de tip fuzzy.

Ecuțiile de mișcare corespunzătoare celor două grade de libertate sunt:

$$\begin{aligned} M\ddot{z}_M + c_1(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + k_1(z_M - z_m) + Sp &= 0 \\ m\ddot{z}_m - c_1(\dot{z}_M - \dot{z}_m) - k_1(z_M - z_m) - Sp + k_2(z_m - \xi) &= 0 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Varianta *sistem pasiv (liniar)* este reprezentată de aceleași ecuații pentru $u \equiv Sp = 0$. Adaugând ecuația *filtrului de formare*, ca fiind un zgomot alb gaussian w filtrat, sistemului (2.7) și parametrul de corecție specific α_a vom obține o reprezentare realistă a profilului drumului ξ :

$$\dot{\xi} + \alpha_a \xi = w, \quad (2.8)$$

în cazul suspensiei adaptive, se adaugă ecuația liniarizată a servomecanismului hidraulic, derivată din ecuația liniară a servomecanismului și scrisă sub forma:

$$k_c \dot{p} + k_{Qp} p + S(\dot{z}_M - \dot{z}_m) = k_u u, \quad (2.9)$$

unde p este starea elementului de execuție, iar k_c , k_{Qp} , S , k_u sunt parametri uzuali ai servomecanismului hidraulic. Factorul k_u presupune o relație de proporționalitate între controlul u [V] și deschiderea relativă sertar-bucșă, în distribuitor. Introducând vectorul mărimilor de stare,

$$z = [z_M \ z_m \ \dot{z}_M \ \dot{z}_m \ p \ \xi]^T, \quad (2.10)$$

obținând o *subvariantă cu șase stări* a ecuației de mișcare

$$\dot{z} = Az + Bu + Dw, \quad (2.11)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{M} & \frac{k_1}{M} & -\frac{c}{M} & \frac{c}{M} & -\frac{S}{M} & 0 \\ \frac{k_1}{m} & -\frac{(k_1 - k_2)}{m} & \frac{c_1}{m} & -\frac{c_1}{m} & \frac{S}{m} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{S}{k_c} & \frac{S}{k_c} & -\frac{k_{Qp}}{k_c} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_a \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_u}{k_c} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (2.12)$$

Sistemul *pasiv* aferent se obține din (2.11), renunțând la linia și coloana a cincea din matricea A , la un element zero din matricea D și punând $B \equiv 0$.

Ținând seama de unele considerente tehnice și numerice se impune introducerea unui model alternativ (*a doua subvariantă cu șase stări*) la ecuația (2.9), anume modelul unui servomecanism care conține o buclă de urmărire în forță, cu o constantă de timp τ ,

$$\tau \dot{F} + F = k_F u, \quad (2.13)$$

Considerentele tehnice pentru introducerea acestei subvariante privesc necesitatea prezenței ecuației servomecanismului în sistemul ecuațiilor de stare. Considerentele numerice

sunt de natură a rezolva ecuațiile matriceale algebrice de forma *Riccati*: în cazul matricei A în forma (2.12), subrutinele MATLAB -Toolbox disponibile nu satisfac anumite metode de sinteză a legii de control, cauzate valorilor numerice ale componentelor matricei distribuite pe câteva ordine de mărime [22, 29, 81, 82]. O *subvariantă cu cinci stări* se obține prin ignorarea dinamicii elementului de execuție electrohidraulic,

$$\begin{aligned} M\ddot{z}_M + c_1(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + k_1(z_M - z_m) + u &= 0 \\ m\ddot{z}_m - c_1(\dot{z}_M - \dot{z}_m) - k_1(z_M - z_m) - u + k_2(z_m - \xi) &= 0, \\ \dot{\xi} + \alpha_a \xi &= w \end{aligned} \quad (2.14)$$

într-adevăr, se va putea astfel evalua, prin comparație, ponderea dinamicii elementului de execuție, în cadrul modelului cu două grade de libertate. Structura matricelor A , B , D se modifică după cum urmează

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_1}{M} & \frac{k_1}{M} & -\frac{c_1}{M} & \frac{k_1}{M} & 0 \\ \frac{k_1}{m} & -\frac{(k_1 + k_2)}{m} & \frac{c_1}{m} & -\frac{c_1}{m} & \frac{k_2}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_a \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{M} \\ -\frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (2.15)$$

variabilele de stare fiind

$$z = [z_M \quad z_m \quad \dot{z}_M \quad \dot{z}_m \quad \xi]^T, \quad (2.16)$$

Subvariantă cu patru stări rezultă relativ simplu din sistemul (2.14), în care se renunță la ultima ecuație, dar cu precizarea că utilizează tot zgomotul alb filtrat ξ , cu $\dot{\xi} = w$

$$z_0(t) = \sum_{i=0}^M \sqrt{2G_{z_0}(v_i)\Delta v_i} \cos(2\pi v_i t + \varphi_i), \quad (2.17)$$

având o densitate spectrală funcție-putere pe porțiuni

$$\dot{z} = Az + Bu + D\xi$$

$$z = [z_m \quad -\xi \quad \dot{z}_m \quad z_M - z_m \quad \dot{z}_M]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_2}{m} & -\frac{c_1}{m} & \frac{k_1}{m} & \frac{c_1}{m} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{c_1}{M} & -\frac{k_1}{M} & -\frac{c_1}{M} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \\ 0 \\ -\frac{1}{M} \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (2.18)$$

Sistemele pasive aferente acestor subvariante se obțin prin aceeași procedură de scoatere a servomecanismului, respectiv a mărimii de control u din modelul matematic. Modelul adaptiv cu două grade de libertate se bazează pe ecuațiile (2.14).

2.3.2 Model cu șapte grade de libertate

Limitările menționate, de altfel nu foarte importante așa cum s-a precizat, ale modelului cu două grade de libertate sunt înlăturate în cazul modelului cu șapte grade de libertate prezentat în continuare. Departe de a fi exhaustiv, și în acest caz se ignoră mișcarea de corp flexibil a vehiculului, modelul permite ilustrarea, în limite rezonabile de complexitate a calculului, a diverselor proceduri de sinteză a controlului, inclusiv în cazul informației de tip *prevvedere* sau *apriori* cunoscută asupra profilului căii de rulare.

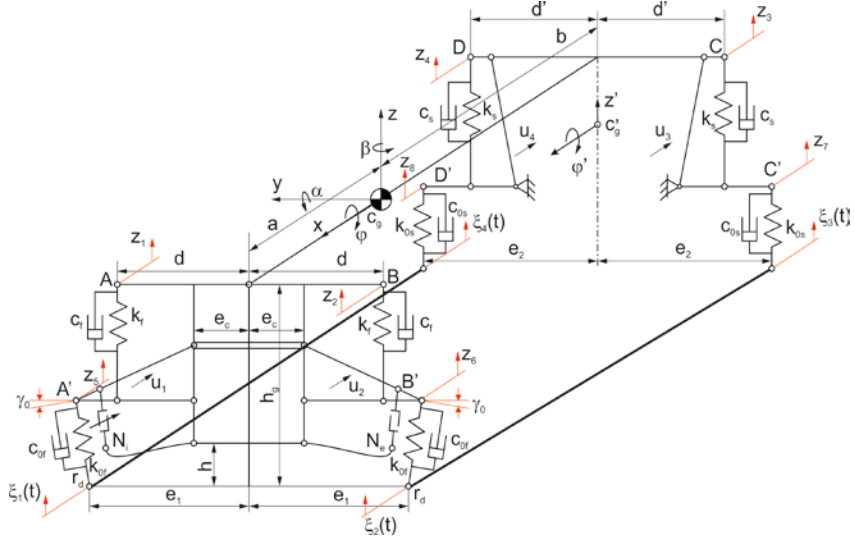


Fig. 2.9 Modelul fizic al sistemului de suspensie cu șapte grade de libertate

Notațiile utilizate în model sunt următoarele:

- XYZ - sistemul de coordonate carteziane cu originea în centrul de masă C_g ;
- C_g' - centrul de greutate al masei nesuspendate a punții din spate;
- E - ecartamentul;
- $\dot{z}(t)$ - derivata variabilei $z(t)$ în raport cu timpul;
- $\{\alpha(t)\}$ - procesul stohastic care descrie unghiul de tangaj al masei suspendate;
- $\{\varphi(t)\}$ - procesul stohastic care descrie unghiul de ruliu al masei suspendate;
- M - masa totală suspendată a autoturismului;
- k_f, k_s - coeficienții de rigiditate ai suspensiilor punții din față, respectiv spate;
- k_{of}, k_{os} - coeficienții de rigiditate ai pneurilor din față, respectiv spate;
- c_f, c_s - coeficienții de amortizare ai suspensiilor din față, respectiv spate;
- c_{of}, c_{os} - coeficienții de amortizare ai pneurilor din față, respectiv spate;
- S - suprafața activă a servomecanismelor hidraulice;
- k_u - amplificarea curent-debit a servovalvei;
- $\{Q(t)\}$ - procesul stohastic care descrie debitul de alimentare a servovalvelor;
- V - volumul camerei de lucru pentru poziția medie a pistonului;
- B_l - modulul de compresibilitate a lichidului de lucru;

- $\mathfrak{R}^{m \times n}$ - spațiul liniar $m \times n$ - dimensional real al matricilor;
- \mathfrak{R}^n - spațiul liniar al vectorilor reali n - dimensionali;
- A^T - transpusa unei matrice A ;
- $0^{m \times n}, I^{m \times n}$ - matricea nulă și identitate $m \times n$, respectiv $m \times m$;
- k_{Op} - amplificarea debit-cădere de presiune a caracteristicii generalizate a debitului a servomecanismelor hidraulice;
- $[i_1(t) \dots i_4(t)]^T$ - procesul stohastic vectorial care descrie curenții de comandă ai servovalvelor;
- $[p_1(t) \dots p_4(t)]^T$ - procesele stohastice care descriu căderile de presiune în servomecanismele hidraulice;
- m_f, m_s - masele nesuspendate: a punții din față, cu suspensie independentă, respectiv, a punții rigide din spate;
- I_a - momentul de inerție al masei suspendate în jurul axei transversale care trece prin centrul de greutate C_g ;
- I_β - momentul de inerție al masei suspendate în jurul axei longitudinale care trece prin centrul de greutate C_g ;
- $I_{\beta'}$ - momentul de inerție al masei nesuspendate a punții din spate în jurul axei longitudinale trecând prin centrul de greutate C_g ;
- $\{\varphi'(t)\}$ - procesul stohastic care descrie unghiul de ruluu al masei nesuspendate a punții din spate;
- t - variabila independentă (timpul), în raport cu care se scriu derivatele variabilelor dependente; de regulă, scrierea lui t este omisă;
- $[\xi_1(t) \dots \xi_4(t)]^T$ - procesul stohastic vectorial care descrie efectul perturbațiilor căii de rulare asupra autovehiculului;
- $\{z(t)\}$ - procesul stohastic care descrie deplasarea verticală a centrului de greutate C_g al masei suspendate a autoturismului față de poziția de echilibru static;
- $\{z'(t)\}$ - procesul stohastic care descrie deplasarea verticală a centrului de greutate C_g' față de poziția de echilibru static;
- $[z_1(t) \dots z_4(t)]^T$ - procesul stohastic vectorial care descrie deplasările verticale ale maselor suspendate față de poziția de echilibru static;
- $[z_5(t) \dots z_8(t)]$ - procesul stohastic vectorial care descrie deplasările verticale ale centrelor roților față de poziția de echilibru static;

Cele șapte grade de libertate sunt identificate după cum urmează: trei grade de libertate pentru masa suspendată (deplasarea verticală z a centrului de greutate, unghiul de tangaj α și

unghiul de ruliu φ) și două grade de libertate pentru fiecare masă nesuspendată (deplasările verticale z_5 și z_6 pentru fiecare suspensie independentă a roților din față, respectiv deplasarea z_7 și unghiul de ruliu φ' pentru puntea din spate). Prin urmare, s-a introdus următorul sistem de coordonate generalizate

$$q_1 = z, \quad q_2 = z_5, \quad q_3 = z_6, \quad q_4 = z', \quad q_5 = \alpha, \quad q_7 = \varphi', \quad (2.19)$$

în ipoteza micilor deplasări în jurul punctului de echilibru, se obține relația liniară

$$z_q = A_q q, \quad z_q = (z_1 \dots z_8)^T \quad (2.20)$$

$$A_q \in \mathfrak{R}^{8 \times 7}, \quad A_q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & a & -d_f & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & a & d_f & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -b & d_s & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -b & -d_s & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & E/2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -E/2 \end{bmatrix}, \quad (2.21)$$

Cu aceeași ipoteză a micilor deplasări, se obține vectorul f al forțelor dinamice care acționează asupra maselor suspendate și nesuspendate în punctele de deplasare verticală $z_i, i = 1, \dots, 8$

$$f = -(Kz_q + C\dot{z}_q + Hp) + D_\xi \xi \quad (2.22)$$

$$f \in \mathfrak{R}^8; \quad K, C \in \mathfrak{R}^{8 \times 8}; \quad H, D_\xi \in \mathfrak{R}^{8 \times 4},$$

$$K = \begin{bmatrix} k_f & 0 & 0 & 0 & -k_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & ks & 0 & 0 & 0 & -k_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & ks & 0 & 0 & 0 & -k_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & ks & 0 & 0 & 0 & -k_s \\ -k_f & 0 & 0 & 0 & k_f + k_{of} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_f & 0 & 0 & 0 & k_f + k_{of} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_s & 0 & 0 & 0 & k_s + k_{os} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_s & 0 & 0 & 0 & k_s + k_{os} \end{bmatrix}, \quad (2.23)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_f & 0 & 0 & 0 & -c_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_f & 0 & 0 & 0 & -c_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_f & 0 & 0 & 0 & -c_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_f & 0 & 0 & 0 & -c_s \\ -c_f & 0 & 0 & 0 & c_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_f & 0 & 0 & 0 & c_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_s & 0 & 0 & 0 & c_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_s & 0 & 0 & 0 & c_s \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

Proprietățile inerțiale ale sistemului din figura 2.9, cu alegerea menționată a coordonatelor generalizate, sunt descrise de matricea $M_0 \in \mathfrak{R}^{7 \times 7}$ (2.26), iar ecuațiile de mișcare pentru suspensia adaptivă, obținute folosind ecuațiile lui Lagrange, sunt date de ecuația vectorială (2.27). La aceste ecuații se adaugă ecuația vectorială (2.28), corespunzând stărilor servomecanismelor hidraulice, notate (p_1, \dots, p_4) ; dinamica servovalvelor se neglijează, precizările suplimentare fiind:

$$H = S \begin{bmatrix} -I^{4 \times 4} \\ \text{-----} \\ I^{4 \times 4} \end{bmatrix}, \quad D_\xi = \begin{bmatrix} & 0^{4 \times 4} & & \\ - & - & - & - \\ k_{of} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{of} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{os} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{os} \end{bmatrix}, \quad (2.25)$$

$$P, B_u \in \mathfrak{R}^{4 \times 4}; \quad V \in \mathfrak{R}^{4 \times 8}; \quad u = [i_1 \quad i_2 \quad i_3 \quad i_4]^T$$

$$M_0 = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_f & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_\psi \end{bmatrix}, \quad (2.26)$$

$$M_0 \ddot{q} = A_q^T f, \quad (2.27)$$

$$\dot{p} = Pp + VA_q \dot{q} + B_u u, \quad (2.28)$$

$$P = -\frac{k_{op}}{k_c} I^{4 \times 4}, \quad V = \frac{S}{k_c} [-I^{4 \times 4} \quad I^{4 \times 4}], \quad B_u = \frac{k_u}{k_c} I^{4 \times 4}, \quad k_c = \frac{V}{2B_l}, \quad (2.29)$$

Din (2.20), (2.22) și (2.27), rezultă ecuația

$$M_0 \ddot{q} + A_q^T CA_q \dot{q} + A_q^T KA_q + A_q^T Hp = A_q^T D_\xi \xi, \quad (2.30)$$

care, împreună cu ecuația (2.28), definește sistemul de ecuații de mișcare pentru sistemul cu șapte grade de libertate. Se introduc notațiile,

$$\begin{aligned} \tilde{K} \in \mathfrak{R}^{7 \times 7}, \quad \tilde{K} &= M_0^{-1} A_q^T KA_q, \quad \tilde{F} \in \mathfrak{R}^{7 \times 7}, \quad \tilde{F} = M_0^{-1} A_q^T CA_q, \quad \tilde{P} \in \mathfrak{R}^{7 \times 4}, \\ \tilde{P} &= M_0^{-1} A_q^T H, \quad \tilde{W} \in \mathfrak{R}^{7 \times 4}, \quad \tilde{W} = VA_q, \quad \tilde{D}_\xi \in \mathfrak{R}^{7 \times 4}, \quad \tilde{D}_\xi = M_0^{-1} A_q^T D_\xi \end{aligned} \quad (2.31)$$

și se adaugă ecuația vectorială a filtrului de formare

$$\dot{\xi} + D_{\xi w} \xi = w, \quad (2.32)$$

$$D_{\xi w} = -\alpha_a I^{4 \times 4}, \quad w = [w_1 \dots w_4]^T, \quad (2.33)$$

Parametrul α_a este definit ca $\alpha_a = av_a$, unde v_a este viteza autovehiculului și a este un coeficient depinzând de tipul de neregularități ale căii de rulare $w = \dot{\xi} + av_a \xi$, w este un zgomot alb gaussian

$$E\{w(t')w(t)\} = 2\sigma_d^2 \alpha \delta(t' - t), \quad (2.34)$$

unde σ_d^2 este varianța căii de rulare, $\delta(t)$ este funcția Dirac și $E\{\cdot\}$ este valoarea medie a variabilei $\{\cdot\}$ (w_i sunt zgomote albe, necorelate, de medie nulă).

În final, ecuația de mișcare pentru modelul cu șapte grade de libertate cu includerea controlului, poate fi scrisă sub formă matriceală

$$\dot{z} = Az + Bu + Dw, \quad (2.35)$$

$$\text{unde } z \in \mathfrak{R}^{22}, \quad z = [Z_1 \quad Z_2 \quad \dots \quad Z_{22}]^T, \quad (2.36)$$

sunt stările, introduse în ordinea

$$\begin{aligned} Z_1 = p_1, \dots, Z_4 = p_4, Z_5 = q_1, \dots, Z_{11} = q_7, \\ Z_{12} = \dot{q}_1, \dots, Z_{18} = \dot{q}_7, Z_{19} = \xi_1, \dots, Z_{22} = \xi_4 \end{aligned} \quad (2.37)$$

matricele-bloc $A_1 \in \mathfrak{R}^{18 \times 18}$; $A \in \mathfrak{R}^{22 \times 22}$; $B_1, D_1 \in \mathfrak{R}^{18 \times 4}$; $B, D \in \mathfrak{R}^{22 \times 4}$ având expresiile

$$\begin{aligned} A_1 = \begin{bmatrix} P^{4 \times 4} & 0^{4 \times 7} & \tilde{W}^{4 \times 7} \\ 0^{7 \times 4} & 0^{7 \times 7} & i^{7 \times 7} \\ -\tilde{P}^{7 \times 4} & -\tilde{K}^{7 \times 7} & -\tilde{F}^{7 \times 7} \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} A_1^{18 \times 18} & D_1^{18 \times 4} \\ 0^{4 \times 18} & D_{\xi W}^{4 \times 4} \end{bmatrix}, \\ B_1 = \begin{bmatrix} B_u^{4 \times 4} \\ 0^{14 \times 4} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} B_1^{18 \times 4} \\ 0^{4 \times 4} \end{bmatrix}, \quad D_1 = \begin{bmatrix} 0^{11 \times 4} \\ \tilde{D}_\xi^{7 \times 4} \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0^{18 \times 4} \\ I^{4 \times 4} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.38)$$

Sistemul pasiv aferent se obține din (2.35) astfel: se ia $B = 0$; se renunță la primele patru linii și coloane din A respectiv la primele patru linii din D

$$A_p = \begin{bmatrix} 0^{4 \times 7} & I^{7 \times 7} & 0^{7 \times 4} \\ -\tilde{K}^{7 \times 7} & -\tilde{F}^{7 \times 7} & \tilde{D}_\xi^{7 \times 4} \\ 0^{4 \times 14} & D_{\xi W}^{4 \times 4} & \end{bmatrix}, \quad D_p = \begin{bmatrix} 0^{14 \times 4} \\ I^{4 \times 4} \end{bmatrix}, \quad (2.39)$$

2.4 Controlul semiactiv al corelării direcției cu suspensia

Deși sistemele active de suspensie asigură performanțe ceva mai bune decât cele adaptive (și permit, în principiu, îmbunătățirea a doi dintre cei trei indicatori de performanță S, C), au totuși dezavantaje majore față de acestea din urmă: cost ridicat derivat din necesitatea unei surse de energie externă, complexitate crescută și fiabilitate redusă. Acesta este motivul pentru care sunt propuse noile soluții constructive, de control adaptiv pentru corelarea direcției cu suspensia, care presupune, în general, utilizarea doar a unor elemente pasive.

În această situație, suspensia adaptivă controlată semiactiv există practic numai două posibilități de abordare și anume: *selecția semiactivă, de regulă suboptimală, a unui control sintetizat activ și strategia secvențială a configurației relative a forțelor elastice și disipative din suspensie*, în cadrul căreia logica echilibrării acestora mizează exclusiv pe reducerea indicelui de Confort, cu neglijarea indicelui de Siguranță. Astfel sunt prezentate în continuare cele două strategii menționate de sinteză semiactivă a controlului u . Logica de sinteză semiactivă secvențială este nuanțată cu o idee referitoare la o procedură de negociere a celor doi indicatori principali, de Siguranță respectiv de Confort.

Studii de optimizare electro-hidraulică a suspensiilor pentru autovehicule au fost propuse încă de la începutul anilor 1970. Cea mai des citată referință în legătură cu apariția sistemelor semiactive este introducerea unei amortizări variabile, prin modularea continuă a ariei de vehiculare a fluidului în amortizor, după așa-numita schemă de *control inerțial*, permite eliminarea sursei *active* de energie (hidraulică, electrică) și controlul vibrațiilor sistemului exclusiv pe baza unei strategii de disipare a energiei sale interne [22, 81, 82]. Controlul inerțial are meritul istoric al priorității în controlul semiactiv, dar este precar din punct de vedere practic, îndeosebi pentru suspensiile de autovehicule, întrucât presupune simultan existența, relativ iluzorie, a unui cadru inerțial pentru a putea măsura o viteză absolută, și existența unor servovalve de foarte înaltă frecvență.

Un ciclu al acestei evoluții a controlului semiactiv se încheie prin apariția logicii secvențiale a echilibrării forțelor *balance logic*, propusă în [37, 69]: ideea fiind de a se echilibra forța elastică din elementele elastice prin controlul diferențelor unghiulare dintre brațele capetelor barelor stabilizatoare ($|\psi_s - \psi_d|$) din figura 2.10.

Fie sistemul cu două grade de libertate reprezentat în figura 2.8 și descris de ecuațiile (2.14). Pentru ilustrarea ideilor este suficientă prima ecuație:

$$M\ddot{z}_M + c_1(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + k_1(z_M - z_m) + u = 0 \quad (2.40)$$

Principiul fundamental al controlului semiactiv este următorul:

$$u(\dot{z}_M - \dot{z}_m) \geq 0 \quad (2.41)$$

Altfel spus, controlul semiactiv care operează în sistem nu poate consta decât în modularea disipării energiei sistemului prin frecări; ca forță manipulată prin prelevarea discretă (la intervale constante de eșantionare) de informație cu ajutorul unor traductoare, controlul este de fapt o forță de frecare, cel mai adesea de natură vâscoasă, dar și frecarea uscată poate fi aplicată cu succes. Trebuie de reținut că semnul inegalității (2.41) este dependent de *algebra* introducerii variabilei de control u și a forței disipative în (2.40) situație în care aceste două relații sunt corelate. Ca *modus-operandi*, strategia de control semiactiv este consistentă, ținând

seama de definiția (2.41) a acestuia, însă supralicitarea raționamentului fenomenologic indicat mai jos este riscantă.

Data fiind o evoluție armonică a forțelor disipative $F_d = c \cdot (\dot{z}_M - \dot{z}_m)$ și elastică $F_s = k \cdot (z_M - z_m)$, evoluție ilustrată în figura 2.10, precum și $|M\ddot{z}_M| = |c(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + k(z_M - z_m)|$ în lipsa controlului u , cadranele 1 și 3 se disting de cadranele 2 și 4, din punct de vedere al contribuției celor două forțe componente la creșterea, respectiv descreșterea modului accelerației \ddot{z}_M , indicator al confortului. În acest cadru ipotetic, pentru a reduce valoarea modului accelerației (îmbunătățind performanța de confort, în general, și a siguranței în special), se propune strategia de introducere în sistem a unei forțe rezistente având evoluția din figura 2.10 și anume: reducerea la maximum posibil a amortizării, prin modificarea unghiurilor la capetele stabilizatoarelor, ψ_s și ψ_d , în cadranele 1 și 3, respectiv modularea acestei forțe, așa cum se sugerează în cadranele 2 și 4.

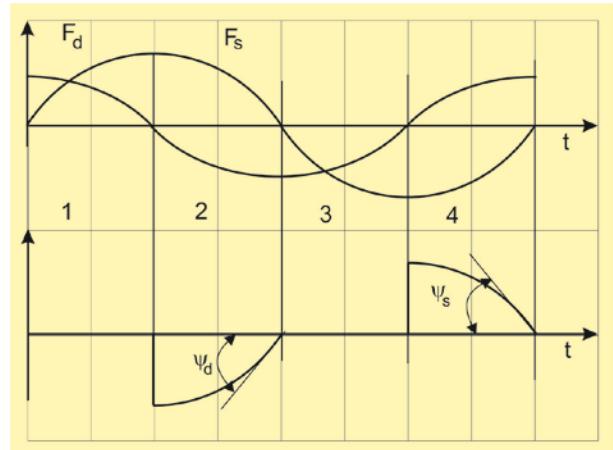


Fig. 2.10 Schiță pentru argumentarea fenomenologică a strategiei de control semiactiv

În cercetările recente ale controlului semiactiv se dezvoltă linia controlului secvențial, inclusiv controlul echilibrării forțelor, ceea ce implică capacitate tehnologică informațională (IT), studii de sinteză fuzzy precum și pachete matematice puternice care devin din ce în ce mai stufoase.

2.4.1 Controlul semiactiv secvențial

Principiul al controlului semiactiv secvențial (2.41) oferă un domeniu larg din punct de vedere al posibilităților de a se imagina diverse configurații ale legii de control u . Astfel, pentru modelul cu un grad de libertate descris de ecuația (2.6) se propune o relație de forma:

$$\begin{aligned} u(z, \dot{z}) &= c\dot{z} + [1 - \text{sgn}(z\dot{z})]d_1(z)d_2(\dot{z})/2 \\ d_1(z) &\geq 0, \dot{z}d_2(\dot{z}) \geq 0, d_1(z) = d_2(\dot{z}) = 0 \Leftrightarrow z = \dot{z} = 0 \end{aligned} \quad (2.42)$$

în care funcțiile $d_1(z)$ și $d_2(\dot{z})$ sunt reale, continue ($d_2(\dot{z})$ poate fi discontinuă în $\dot{z} = 0$) și monotone pe fiecare semiaxă z și \dot{z} . Pentru logica echilibrării forțelor trebuie ca $c\dot{z} + d_1(z)d_2(\dot{z}) = -kz$, pentru $z\dot{z} < 0$ ceea ce se poate realiza simplu dacă $c = 0$, $d_2(\dot{z}) = \text{sgn} \dot{z}$, $d_1(z) = k|z|$. Consecințele optimizării indicatorului de Confort asupra evoluției indicatorului de Siguranță sunt evaluate în această lucrare, desigur, în cazul corelării

celor doi indicatori antagoniști, performanțele descrise mai sus relativ la indicatorul de confort s-ar amenda sensibil. Ecuația (2.40) este reluată, în cazul introducerii controlului secvențial propus

$$\text{de Sireteanu [82]: } u = \begin{cases} c \exp\left(-\frac{(\dot{z}_M - \dot{z}_m)^2}{2(\dot{z}_M - \dot{z}_m)_0^2}\right) \operatorname{sgn}(\dot{z}_M - \dot{z}_m), & \text{dacă } (\dot{z}_M - \dot{z}_m)(z_M - z_m) \leq 0 \\ 0, & \text{altă situație} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} & \ddot{z}_\Delta + u(z_\Delta, \dot{z}_\Delta) + \omega^2 z_\Delta = -\ddot{z}_m, \quad z_\Delta = z_M - z_m, \quad \omega^2 = k_1/M \\ \text{obținând } & u = \begin{cases} A \exp(-\dot{z}_\Delta^2/2\dot{z}_0^2) \operatorname{sgn} \dot{z}_\Delta, & \text{dacă } z_\Delta \dot{z}_\Delta < 0 \\ 0, & \text{altă situație} \end{cases} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Parametrii statistici ai mișcării descrise de ecuațiile (2.43) (mediile pătratice σ_z^2 , $\sigma_{\dot{z}}^2$, $\sigma_{\ddot{z}}^2$) se vor determina prin metoda de liniarizare statistică din familia de metode de liniarizare gaussiană [22, 81] va fi înlocuit cu unul liniar

$$\begin{aligned} & \ddot{z}_\Delta + 2\zeta\omega \dot{z}_\Delta + \omega^2 z_\Delta = -\ddot{z}_m, \\ & E[\ddot{z}_m(t)] = 0, \quad E[\ddot{z}_m(t)\ddot{z}_m(t+\tau)] = 2\pi S \delta(\tau) \end{aligned} \quad (2.44)$$

în care \ddot{z} reprezintă un proces staționar de tip zgomot alb gaussian. Criteriul ales pentru determinarea amortizării liniare echivalente este $E[u(z_\Delta, \dot{z}_\Delta)] = E[2\zeta\omega \dot{z}_\Delta]$.

Medierea se face în virtutea legii gaussiene a densității probabilistice din răspunsul staționar al sistemului liniar echivalent:

$$p(z_\Delta, \dot{z}_\Delta) = \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{z_\Delta^2}{\sigma_z^2} + \frac{\dot{z}_\Delta^2}{\sigma_{\dot{z}}^2}\right)\right] / (2\pi\sigma_z\sigma_{\dot{z}}) \quad (2.45)$$

Pentru calcul se ia în considerare că $\int_0^\infty z^{s-1} \exp(-az^h) dz = h^{-1} a^{-s/h} \Gamma(s/h)$ și echivalența $z_\Delta \dot{z}_\Delta \leq 0 \Leftrightarrow (z_\Delta \leq 0 \text{ și } \dot{z}_\Delta \geq 0)$ sau $(z_\Delta \geq 0 \text{ și } \dot{z}_\Delta \leq 0)$ însușind ipoteza că *toate cele 4 secvențe posibile de funcționare* ($z \leq 0, \dot{z} \geq 0$; $z \geq 0, \dot{z} \leq 0$; $z \leq 0, \dot{z} \leq 0$; $z \geq 0, \dot{z} \geq 0$) *sunt egal probabile, în sensul unei monitorizări echivalente a rezultatelor medierii pe aceste secvențe*, rezultând:

$$\zeta = \frac{A^2 \cdot \dot{z}_0^2 - 8 \cdot \pi \cdot S^2}{16\omega \cdot \dot{z}_0^2 \cdot S} \quad \text{numai dacă } A^2 \dot{z}_0^2 > 8\pi S^2 \quad (2.46)$$

Cuantificarea coeficientului ζ este un calcul intermediar pentru stabilirea finală a parametrilor statistici sus-amintiți.

Aplicația de control semiactiv cu elasticitate variabilă a stabilizatorului pe modelul cu două grade de libertate are în vedere sistemul ecuațiilor de mișcare:

$$\begin{aligned} & M\ddot{z}_M + c(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + u(z_M, z_m, \dot{z}_M, \dot{z}_m) + k_1(z_M - z_m) = 0, \\ & m\ddot{z}_m - c(\dot{z}_M - \dot{z}_m) - u(z_M, z_m, \dot{z}_M, \dot{z}_m) - k_1(z_M - z_m) + k_2(z_m - \xi) = 0, \\ & \ddot{\xi} + \alpha_a \dot{\xi} = w \end{aligned} \quad (2.47)$$

cu raționamentul de control bazat pe logica echilibrării forțelor,

$$u = \begin{cases} k_1 |z_M - z_m| \operatorname{sgn}(\dot{z}_M - \dot{z}_m), & \text{dacă } (z_M - z_m)(\dot{z}_M - \dot{z}_m) < 0 \\ 0, & \text{altă situație} \end{cases} \quad (2.48)$$

Legea controlului semiactiv secvențial este într-adevăr eficace și pot fi imaginate diverse soluții. În simulările analitice din lucrare este propusă soluția de control:

$$u = \begin{cases} c_2 |z_m - z_M| (\dot{z}_M - \dot{z}_m), & \text{dacă } (\dot{z}_M - \dot{z}_m)(z_M - z_m) < 0 \\ 0, & \text{altă situație} \end{cases} \quad (2.49)$$

Modelul simplificat al schemei de control (2.47) este prezentat în figura 2.11. Partea hardware include pompa hidraulică PH , regulatorul de presiune R_p , rezervorul T cu presiune constantă p_0 , elementele de execuție de sens (valvele) închis-deschis W_{S1} , W_{S2} (când una este închisă cealaltă este deschisă, incluse în mecanismul de direcție), dispozitiv unitar format din traductorul pentru deplasare relativă-presiune T_{pz} , elementul de execuție hidraulic EEH , cilindrul regulatorului hidraulic CRH , dispozitivul pentru introducerea în sistem a forței pentru controlul diferenței unghiurilor de răsucire a capetelor barei stabilizatoare $\Delta\psi_{sd}$.

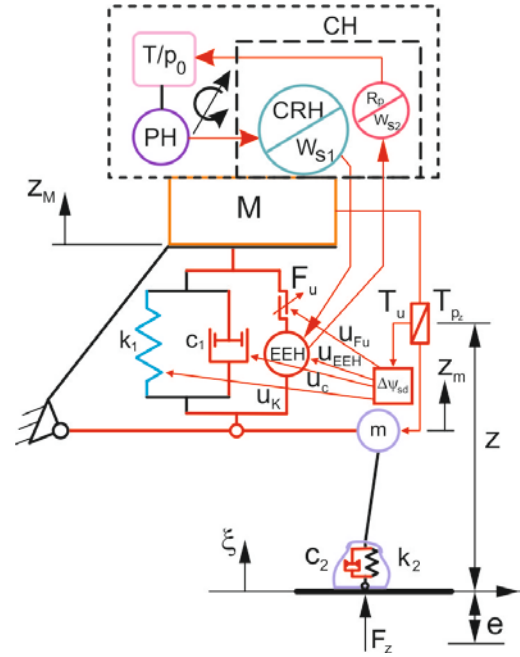


Fig. 2.11 O posibilă materializare a ideii de control semiactiv (2.48)

Această instalație poate să introducă o forță pentru poziționarea capetelor barei stabilizatoare proporțională cu deplasarea ($z_M - z_m$) sau să anuleze această forță, în conformitate cu semnul funcției de condiționare din (2.47); desigur, este necesară, suplimentar față de hardware-ul descris, asistența unor traductoare pentru monitorizarea semnului funcției de condiționare și a unei unități centrale digitale pentru comanda elementelor de execuție hidraulice EEH prin intermediul valvelor W_{S1} , W_{S2} . Pentru rigurozitate, în vederea compensării exacte a forței elastice din suspensie în secvențele de timp în care forța pentru poziționarea capetelor stabilizatorului acționează, următorii parametri fizici trebuie corelați astfel încât: produsul dintre coeficientul de frecare al suprafeței F_U și raportul dintre această suprafață și suprafața T_U asociată traductorului T_{pz} să fie unitar.

Sistemul (2.50) comportă o liniaritate-pe-porțiuni; în general, sistemele semiactive secvențiale, din cauza structurii neliniare a controlului comutant sunt însoțite, în funcționare, de fenomene secundare negative și incomode precum blocări fizice ale sistemului, vibrații specifice, bifurcări ale soluțiilor ori aspectele matematice.

$$\begin{cases}
M\ddot{z}_M + c(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + u(z_M, z_m, \dot{z}_M, \dot{z}_m) + k_1(z_M - z_m) = 0; \quad \dot{\xi} + \alpha_a \xi = w; \\
m\ddot{z}_m - c(\dot{z}_M - \dot{z}_m) - u(z_M, z_m, \dot{z}_M, \dot{z}_m) - k_1(z_M - z_m) + k_2(z_m - \xi) = 0; \\
dac\acute{a} (z_M - z_m)(\dot{z}_M - \dot{z}_m) \geq 0; \\
M\ddot{z}_M + c(\dot{z}_M - \dot{z}_m) = 0, \quad \dot{\xi} + \alpha_a \xi = w; \\
m\ddot{z}_m - c(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + k_2(z_m - \xi) = 0; \\
dac\acute{a} (z_M - z_m)(\dot{z}_M - \dot{z}_m) < 0.
\end{cases} \quad (2.50)$$

În această împrejurare, existența a două sisteme liniare, pentru care parametrii statistici pot fi calculați relativ exact prin rezolvarea ecuației de tip Liapunov a covarianței stărilor, se evaluează, prin comparație cu rezultatele simulării numerice, conjectura egalei probabilități a celor două regimuri de funcționare din (2.50). Metoda obținerii unei funcții de condiționare este prezentată ca o metoda antivibrații și constă în filtrarea variabilelor de stare, cu introducerea unei funcții de condiționare dublă prin filtrarea diferenței $(z_M - z_m)$ cu un filtru de ordinul doi în variabila z_3 ,

$$u = \begin{cases} k_1 |z_M - z_m| \operatorname{sgn}(\dot{z}_M - \dot{z}_m), & dac\acute{a} \quad z_3(z_M - z_m) > 0, \quad z_3(\dot{z}_M - \dot{z}_m) < 0 \\ 0, & alt\acute{a} \text{ situație} \end{cases} \quad (2.51)$$

unde

$$z_M - z_m = \ddot{z}_3 + 2\zeta_f \omega_f \dot{z}_3 + \omega_f^2 z_3 \quad (2.52)$$

Pentru aplicare, în sistemul hardware este nevoie de un traductor pentru măsurarea vitezei relative a suspensiei, astfel încât metoda să rămână nealterată de erorile unei proceduri de estimare a vitezei relative.

2.4.2 Selecția semiactivă a controlului adaptiv

Există o premiză a ideii de a se selecta dintr-o lege de control activ secvența încărcării elastice, semiactivă, definită de relația (2.41) (în cazul modelului cu două grade de libertate), premiză care constă în observația empirică a precumpănirii secvenței solicitării elastice chiar în situația când legea de control este obținută activ. De remarcat că, în cazul sintezei adaptive liniar-pătratică, s-a demonstrat optimalitatea legii derivate, de selecție semiactivă, inclusiv în situația cu prevedere, cunoștințe apriorice. Plecând de la modelul cu două grade de libertate (2.11), acesta este rescris în forma *biliniară*:

$$\dot{z} = Az + Bdcz + Dw \quad (2.53)$$

Întrucât în primele două ecuații (2.14) se presupune prezența explicită a unui coeficient de amortizare variabil $c = c(t)$, atunci:

$$\begin{aligned}
M\ddot{z}_M + [c_1 + c(t)] \cdot (\dot{z}_M - \dot{z}_m) + k_1(z_M - z_m) &= 0, \\
m\ddot{z}_m - [c_1 + c(t)] \cdot (\dot{z}_M - \dot{z}_m) - k_1(z_M - z_m) + k_2(z_m - \xi) &= 0,
\end{aligned} \quad (2.54)$$

cu o constrângere privind mărimea forței sarcinii elastice $0 \leq c_{\min} \leq c(t) \leq c_{\max}$, cu variabilele de stare $z = [z_m \quad -\xi \quad \dot{z}_m \quad z_M \quad -z_m \quad \dot{z}_M]^T$, notând în (2.53) $dcz = u$, iar matricele A, B, D sunt date în (2.15), și $d = [0 \quad -1 \quad 0 \quad 1]$.

Notând cu u_a controlul adaptiv, ca soluție liniară stohastică de control optimal adaptiv cu prevedere la (2.53, 2.54), dezvoltând se obține suma:

$$\ddot{z}_1^2 + \rho_1(z_1 - z_2)^2 + \rho_2(z_2 - \xi)^2 \quad (2.55)$$

$$Q_1 = \frac{1}{M^2} \begin{bmatrix} \rho_2 M^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_1^2 & -k_1 c_1 & -c_1^2 \\ 0 & -k_1 c_1 & \rho_1 M_1^2 + k_1^2 & k_1 c_1 \\ 0 & -c_1^2 & k_1 c_1 & c_1^2 \end{bmatrix}, \quad (2.56)$$

$$N = \frac{1}{M^2} [0 \quad -c_1 \quad -k_1 \quad c_1]^T, \quad R_J = \frac{1}{M^2}, \quad Q_1 = Q_2 = 0$$

$$c(t) = \begin{cases} c_{\min}, & \text{daca } u_a(\dot{z}_M - \dot{z}_m) \leq c_{\min}(\dot{z}_M - \dot{z}_m)^2 \\ c_{\max}, & \text{daca } u_a(\dot{z}_M - \dot{z}_m) \geq c_{\max}(\dot{z}_M - \dot{z}_m)^2 \\ u_a / (\dot{z}_M - \dot{z}_m), & \text{altă situație} \end{cases} \quad (2.57)$$

Procedura de selecție semiactivă a controlului, așa cum este configurată în (2.57), trebuie însă adoptată ca un *modus-operandi* în aplicațiile numerice care vor urma. Algoritmul respectiv este schematizat în figura 2.12 (considerat $c_{\min} = 0$); controlul $c(\dot{z}_M - \dot{z}_m)$ astfel determinat este introdus în sistem, după o prealabilă calibrare a *servomecanismului de mică putere*, pentru orificiu de droselizare a lichidului din elementele de execuție hidraulice *EEH* ale barei stabilizatoare.

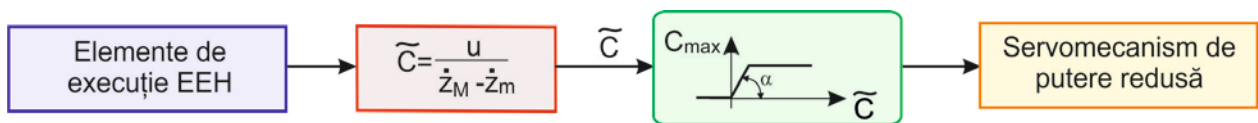


Fig. 2.12 Procedura de selecție semiactivă a controlului adaptiv

2.5 Ecuațiile de mișcare ale servocomenzii mecano-hidraulice

Servomecanismele mecano-hidraulice SMMH ale autoturismelor sunt în esență sisteme automate de urmărire a unor variabile de intrare mecanice, prin rotirea volanului de conducătorul auto, care asigură în baza unei surse de energie hidraulică externă o amplificare de forță la ieșire, adică deplasarea cremalierii mecanismului de direcție.

Astfel, trebuie identificate problemele legate de modelarea matematică a SMMH, din perspectiva utilizării lor în servocomenzile mecanismelor de direcție ca elemente de control. De

asemenea, pentru rezolvarea obiectivelor se vor alege, prin analiză de sistem, valori adecvate ale parametrilor mecanici și hidraulici ai servocomenzii, care să diminueze riscul de amorsare autooscilațiilor de saturație a debitului. Servocomanda este compusă din servomecanism și sarcina acționată, a cărei componentă inerțială este esențială [15, 76, 83].

Trebuie reținut câteva detalii referitoare la definirea sistemului de ecuații ale servocomenzii, a funcției de transfer și respectiv impedanță a servomecanismului, cu relevarea importanței acestora din urmă în controlul elementelor de comandă ale mecanismului de direcție. Se propune o argumentare a tipologiei regulamentare a funcției de impedanță, dar pentru ambele funcții sunt descrise procedurile de determinare în laborator și se dau date comparative teoretice și experimentale, în capitolul următor. În contextul dat, soluția constructivă propusă se consideră o aplicație de control activ servoelastic realizată exploataând flexibilitatea *sintezei liniar pătratică Gaussiană LQG*, de alegere convenabilă a ponderilor în funcția-criteriu, cu scopul creșterii amortizării modurilor elastice ale sistemului de direcție [18, 21, 62]. Inițial s-a conceput un model de ordinul trei al dinamicii servomecanismelor ce a condus la apariția unor dificultăți formale, de natură numerică. Pentru depășirea acestor dificultăți, s-a adoptat ipoteza că această dinamică poate fi în fond ignorată, dacă performanța de urmărire a semnalelor-referință, realizată de servomecanism, este îmbunătățită până la nivelul la care acesta poate fi considerat, practic, ca un sistem proporțional ieșire-intrare. Această idee poate fi materializată dacă se include în bucla internă de reglare a unui compensator în cascadă, format dintr-un compensator stabilizant și un servocompensator, soluție care poate rezolva problema clasică a sintezei robuste a servomecanismului.

Pentru cercetarea experimentală s-a proiectat și realizat practic, în concepție proprie, grupul piston sertar-bucșă cu ferestre de diferite forme (dreptunghiular, trapez), figura 2.13.



a



b

Fig. 2.13 Servomecanismul SMMH de comandă

Pornind de la literatura de specialitate [3, 19, 22, 81, 85], se impun următoarele ipoteze constitutive modelului fizic, unde, ecuațiile de mișcare ale servocomenzii cu SMMH se pot clasifica astfel: ecuația caracteristicii de debit a distribuitorului; ecuațiile de interacțiune servoelastică; ecuația distribuției debitelor; și ecuația cinematică de legătură inversă.

2.5.1 Ecuația caracteristicii de debit a distribuitorului

Funcționarea servomecanismului hidraulic de direcție presupune existența unui distribuitor mecano-hidraulic, care este acționat manual, de la volan, printr-un lanț mecanic.

Distribuitorul formează în sine o rezistență hidraulică locală variabilă, descrisă fizico-matematic ca o funcție, derivată din legea lui Bernoulli, a debitului Q de două variabile a și Δp , astfel: $Q = c_d a(\sigma) \sqrt{2\Delta p / \rho}$, (2.58)

în care: $a(\sigma)$ - este secțiunea de trecere pentru lichidul de lucru; σ - secțiunea de trecere a distribuitorului, sau semnalul de eroare în sensul uzual din teoria sistemelor automate; Δp - căderea de presiune în distribuitor, $\Delta p > 0$; ρ - densitatea lichidului de lucru; c_d - coeficientul de debit al ferestrei distribuitorului. Funcția $a(\sigma)$ se consideră situată în cadranele I și III ale planului $(\sigma, a(\sigma))$, adică $\sigma, a(\sigma) > 0$, pentru orice $\sigma \neq 0$ iar $a(0) = 0$ [47, 58].

Atribuirea de semn algebric variabilei σ și funcției $a(\sigma)$ este determinată de existența unui dublu sens al mișcării sertarului (stânga-dreapta, sau trigonometric direct ori invers), ceea ce se corelează cu o mișcare similară a pistonului S al hidrocilindrului mecanismului de direcție HC de pe cremalieră, deci a sarcinii transmise la brațul fuzetei, figura 2.14. În consecință, trebuie să se atribuie un semn și debitului, ceea ce convențional se realizează astfel: semn pozitiv pentru debitul ce trece prin distribuitor, de la sursa de alimentare cu presiune p_a , într-o cameră a HC și semn negativ pentru debitul ce este refulat din cealaltă cameră a HC , prin distribuitor, spre circuitul de retur.

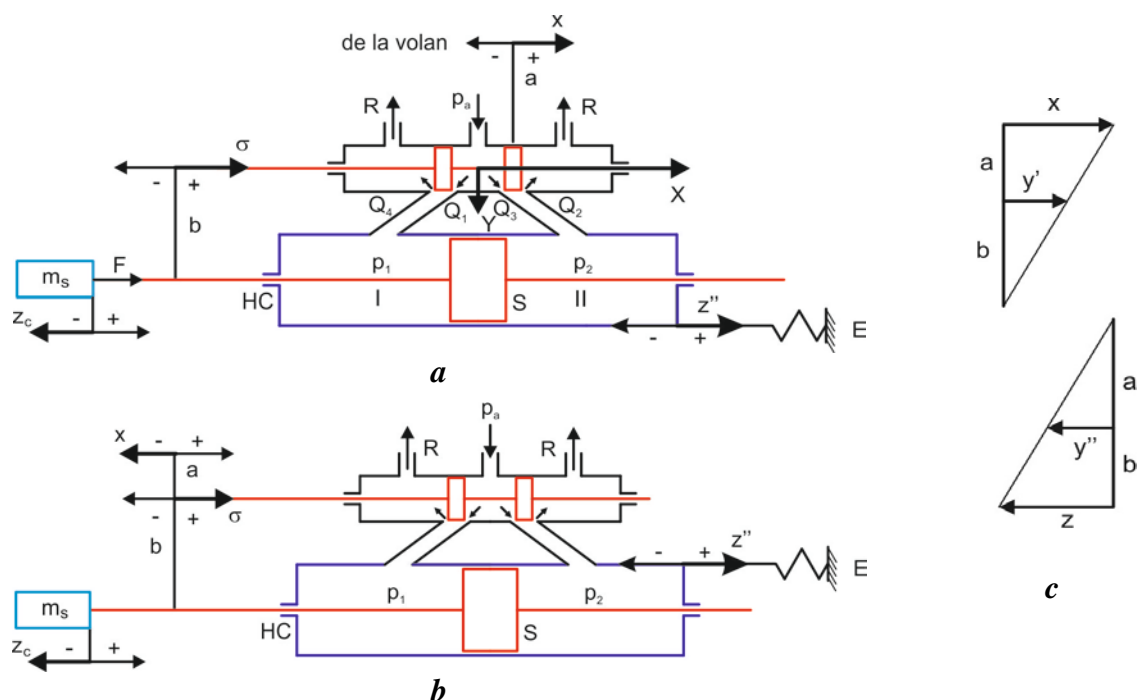


Fig. 2.14 Schițe pentru modelarea matematică a servomecanismelor hidraulice: a - distribuitor cu centru nul; b - distribuitor cu centru închis; c - schița pentru calculul ecuației cinematice în cazul a

În general, secțiunea de trecere a distribuitorului se realizează sub forma unor ferestre prin care lichidul hidraulic poate trece dinspre sursa de alimentare înspre camera de lucru vizată a hidrocilindrului mecanismului de direcție HC , concomitent cu trecerea acestuia din cealaltă cameră prin conducta de retur spre rezervor.

Schemele simplificate din figura 2.14 reprezintă două tipuri posibile de ansambluri bucășă-sertar cu deplasare rectilinie, arătând modul de lucru a distribuitorului, după criteriul corelației dintre lățimea sertarului și lățimea ferestrelor practicate în bucașa distribuitorului, astfel: a - cu acoperire nulă, când cele două dimensiuni sunt egale, definind așa numitul distribuitor cu centrul nul în poziția de echilibru, purtând și denumirea de servomecanism mecano-hidraulic cu control pseudoactiv antioscilație; b - cu acoperire pozitivă, când lățimea sertarului este superioară lățimii ferestrelor, centru închis, numit și servomecanism favorizant al oscilațiilor.

Cazul a se înscrie în definiția distribuitorului ideal, practic, imposibil de realizat. Poziția de echilibru, cu $\sigma = 0$, a distribuitorului este definită pentru cazul ideal, ca fiind acea poziție relativă bucășă-sertar care izolează camera I și II ale hidrocilindrului mecanismului de direcție HC de sursa de presiune p_a și de returul R iar pierderile de lichid prin jocul radial al ansamblului sertar-bucașă sunt neglijate. În general se adoptă construcția distribuitorului simetric, ceea ce înseamnă că la deplasarea sertarului din poziția de echilibru, joncțiunile hidraulice generate, două la număr pentru fiecare sens de mișcare a sertarului: una de admisie, de la sursă spre unul dintre volumele HC și una de evacuare, de la celălalt volum al HC spre retur, sunt reprezentate prin ferestre de secțiuni egale, dependente de valorile momentane ale deplasării. Distribuitorii de la poziția b sunt tipice servomecanismelor de direcție, menite să asigure un plus de stabilitate în prezența perturbațiilor la intrarea servomecanismului, ceea ce nu înseamnă, însă, că stabilitatea este asigurată în orice condiții [22, 47]. Soluția propusă de autor are în componență un distribuitor de tip bucășă-sertar cu deplasare rectilinie.

Este de observat în aceste funcții $a(\sigma)$, că variabila independentă σ - eroarea, nu reprezintă propriu-zis deplasarea absolută a sertarului, ci reprezintă o sumă algebrică de deplasări absolute, unde carcasa distribuitorului, se deplasează și ea cu mărimea z'' , figura 2.14, dat fiind faptul că, în prezența reală a unei rigidități finite de prindere a corpului servomecanismului la caroserie, bucașa, solidară cu corpul, se deplasează cu aceeași mărime ca a deplasării corpului, mărime determinată de valoarea rigidității E și de valoarea sarcinii la cremalieră. Asupra acestui aspect se va reveni pe parcursul lucrării, la stabilirea ecuației cinematice de legătură inversă. Secțiunile de trecere se materializează însă ca urmare a deplasării relative sertar-bucașă indusă de deplasări absolute, iar forma lor spațială poate fi imaginată cu ajutorul schițelor din figura 2.14. Noțiunea de joncțiune de admisie sau evacuare are un înțeles propriu numai în cazul funcționării normale a servomecanismului, în regim motor, pentru deplasarea cremalierei.

Regimul normal de funcționare, la deplasarea relativă sertar-bucșă, debitul Q_3 traversează o secțiune de trecere (secțiune vie) de admisie, în timp ce debitul Q_4 parcurge o secțiune vie de evacuare, concomitent cu deplasarea z_c a cremalierii spre stânga. Alternativ, în cazul deplasării sarcinii spre dreapta, similar stau lucrurile cu debitele Q_1 respectiv Q_2 , ori, sunt posibile secvențe tranzitorii ale mișcării unde sarcina inerțială, frânată în mișcarea sa prin feedback-ul mecanic rigid de închidere a secțiunilor de admisie și evacuare, să devină activă, în sensul că nu poate fi acționată de servomecanism în conformitate cu configurația secțiunii stabilite la un moment dat a joncțiunilor hidraulice: la deplasarea cremalierii spre stânga, în momentul anulării concomitente, prin ipoteză, a celor două secțiuni de trecere pentru debitele Q_3 și Q_4 , viteza cremalierii este determinată ca fiind nenulă $\dot{z}_c \neq 0$. Această dinamicitate este determinată inerțial prin masa m , și cinematic prin coeficientul λ . Cremaliera își va continua încă puțin cursa spre stânga, în virtutea inerției, deși acum secțiunea vie asociată debitului Q_1 ar trebui să fie una de admisie, iar secțiunea vie asociată debitului Q_2 ar trebui să fie una de evacuare. Cele două secțiuni de trecere capătă acest atribut numai din momentul în care viteza \dot{z}_c este anulată, respectiv din momentul în care presiunea p_1 în camera I a crescut suficient de mult, posibil chiar peste valoarea presiunii de alimentare p_a (prin efectul compresibilității lichidului și al comunicării droselizate a acestui volum cu sursa de alimentare), pentru ca sarcina să înceapă să se deplaseze spre dreapta, adică $\dot{z}_c > 0$, viteza urmând apoi să crească, $\ddot{z}_c > 0$ așa cum rezultă din ecuația de echilibru dinamic $S(p_1 - p_2) = m \cdot \ddot{z}_c > 0$. În aceste condiții tranzitorii funcționarea servomecanismului se va considera anormală, în regim de pompare. Definitiv pentru un asemenea regim de funcționare se consideră neanularea vitezei cremalierii concomitent cu anularea semnalului de eroare. Scenariului de sarcină activă i se poate adăuga și situația de avarie, sau cea generată de perturbații intempestive la ieșire precum trecerea peste și prin obstacole (drum cu denivelări, bolovani, borduri respectiv gropi) cărora servomecanismul să nu le poată face față. Mai realist este însă modelul de dinamicitate a sarcinii inerțiale cu apariția cavitației. Cavitația se caracterizează prin scăderea până la valoarea zero a presiunii în camera HC conectată la presiunea de alimentare (simultan cu creșterea la valori care depășește eventual valoarea p_a , a presiunii din camera conectată la returul R), tocmai pentru a fi posibilă obținerea unor forțe de decelerare mari, reclamate de sarcini inerțiale mari. Cavitația apare efectiv (prin desprinderea lichidului de către flancul pistonului, formarea de bule cu vapori de lichid) dacă presiunea în volumul menționat a scăzut la zero și nu se redresează până în momentul trecerii sertarului prin poziția de nul, moment în care această cameră este pusă în legătură cu presiunea de retur $p_R \cong 0$.

Modelul matematic al caracteristicii de debit a distribuitorului are la bază trei ipoteze constitutive ale modelului fizic de distribuitor ideal [81, 82]:

- 1) geometria distribuitorului este simetrică în raport cu axele perpendiculare X, Y ;
- 2) conductivitățile hidraulice ale ferestrelor sunt egale, pentru deschideri α egale, iar limitarea (saturația) acestor conductivități este neglijată;
- 3) acoperirea, jocul radial sertar-bucșă, scăpările de lichid interne distribuitorului și conductivitățile hidraulice ale canalelor interne ale distribuitorului sunt neglijabile.

Se adaugă ipoteza, specifică analizei liniare de stabilitate, a micilor deplasări sau variații, adică se consideră că presiunile p_1 și p_2 variază puțin în jurul unei valori egale cu $p_a/2$ și că deplasările z_c sunt mici în jurul poziției medii a pistonului cremalierii. Ultimele două ipoteze privesc funcționarea servomecanismului în regim motor, regim definit prin ipoteza $\text{sgn } \dot{z}_c = -\text{sgn } \sigma$ și, deasemenea, în regim fără cavitație, definit de inegalitățile: $0 \cong p_R < p_i < p_a$ cu $i = 1, 2$. Se introduc notațiile pentru scăderea de presiune de sarcină $p = p_1 - p_2$ eliminând variabilele p_1 și p_2 , ceea ce permite scrierea unificată a debitelor Q_2, Q_3 analog a debitelor Q_1, Q_4 și introducerea în acest fel a ecuației caracteristicii hidraulice de debit a distribuitorului ideal:

$$Q_m(\sigma, p) = c(\sigma) \sqrt{p_a + p \cdot \text{sgn } \sigma} \quad (2.59)$$

unde Q_m este debitul prin hidrocilindrul mecanismului de direcție HC a servomecanismului (organul motor) în particular $Q = Q_2$, pentru $\sigma < 0$; $Q = Q_3$, pentru $\sigma > 0$. În cazul ferestrelor de formă dreptunghiulară $a(\sigma) = w\sigma$, în care w este lățimea unei fante, lățime considerată pe circumferința bucșei sertarului, conductivitatea hidraulică $c(\sigma)$ este liniară în raport cu variabila σ , $c(\sigma) = c_d w \sigma / \sqrt{p}$. Funcția de două variabile (2.59) definește o suprafață riglată și are proprietatea că este continuă și cu derivate parțiale continue, inclusiv în originea $(0, 0) \in R^2$. Planul tangent la această suprafață evoluează continuu când punctul de contact se deplasează pe suprafață. În origine, suprafața se poate aproxima cu planul tangent $Q_m = c_d w \sqrt{p_a / \rho \sigma}$, iar efectul căderii de presiune, reprezentat de coeficientul $\partial Q_m / \partial p$, este prezent numai în punctele (σ^*, p^*) diferite de $(0, p^*)$, cu σ^* și p^* din domeniul de definiție $[-\sigma_{\max}, \sigma_{\max}] \cdot [-p_a, p_a]$, unde σ_{\max} este deschiderea maximă a pistonului sertar. Adică, în originea $(\sigma, p) \equiv (0, 0)$, liniarizarea prin dezvoltare în serie Taylor a caracteristicii (2.59) dă $k_{Qp} = \partial Q_m / \partial p|_{(0,0)} \equiv 0$, ceea ce semnifică o *instabilitate*. Unii autori [22, 81, 83, 84] propun metode de identificare analitic-numerică a coeficientului de liniarizare k_{Qp} .

2.5.2 Ecuațiile de interacțiune servoelastică

Ecuațiile de interacțiune servoelastică descriu mișcarea a trei mase (m_s - masa sarcinii inerțiale la cremalieră, având deplasarea z_c ; m_p - masa pistonului, adică a părții mobile a SMMH;

m_c - masa corpului, masă având deplasarea z'' , figura 2.14) sub influența rigidității E de prindere la structură și a rigidității lanțului de comandă de la tija pistonului până la sarcina N . Pentru analiza preliminară de control adaptiv sau servoelastic, ultimele două mase și ultima rigiditate respectiv amortizările structurale și/sau vâscoase vor fi neglijate. În consecință, următoarele două ecuații de interacțiune servoelastică sunt suficiente pentru ilustrarea conceptelor și principiilor de control pseudoactiv al fenomenului studiat: ecuația mișcării sarcinii inerțiale: $m_s \ddot{z}_c = Sp$; și ecuația echilibrului forțelor la corpul servomecanismului: $Ez'' = -Sp$;

Deplasarea z'' determinată de existența unei rigidități finite E (chiar dacă de valoare mare, de ordinul a 10^6 daN/m), nu poate fi neglijată, întrucât este de același ordin de mărime cu secțiunea σ oferită de sertarul distribuitorului.

2.5.3 Ecuația distribuției debitelor

Această ecuație, numită ecuația legăturii neolonome debit-cădere de presiune de sarcină în cilindrul SMMH [81, 83], exprimă nu atât sus-amintita legătură, cât modul în care debitul Q_m , ce trece prin hidrocilindrul mecanismului de direcție HC , se distribuie pe componente de consum: pentru asigurarea vitezei sarcinii, captarea sau compensarea efectului de compresibilitate în camerele HC , captarea sau compensarea pierderilor etc. Pentru scrierea ecuației, se pleacă de la sistemul de ipoteze simplificatoare adoptat la ecuațiile de continuitate a debitului. Într-adevăr, debitul, prin expresia sa masică Q_G , este supus legii conservării în raport cu un volum V pe care îl traversează de la un capăt la altul intrare-ieșire (ρ_i este densitatea lichidului la presiunea nulă, iar B_l este modulul de compresibilitate):

$$Q_{G,i} - Q_{G,f} = g \frac{d}{dt}(\rho V) = g \rho_i (\dot{V} + V\dot{P} / B_l). \quad (2.60)$$

Aceeași lege se transcrie pentru debitul volumic, având forma: $Q_i - Q_f = (\dot{V} + V\dot{P} / B_l)$ fiind scrisă pentru fiecare cameră a hidrocilindrului HC respectiv pentru fiecare sens de mișcare a pistonului la care semnele mărimilor z_c , z'' se aleg conform convenției algebrice stabilite, adică semnul (+) pentru deplasări în semidreapta pozitivă a cărei origine corespunde cu poziția inițială de neutru, numită și poziția medie, sau de echilibru.

Astfel, pentru mișcarea pistonului spre stânga $\dot{z}_c < 0$, figura 2.14 poziția a , unde în camera II există doar debitul admisiei, iar în camera I doar debitul evacuării, luând în considerare (2.58) respectiv toate ipotezele introduse: $|a(\sigma)| = a(\sigma) \operatorname{sgn} a(\sigma)$, $\operatorname{sgn} a(\sigma) = \operatorname{sgn} \sigma$ vom avea:

$$S(\dot{z}_c - \dot{z}'') + \frac{V}{B_l} \dot{p}_1 = c_a a(\sigma) \operatorname{sgn} \sigma \operatorname{sgn} \dot{z}_c \sqrt{(p_a - p \operatorname{sgn} \dot{z}_c) / \rho}, \quad (2.61)$$

analog, pentru mișcarea pistonului spre dreapta când $\dot{z}_c > 0$:

$$-S(\dot{z}_c - \dot{z}'') + \frac{V}{B_1} \dot{p}_2 = -c_d a(\sigma) \operatorname{sgn} \sigma \operatorname{sgn} \dot{z}_c \sqrt{(p_a - p \operatorname{sgn} \dot{z}_c) / \rho}. \quad (2.62)$$

Suma celor două ecuații este compatibilă cu îndeplinirea ipotezei (2.58), iar diferența dă relația asociată celorlalte ecuații ale servocomenzii:

$$S(\dot{z}_c - \dot{z}'') + k_c \dot{p} = -c_d a(\sigma) \sqrt{(p_a + p \operatorname{sgn} \sigma) / \rho}, \quad k_c = V / (2B_1). \quad (2.63)$$

Observăm că această relație este dependentă, prin semnul termenilor, de convenția atribuirii semnelor algebrice variabilelor implicate, dar și de notarea presiunilor p_1, p_2 în cele două camere ale servomecanismului de direcție. Relevanța acestui model matematic nu este compromisă prin demersul de generalizare și totodată de contextualizare prezentat.

2.5.4 Ecuația cinematică de legătură inversă

Ecuația cinematică de legătură rigidă este dată ca o expresie liniară de forma

$$\sigma = \lambda_1 x + \lambda_2 z_c + \lambda_3 z'' \quad (2.64)$$

Pentru determinarea valorii coeficienților $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ se fac următoarele ipoteze de calcul:

- a) arcul de cerc este asimilabil, în virtutea ipotezei micilor deplasări, cu elementul liniar - coarda;
- b) deplasările punctelor se consideră a fi supuse principiului superpoziției efectelor.

În consecință, eroarea distribuitorului (secțiunea relativă dintre pistonul sertar și bucușă) este rezultatul combinării erorii provocate de deplasarea x la intrare Δx cu eroarea provocată de reacția structurală $\Delta z''$ și cu eroarea datorată semnalului de răspuns la nivelul tijeii cremalierii $\Delta z'$.

Astfel se va stabili ecuația cinematică de legătură rigidă pentru cazul particular al schemelor din figura 2.14 poziția *a* și *b*. Urmărind schița din poziția *c*, rezultă că mărimea erorii y' , generată de deplasarea x , este $y'/x = b/(a+b)$. Datorită erorii y' în cilindru apare un semnal $p < 0$ care determină deplasarea corpului $z'' > 0$ și implicit, va exista o reacție structurală la nivelul carcasei mecanismului de direcție obligând totodată la mișcarea sertarului deoarece bucușă distribuitorului se deplasează în raport cu sertarul, în sensul reducerii erorii, iar datorită faptului că sistemul coloanei volan nu este fixat rigid pe corpul servomecanismului, are loc o deplasare suplimentară a sertarului cu mărimea y'' , tot în sensul minimizării erorii $y'' = a/(a + b)z_c$. Observăm că eroarea instantanee, ca urmare a superpoziției efectelor, va fi $\sigma = \lambda_1 x + \lambda_2 z_c - z''$, $\lambda_1 = b/(a + b)$, $\lambda_2 = a/(a + b)$. În cazul, frecvent întâlnit în practică, pentru servomecanismul cu transmisibilitate statică unitară ieșire/intrare dacă $a = b$ rezultă $\sigma = (x + z_c)/2 - z''$. Urmând același raționament, și pentru cazul servomecanismului din figura 2.14 poziția *b* se obține: $\sigma = \lambda_1 x + \lambda_2 z_c - z''$, $\lambda_1 = -a/b$, $\lambda_2 = (a + b)/a$. Semnul negativ care însoțește aici reacția structurală z'' este în legătură cu algebra aleasă a semnelor în ecuația (2.59).

2.5.5 Funcția de transfer a servocomenzii

Sistemul cu cele patru necunoscute (funcțiile de timp z_c , z'' , p , σ ; iar variabila de intrare $x(t)$ și funcția $c(\sigma)$ se consideră cunoscute), caracterizează dinamica unui sistem de urmărire cu feedback, deoarece există legătură inversă între ieșirea z_c și intrarea x , dată prin ecuația cinematică:

$$m_s \ddot{z}_c = Sp, \quad Ez'' = -Sp, \quad \sigma = \lambda_1 x + \lambda_2 z_c - z'', \quad S(\dot{z}_c - \dot{z}'') + k_c \dot{p} = -c(\sigma) \sqrt{p_a + p \operatorname{sgn} \sigma}. \quad (2.65)$$

Ieșirea z este forțată să urmărească rigid intrarea x . Eroarea de urmărire σ este sintetizată pasiv, printr-o legătură cinematică de reacție. Sistemul ecuațiilor de mișcare, neliniar, se rezolvă folosind metoda *Runge-Kutta*. De fapt, studiul dinamic calitativ al sistemului servocomenzii începe cu stabilirea ecuației liniarizate a caracteristicii de debit, care se poate asimila ca ecuație liniară a servomecanismului, fără indicarea naturii sarcinii la nivelul cremalierii:

$$S(\dot{z}_c - \dot{z}'') + k_c \dot{p} = -k_Q^* \sigma - k_{Qp}^* p \quad (2.66)$$

unde k_Q^* , k_{Qp}^* sunt coeficienții de liniarizare iar termenul $-k_Q^*$ indică efectul stabilizator (prin scăderea, sub sarcină, a vitezei și implicit a debitului) al termenului neliniar. Funcția $a(\sigma)$ din (2.58) se aproximează liniar $a(\sigma) \cong w\sigma$ cu atât mai justificat, cu cât secțiunea ferestrelor este mai aproape de forma dreptunghiulară propusă.

Efectuând transformatele Laplace ale variabilelor, prin eliminarea necunoscutelor z'' , σ , p și în condiții inițiale nule, se obține funcția de transfer în circuit închis a servocomenzii

$$H(s) = -\frac{z_c(s)}{x(s)} = \frac{N_0}{M_0 + M_1 s + M_2 s^2 + M_3 s^3}, \quad (2.67)$$

în care $s = d/dt$ este operatorul de derivare al lui Laplace, și valorile coeficienților $N_0 = \lambda_1 k_Q^* / S$,

$$M_0 = \lambda_2 k_Q^* / S, \quad M_1 = 1, \quad M_2 = m k_{Qp}^* / S^2 + m k_Q^* / ES, \quad M_3 = m k_c / S^2 + m / E.$$

Semnul (-) din expresia funcției de transfer corespunde cazului din figura 2.14 poziția *a*, unde deplasările x și z_c au senzori diferite, dar nu este adevărat și în cazul schemei din poziția *b*. De remarcat că în condițiile de regim staționar sinusoidal, până la frecvențe de 50÷100 Hz ($\omega = 2\pi\nu$, $s = i\omega$), se poate utiliza funcția de transfer de forma

$$H(s) = \frac{1}{1 + \tau s} \frac{1}{1 + 2\zeta s / \omega_n + s^2 / \omega_n^2}, \quad (2.68)$$

care evidențiază constanta de timp τ , factorul de amortizare ζ și pulsația naturală ω_n ale servocomenzii. Modelele matematice preliminare ale dinamicii rulării pot conta doar pe factorul de ordinul întâi al acestei funcții de transfer. Așa cum am mai precizat, liniarizarea prin dezvoltare în serie Taylor a caracteristicii (2.59) nu este simplă: în toate punctele

$(\sigma, p) \equiv (0, p^*)$, p^* arbitrar în domeniul de definiție (puncte de interes pentru teoria stabilității, ca teorie a mișcării în jurul poziției de echilibru hidraulic definită de $\sigma = 0$), $k_{Qp}^* \equiv 0$ coeficientul debit-presiune.

2.6 Controlul oscilațiilor servomecanismului

Impedanța servomecanismului caracterizează funcționarea acestuia în prezența variațiilor de sarcină la ieșire. Formal, impedanța se definește ca raportul, în regim dinamic, dintre forța F exercitată la ieșire și deplasarea z_c indusă de această forță, în contextul intrării blocate $x = 0$. Impedanța este o funcție de variabilă complexă și se calculează după cum urmează:

$$S(\dot{z}_c - \dot{z}''') + k_c \dot{p} = -k_{Q\sigma}^* \sigma - k_{Qp}^* p, \quad \sigma = \lambda_2 z_c - \lambda_3 z''', \quad F = -Sp = Ez'' \quad (2.69)$$

Ecuatiile definesc un model acceptabil al impedanței iar dacă se notează cu $F(s)$ și $z_c(s)$ transformatele Laplace ale variabilelor $F(t)$ și $z_c(t)$, rezultă funcția de impedanță $s = i\omega$:

$$\text{Imp}(i\omega) := \frac{F(s)}{z_c(s)} = r_d \frac{s + a_1}{s + a_2}, \quad (2.70)$$

$$a_1 = \frac{\lambda_2 \cdot k_{Q\sigma}^*}{S}, \quad a_2 = r_d \left(\frac{\lambda_3 \cdot k_{Q\sigma}^*}{E \cdot S} + \frac{k_{Qp}^*}{S^2} \right), \quad \frac{1}{r_d} = \frac{1}{E} + \frac{k_c}{S^2}.$$

Funcția de impedanță a servomecanismului pune în evidență capacitatea acestuia de a amortiza sau de a favoriza oscilațiile hidraulice, amortizate dinamic, generate de profilul suprafeței căii de rulare.

Din punct de vedere grafic, expresia (2.70) reprezintă un semicerc în planul complex ($\text{Re}(\text{Imp}(\omega)), \text{Im}(\text{Imp}(\omega))$), figura 2.15 poziția *a* și *b*, mai precis, acest semicerc este situat în cadrantul I sau IV, după cum între parametrii a_1 și a_2 din expresia funcției de impedanță există relația de ordine $a_1 < a_2$, respectiv $a_1 > a_2$. Primul caz corespunde situației favorabile, când servomecanismul amortizează oscilațiile hidraulice, indicând o amortizare

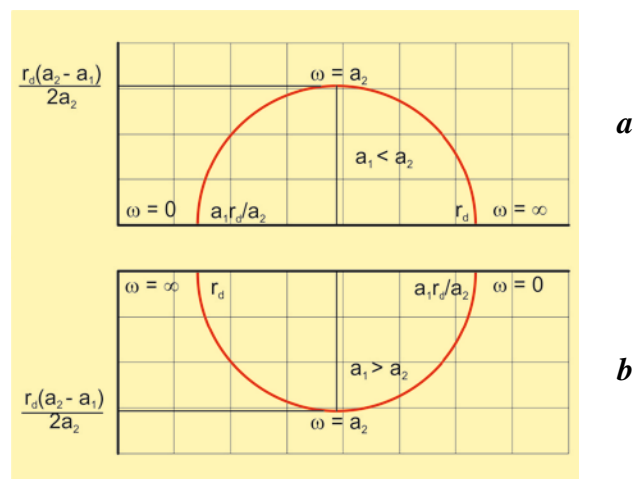


Fig. 2.15 Graficul funcției de impedanță:
a - cazul amortizării oscilațiilor;
b - cazul favorizării oscilațiilor

efectivă, pozitivă, în sistem, realizând astfel un control pseudoactiv, iar în al doilea caz servomecanismul poate contribui la amplificarea oscilațiilor hidraulice în condițiile unei amortizări *negative* în sistem. În acest mod, partea reală a numărului complex reprezentat de

funcția impedanță este o măsură a rigidității sistemului, iar partea imaginară este o măsură a amortizării sistemului (sau lipsei de amortizare), dimensional ambele componente sunt rigidități.

În cele ce urmează, trebuie demonstrat fundamentul energetic al relației $a_1 < a_2$ de stabilitate antioscilație hidraulică. Această relație se poate interpreta ca asigurând, prin condiții constructiv-funcționale de proiectare, existența unui control pseudoactiv al servomecanismului hidraulic asupra oscilațiilor proprii.

Dacă se utilizează metoda bilanțului energetic și F este efortul necesar pentru a obține deplasarea $z_c = z_0 \sin \omega t$ la ieșire, cu servomecanismul alimentat și cu intrarea blocată, figura 2.17 poziția *b*, rigiditatea η este considerată infinită, atunci $\Phi = -F$ efortul de răspuns al servomecanismului, efort realizat cu ajutorul energiei primite din exterior (energia hidraulică), ce verifică ecuația:

$$\dot{\Phi} = -a_2 \Phi - r_d z_0 (\omega \cos \omega t + a_1 \sin \omega t) = -a_2 \Phi + A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t \quad (2.71)$$

Efortul Φ produs se poate considera ca fiind consumat de forțele de inerție, frecare vâscoasă și elastică, deci $\Phi = m_s \ddot{z}_c + f \dot{z}_c + k z_c = A_2 \sin \omega t + B_2 \cos \omega t$, în care: $A_1 = -r_d z_0 a_1$, $B_1 = -r_d z_0 \omega$, $A_2 = z_0 (k - m_s \omega^2)$, $B_2 = z_0 f \omega$. Așadar se compară energia consumată W_2 cu energia primită W_1 pe parcursul unei perioade, obținând:

- energia consumată $W_2 = \pi z_0^2 f \omega$, și

$$\text{- energia primită } W_1 = \frac{r_d \omega z_0^2 (a_1 - a_2) [\pi - a_2 \omega (1 - e^{-2\pi a_2 / \omega}) / (a_2^2 + \omega^2)]}{a_2^2 + \omega^2} \quad (2.72)$$

Condiția energetică de stabilitate în prezența excitațiilor din exterior, $W_2 > W_1$, revine la

$$r_d (a_1 - a_2) [\pi - a_2 \omega (1 - e^{-2\pi a_2 / \omega}) / (a_2^2 + \omega^2)] / (a_2^2 + \omega^2) < \pi f. \quad (2.73)$$

Caracteristica funcțiilor $f_1(\omega) = 1 - e^{-2\pi a_2 / \omega}$, $f_2(\omega) = a_2 \omega / (a_2^2 + \omega^2)$ demonstrează că în figura 2.16, produsul $f_1(\omega) \cdot f_2(\omega)$ este subunitar și pozitiv, astfel că este îndreptățită o majorare în membrul stâng al inegalității (2.73), majorare care conduce la condiția de stabilitate $r_d (a_1 - a_2) / (a_2^2 + \omega^2) < f$. Trebuie amintit, pentru înțelegerea corectă a situației, că cele demonstrate mai sus asigură doar condiția suficientă de stabilitate. Neîndeplinirea acestei condiții nu atrage după sine în mod obligatoriu apariția instabilității. Aici se poate pune în evidență raportul dintre certitudine și risc în evaluarea deciziilor luate la un moment dat.

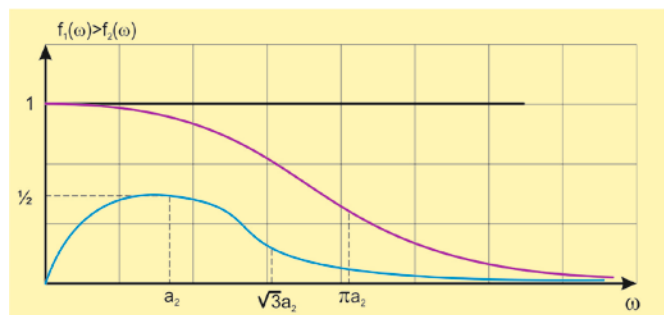


Fig. 2.16 Graficul funcțiilor $f_1(\omega)$, $f_2(\omega)$

2.6.1 Controlul autooscilațiilor servocomenzii

Considerăm modelul linear al servocomenzii cu servomecanism mecano-hidraulic SMMH, cu intrarea x blocată (autooscilație) și cu sarcină inerțială:

$$m_s \ddot{z}_c = Sp = -Ez'', \quad \sigma = \lambda_2 z_c - \lambda_3 z'', \quad S(\dot{z}_c - \dot{z}'') + k_c \dot{p} = -k_Q^* \sigma - k_{Qp}^* p \quad (2.74)$$

Eliminând variabilele intermediare z'' și p , se pune în evidență următoarea funcție de transfer a servocomenzii:

$$-\frac{z_c(s)}{\sigma(s)} = \frac{k_Q^*}{a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3}, \quad (2.75)$$

$$a_1 = S, \quad a_2 = \frac{m_s k_{Qp}^*}{S}, \quad a_3 = m_s \left(\frac{S}{E} + \frac{k_c}{S} \right)$$

Acest modelul s-a obținut în urma liniarizării caracteristicii de debit a servomecanismului, admitând că metoda de liniarizare asigură o precizie satisfăcătoare a modelului linear obținut. Modelul nu poate totuși depăși un neajuns major cel al ignorării realității fizice a saturației debitului, exprimabilă în saturația semnalului de eroare σ . Dacă acest fenomen este luat în considerare, atunci schema bloc a servocomenzii este cea din figura 2.17 poziția *a* ceea ce presupune introducerea funcției saturație *sat*, astfel:

$$y = \lambda_2 z_c - \lambda_3 z'', \quad \sigma = \text{sat } y = \eta(y) = \begin{cases} y_M \operatorname{sgn} y, & |y| > y_M \\ y, & \text{altă situație} \end{cases} \quad (2.76)$$

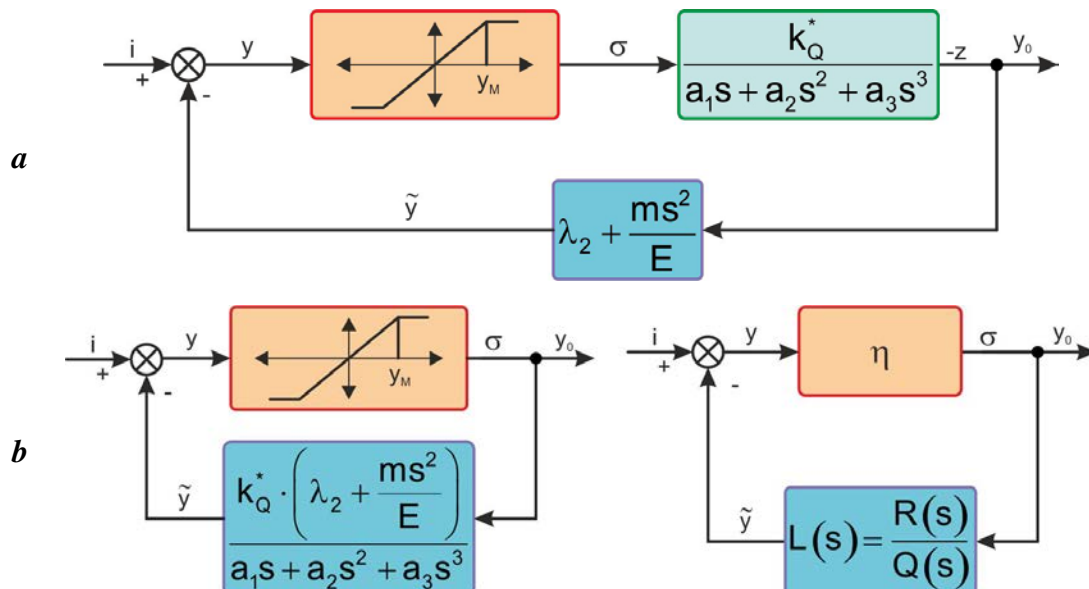


Fig. 2.17 Schema bloc a servocomenzii: *a* - cu saturația semnalului de eroare; *b* - cu partea liniară funcția de transfer $L(s)$ și partea neliniară funcția η

Schema echivalentă celei din figura 2.17 poziția *a* și specifică analizei prin metoda bilanțului armonic este transcrisă în poziția *b*. Metoda asigură liniarizarea unor neliniarități numite *esențiale* în literatura de specialitate [81, 84] a domeniului, adică saturația, zona de

insensibilitate, histerezisul neliniarității care nu permit o abordare prin metoda clasică a dezvoltării în serie Taylor [22, 83].

Eliminând variabilele intermediare, se obține ecuația caracteristică, asociată variabilei y sau z_c , a sistemului în buclă închisă: $Q(s) + R(s)q = 0$, (2.77)

cu expresiile particulare pentru funcția de transfer $Q(s) = a_1s + a_2s^2 + a_3s^3$, $R(s) = k_Q^*(\lambda_2 + \lambda_3m_s s^2 / E)$, ceea ce reprezintă un alt mod de a transcrie egalitatea, figura 2.17 poziția **b**: $y = -\tilde{y}$. Revenind la metoda bilanțului armonic, este de remarcat că expresiile coeficienților liniarizării q_0 , q , q' pot fi determinate din manualele și tratatele de specialitate unde sunt prezentate în mod tabelar pentru diferite neliniarități esențiale. Pentru a sublinia mecanismul metodei, se prezintă calculul în cazul funcției neliniare *sat*. Coeficienții indicați mai sus sunt în legătură cu primii coeficienți ai seriei Fourier relative la funcția *sat* (componenta constantă a autooscilației lipsește în acest caz):

$$q_0 = 0, \quad q = \frac{1}{\pi y_0} \int_0^{2\pi} \text{sat}(y_0 \sin \psi) \sin \psi \, d\psi, \quad (2.78)$$

$$q' = \frac{1}{\pi y_0} \int_0^{2\pi} \text{sat}(y_0 \sin \psi) \cos \psi \, d\psi, \quad \psi = \varpi_0 t.$$

Notând $\psi = \arcsin 1/A$, $A = y_0 / y_M > 1$ și prin substituția $s = i\omega$, rezultă sistemul cu necunoscutele A și ω_0 : $\omega_0^2 = a_1 / a_3$, $\lambda_2 k_Q^* q - (a_2 + \lambda_3 q k_Q^* m_s / E) a_1 / a_3 = 0$ (2.79)

Evident, $a_1 / a_3 > 0$, condiția $0 < q < 1$ derivată din (2.78), implică necesitatea îndeplinirii următoarelor inegalități relative la parametrii servocomenzii

$$\lambda_2 > \lambda_3 / (1 + k_c E / S^2), \quad k_{Qp}^* < k_Q^* [\lambda_2 k_c / S - (\lambda_3 - \lambda_2) S / E]. \quad (2.80)$$

Problema stabilității soluției $y = y_0 \sin \omega_0 t$, condiția de existență a autooscilației (2.59), devine o problemă dificilă de stabilitate a echilibrului pentru ecuații diferențiale având coeficienți periodici. O metodă aproximativă pentru verificarea stabilității soluției găsite este propusă, sub forma îndeplinirii criteriului:

$$\left. \frac{\partial H_{n-1}}{\partial A} \right|_{A=A^*} > 0 \quad (2.81)$$

în care H_{n-1} este penultimul determinant Hurwitz asociat ecuației caracteristice (2.77), iar derivata urmează să fie calculată pentru valoarea determinată A^* a amplitudinii autooscilației:

$$\alpha_3 + \alpha_2 s + \alpha_1 s^2 + \alpha_0 s^3 = 0, \quad \alpha_0 = a_3,$$

$$\alpha_3 = \lambda_2 k_Q^* q, \quad \alpha_2 = a_1, \quad \alpha_1 = a_2 + \lambda_3 m_s k_Q^* q / E, \quad (2.82)$$

$$H_2 = \alpha_1 \alpha_2 - \alpha_0 \alpha_3 = a_1 a_2 + k_Q^* (\lambda_3 a_1 m_s / E - \lambda_2 a_3) q,$$

$$\frac{\partial H_2}{\partial A} = \frac{\partial H_2}{\partial q} \frac{\partial q}{\partial A} = k_Q^* m_s [-\lambda_2 k_c / S + (\lambda_3 - \lambda_2) S / E] \frac{\partial q}{\partial A}.$$

În consecință, îndeplinirea condiției de stabilitate, mai sus notată, revine la îndeplinirea inegalității $\partial q / \partial A|_{A=A^*} < 0$, inegalitate identic îndeplinită, deoarece $A^* > I$.

Rezumând concluziile obținute, se poate formula inegalitatea: $\lambda_2 < \lambda_3 / (1 + k_c E / S^2)$ sau $k_{Op}^* > k_{Op} [\lambda_2 k_c / S - (\lambda_3 - \lambda_2) S / E]$ acestea fiind condiții suficiente de inexistență a autooscilațiilor pentru servocomanda cu saturație a debitului. Rezultatul este evident, întrucât reflectă rolul stabilizator, de altfel consacrat, al unor parametri, iar riscul de autooscilație, fenomen deosebit de nociv, este diminuat prin adaptarea unor valori suficient de mari pentru k_{Op}^* respectiv S și suficient de mici pentru k_{Op} , E , λ_2 și k_c .

2.7 Stabilitatea servocomenzilor

În cazul servocomenzii mecanismului de direcție propuse, structura modelului matematic al servomecanismului încărcat cu sarcină predominant inerțială este neliniară și în consecință, un angajament al instrumentelor de analiză și sinteză neliniare nu trebuie neglijat [1, 18, 79]. Termenul neliniar care descrie efectul descreșterii debitului prin SMMH nu va fi ignorat, ci este asimilat unui parametru aleator, obținându-se astfel sistemul Popov generalizat [81, 83].

Având sistemul controlului indirect (sau derivativ)

$$\dot{z}_c = Az_c + b\xi, \quad \dot{\xi} = h(\sigma), \quad \sigma = c^T z_c - r\xi, \quad (2.83)$$

unde z_c , ξ , σ sunt vectori n -dimensionali ai variabilelor de stare ale obiectului reglării, variabila scalară care caracterizează starea elementului de execuție și variabila (scalară) de control; A este o matrice constantă, nesingulară, $n \times n$ -dimensională; b , c sunt vectori n -dimensionali, $h(\sigma)$ este caracteristica admisibilă, neliniară, a elementului de execuție iar r este un scalar pozitiv. Cu schimbarea de variabile $(z_c, \xi) \rightarrow (x, \sigma)$:

$$x = Az_c + b\xi, \quad \sigma = c^T z_c - r\xi, \quad (2.84)$$

sistemul (2.83) poate fi scris în forma canonică (adecvată pentru introducerea unei funcții Liapunov): $\dot{x} = Ax + bh(\sigma)$, $\dot{\sigma} = c^T z_c - rh(\sigma)$, (2.85)

Condiția necesară și suficientă pentru ca transformarea (2.84) să fie nesingulară este

$$r + c^T \cdot A^{-1} \cdot b \neq 0 \quad (2.86)$$

Prin formularea problemei lui Lurie de stabilitate absolută trebuie să se determine condițiile necesare și suficiente pentru ca sistemul (2.83) sau (2.85) să fie asimptotic stabil în general, pentru orice alegere a caracteristicii admisibile $h(\sigma)$.

În fapt, stabilitatea în general înseamnă stabilitatea în raport cu întreg spațiul stărilor, mai precis, stabilitatea în raport cu orice condiții inițiale.

Punctul $(x = 0, \sigma = 0)$ este punct critic (singular) pentru sistemul (2.85). Cadrul stabilității absolute presupune ca punctul critic să fie unic, matricea A să fie stabilă cât și îndeplinirea condiției (2.86).

Problema lui Lurie poate fi rezolvată în condițiile generale ale teoriei stabilității asimptotice a lui Liapunov. Dacă pentru sistemul $\dot{x} = X(x)$, $X(0) = 0$, există, în tot spațiul stărilor, o funcție Liapunov $V(x)$ pozitiv definită cu proprietatea că $V(x) \rightarrow \infty$ când $\|x\| \rightarrow \infty$ și $\dot{V}(x)$ este negativ definită, rezultă atunci că originea 0 a spațiului este asimptotic stabilă în mare.

Evident, sistemul (2.85) poate fi reprezentat în forma $\dot{x} = X(x)$; derivata $\dot{V}(x)$ este o derivată totală, în raport cu variabila t , în virtutea sistemului $\dot{x} = X(x)$, chestiune uzuală în teoria stabilității a lui Liapunov.

2.7.1 Stabilitatea soluției propuse

În ipoteza că funcția $\varphi(x, \sigma)$ este un parametru aleator cuprins în intervalul $(0, 1]$, se alege transformarea de coordonate $(z_c, \xi) \rightarrow (w, \xi)$, cu $w = Az_c + b\xi$ atunci sistemul Popov pentru problema stabilității absolute a SMMH se scrie:

$$\dot{w} = Az_c + bh(\sigma)\varphi(\omega), \quad \dot{\xi} = h(\sigma)\varphi(\omega), \quad \sigma = d^T w - \gamma\xi \quad (2.87)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ a_1 & a_2 \end{bmatrix}, \quad b = \begin{bmatrix} 0 \\ b_2 \end{bmatrix}, \quad d^T = \begin{bmatrix} c_2 - \frac{a_2 c_1}{a_1} & \frac{c_1}{a_1} \end{bmatrix}, \quad \gamma = r + \frac{b_2 c_1}{a_1}$$

$$a_1 = -\omega_r^2, \quad a_2 = -2\zeta_r \omega_r, \quad b_2 = k_r \omega_r^2, \quad c_1 = r_a \omega_r^2 - r_p, \quad c_2 = 2r_a \zeta_r \omega_r - r_v, \quad r = r_a k_r \omega_r^2$$

iar $\varphi(\omega)$ este un parametru aleatoriu $0 < \varphi(\omega) \leq 1$. Restricția $\varphi(\omega) > 0$ din punct de vedere fizic, presupune funcționarea normală, în regim motor, nu de pompă, a SMMH. Mai precis, aria de trecere a lichidului de lucru prin distribuitor poate fi descrisă de funcția:

$$h(\sigma) = \begin{cases} \sigma_m \sigma, & |\sigma| < \sigma_m; \\ \sigma^2 \operatorname{sgn} \sigma, & \sigma_m \leq |\sigma| \leq \sigma_M; \\ \sigma_M^2 \operatorname{sgn} \sigma, & |\sigma| > \sigma_M \end{cases} \quad (2.88)$$

Observăm existența a trei domenii, ale variabilei σ , care definesc caracteristica locală de debit pentru $|\sigma| \leq \sigma_m$, caracteristica (cvasi)globală de debit pentru $\sigma_m \leq |\sigma| \leq \sigma_M$, și caracteristica de regim saturat pentru $|\sigma| > \sigma_M$.

Condiția suficientă de stabilitate absolută $y(\omega) > 0$ este evident îndeplinită. În fapt, pentru soluția propusă, cazul SMMH, $\gamma(\omega) \equiv \gamma$ nu este aleator, iar condiția revine simplu la $k_A k_r k_p > 0$, adică la existența unei reacții de poziție. Trebuie menționat însă că și în cazul $\gamma = \gamma(\omega)$ condiția poate fi în principiu asigurată.

2.8 Sinteza robustă a servomecanismului de direcție

Folosite pe scară largă, în diverse arii ale practicii industriale cât și la mecanismele pentru comanda direcției de mișcare a autovehiculelor, servomecanismele hidraulice se supun unei proiectări (sinteze) robuste, care să le confere performanțe dinamice și fiabilitate ridicate. În cele ce urmează, problema de sinteză robustă a unui servomecanism *SRS*, consacrată ca sinteză clasică în lucrările de specialitate, este prezentată într-o formulare adaptată pentru sinteza unui servomecanism hidraulic *SMMH*, potențial utilizabil în controlul direcției autovehiculelor.

Deoarece servomecanismul de direcție este un sistem mecanohidraulic, s-a considerat, pentru efectuarea cercetărilor experimentale, echivalentul său electrohidraulic-pasiv *SMEH* (fără compensator în bucla sa internă).

2.8.1 Saturația controlului

Sinteza robustă pentru un servomecanism *SRS* se realizează în raport cu modelul liniar invariant în timp, figura 2.17 poziția *b*, având coeficienți constanți, al servomecanismului electrohidraulic *SMEH*, și modelul matematic descris de:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + E\omega, \\ y_o &= Cx = z_c, \\ \varepsilon &= y_o - i_{ref}. \end{aligned} \quad (2.89)$$

cu matricele

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -k/m_s & -f/m_s & S/m_s \\ 0 & -S/k_c & -k_{Qp}^*/k_c \end{bmatrix}, \quad B = [0 \quad 0 \quad k_u/k_c]^T,$$

$$C = [k_p \quad 0 \quad 0], \quad E = [0 \quad 1 \quad 0]^T, \quad k_c = V/(2B_l), \quad k_u = k_{sv}k_{mAV}$$

unde $x = [z_c \quad \dot{z}_c \quad p]^T$ este vectorul variabilelor de stare ale servomecanismului;

$A_1 \equiv A$, exceptând $A(3, 1) = -k_u k_p / k_c$, k_p reprezintă factorul de amplificare a poziției;

z_c - deplasarea cremalierii;

y_o - variabila de ieșire măsurată, care coincide cu ieșirea controlată z_c ;

i_{ref} - semnalul de referință, generat la nivelul controlului general al autoturismului, în [V];

ε - eroarea (de urmărire);

k - rigiditatea echivalentă geometriei de așezare a roților și rulării acestora;

k_{Qp}^* - coeficientul de liniarizare specific al caracteristicii neliniare de debit;

V - volumul camerei hidrocilindrului *HC*, pentru poziția medie a pistonului;

f - coeficientul de amortizare echivalent;

S - suprafața activă a pistonului;

B_l - modulul de compresibilitate al lichidului de lucru;

k_p - coeficientul traductorului de poziție pe calea de reacție;

m_s - masa echivalentă redusă, corespunzătoare unui moment de perturbație generat de calea de rulare;

p - căderea de presiune din hidrocilindrul HC, determinată de sarcina externă (masa inerțială redusă și perturbația $E\omega$ pe ieșire);

u - variabila de control (tensiunea curentului măsurată în [V]); curentul la servovalvă, măsurat în [mA], $i = k_{mAV}u$, cu k_{mAV} în [mA/V], coeficientul de conversie $V \rightarrow mA$;

k_{sv} - coeficientul de liniarizare al caracteristicii de debit [cm^3/smA] în raport cu semnalul de curent la servovalvă măsurat în [mA].

Coeficientul k_u reprezintă produsul dintre factorul de amplificare k_{sv} debit/curent la servovalvă și factorul de amplificare k_{mAV} curent/tensiune, k_u fiind măsurat în [m^3/Vs].

Componenta nenulă a matricei C are semnificația de coeficient de amplificare al traductorului de poziție, măsurat în [V/m]. Deplasarea cremalierii servomecanismului y_o , cu referința asociată, este de fapt ieșirea comandată, transformată în cm, 1 V corespunde la 1 cm.

Saturația elementului de execuție reprezintă o temă de interes major în teoria și aplicațiile controlului direcției autovehiculelor, deoarece elementele de execuție sunt supuse constrângerilor sub forma limitării energetice sau de putere, ceea ce conduce la îndeplinirea condiției de *saturație*. Dacă fenomenul de saturație este ignorat, regimul tranzitoriu de funcționare este serios afectat de fenomenul *reset* [35, 52, 55, 88], care se manifestă ca o tendință de suprareglaj și/sau oscilație la ieșirea sistemului, tendință explicabilă, prin funcționarea fără feedback în regim saturat. Astfel, modificarea constructivă a grupului piston sertar-bucșă impune ca pentru saturația elementului să se realizeze analiza de execuție deoarece constituie impedimentul principal al unui servomecanism, în atingerea performanțelor de urmărire, a comenzii manuale de la volan.

Întrucât regimul tranzitoriu este dificil de

ameliorat, pentru că ar necesita o compensare dinamică, se va ameliora regimul staționar. Punctele de echilibru sunt considerate regimuri staționare, realizate evident, pentru cazul unui sistem stabil. Punctul de echilibru unic, pentru sistemul liniar, se divide în două puncte de echilibru virtuale pentru sistemul liniar saturat, cu un singur element de execuție, după cum acesta operează la pragul superior sau inferior al funcției de saturație figura 2.18. În această situație, se conjecturează că performanța sistemului va fi îmbunătățită dacă se reduce distanța

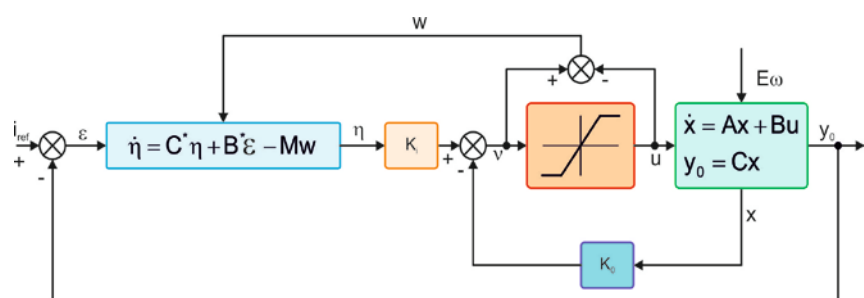


Fig. 2.18 Structura generală a soluției pentru PSRS cu compensator antisaturație

dintre punctele de echilibru ale sistemului saturat și cele ale sistemului nesaturat. Ignorând perturbația ω și urmărind schema din figura 2.18, se analizează ansamblul regulator automat-servocompensator lucrând în buclă închisă, în absența și în prezența saturației elementului de execuție respectiv în cazul liniar $u = v$, cât și în cazul neliniar, cu saturație $u = sat(v)$.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu, & \dot{\eta} &= C^* \eta + B^* \varepsilon - M(v - u) \\ y_0 &= Cx, & v &= K_0 x + K_1 \eta \\ u &= sat(v), & \varepsilon &= y_0 - r, \quad r = i_{ref} \end{aligned} \quad (2.90)$$

Prin concatenarea acestor ecuații se obțin regimurile staționare liniare respectiv neliniare.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x \\ \eta \end{bmatrix}_{st1} &= \begin{bmatrix} A + BK_0 & BK_1 \\ B^* C & C^* \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ B^* \end{bmatrix} r \\ \begin{bmatrix} x_i \\ \eta_i \end{bmatrix}_{st1} &= \begin{bmatrix} A & 0 \\ B^* C - M_c K_0 & C^* - M_c K_1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -B sat_i(v) \\ -M_c sat_i(v) + B^* r \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (2.91)$$

Indicele i marchează starea lui v (punct de saturație) când acesta poate fi mai mare sau mai mic decât limita superioară respectiv inferioară de la care are loc saturația. În virtutea conjecturii enunțate, determinarea matricei de compensare M_c se realizează formulând o problemă de optimizare. Soluția acestei probleme este dată de matricea de compensare antisaturație, $M_c = B^* C A^{-1} B (K_0 A^{-1} B + I)^{-1}$

care realizează coincidența punctelor staționare $\eta_{i,stm}$ cu punctul staționar η_{st1} , de unde se obține:

$$\begin{bmatrix} A & 0 \\ B^* C - M_c K_0 & C^* - M_c K_1 \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} A^{-1} & 0 \\ -(C^* - M_c K_1)^{-1} (B^* C - M_c K_0) A^{-1} & (C^* - M_c K_1)^{-1} \end{bmatrix}$$

Observând că matricea M_c este prezentă doar pe linia a doua în expresia de mai sus și că numai elementul (2, 2) al primei matrice inversate din (2.91) contează. Factorul funcției de saturație $sat_i(v)$ se anulează dacă matricea M_c este dată de (2.92). De reținut este că aceeași valoare a lui M anulează și celălalt termen. Totodată trebuie verificat că $B(M_c^{-1} - K_1 C^{*-1}) = (A + BK_0 - BK_1 C^{*-1} B^* C) C^{-1} B^{*-1}$ relație ușor de probat după substituirea valorii lui M_c și rezolvarea parantezelor [16, 24].

Pentru verificarea condițiilor se vor utiliza subrutinele *ctrbf*, *obsvf*, *tzero*, *ctrb* ale pachetului MATLAB Toolbox. Primele două subrutine pun în evidență forma controlabilă, respectiv forma observabilă pentru (A, B, C) , astfel stabilizarea este echivalentă cu stabilitatea asimptotică a părții necontrolabile a sistemului, iar detectabilitatea cu stabilitatea asimptotică a părții neobservabile. Pentru validarea numerică a controlabilității perechii (C^*, B^*) , s-a introdus eroarea $\varepsilon = -10^{-12}$ în expresia polinomului $\Lambda(s)$, astfel încât frecvențele modelului intern să verifice: $v_i = i / (N_\omega - 1)$, $i = 1 \div N_\omega - 1$.

$$\Lambda(s) = (s - \varepsilon) \left[(s - \varepsilon)^2 + \omega_0^2 \right] \left[(s - \varepsilon)^2 + (2\omega_0)^2 \dots (s - \varepsilon)^2 + (N_\omega - 1)\omega_0^2 \right].$$

2.9 Reglarea debitului în hidrocilindru

Regulatorul proporțional de debit deține o importanță deosebită în comanda sistemului de direcție la care trebuie realizat un control sensibil al vitezei cremalierei, independent de reacțiuni, precum și o comutație temporală rapidă. Astfel este necesară, atât o bună comportare în timp, cât și reproductibilitatea comportării funcționale.

În raport cu elementele discrete de trecere de la o deplasare rapidă spre una normală, avantajele reglatoarelor proporționale de debit constau în special în reducerea numărului necesar de elemente constructive și în flexibilitatea poziționării sertarului care controlează poziția *deschis* ce se manifestă prin creșterea debitului. Astfel, în lucrare se vor stabili indicii de apreciere a comportării statice și dinamice pentru regulatorul de debit cu două căi utilizat în soluția constructivă propusă.

Reglatoarele de debit au fost utilizate cu mult timp în urmă la reglarea compensată ca sarcină a vitezelor pistonului cremalierei. Avantajele reglatoarelor de debit, în comparație cu alte modalități de reglare a debitului, precum pompa cu reglaj de presiune, cu comanda integrată a debitului sau cu servoventil, constau în prețul relativ scăzut, robustețe și simplitate constructivă.

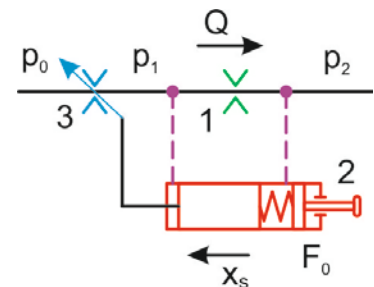


Fig. 2.19 Schema regulatorului cu două căi

Schema principală a regulatorului cu două căi, încorporat în mecanismul de direcție analizat, a cărui drostel este conectat direct la piston, conține următoarele elemente: 1 senzor, element rezistiv de măsură; 2 hidrologistorul normal deschis, diferențiator de presiune; și 3 element de poziționare (rezistența autoreglabilă), figura 2.19.

Senzorul, diafragma-sertar, transformă debitul dat de regulator în mărimea de control a circuitului de reglaj al presiunii, care este diferența de presiune $p_1 - p_2$. Deci variabilele de intrare în elementul de comparație este debitul Q , iar cea de ieșire, diferența de presiune $p_1 - p_2$. Semnalul generat de senzor, $\Delta p = p_1 - p_2$, va fi transmis circuitului de reglaj automat al presiunii, care va menține constantă această diferență pe diafragma. Selectarea poziției *deschis* sau *limită* a mărimii de reglaj, numită *diferență de presiune* $p_1 - p_2$, se realizează prin intermediul unui plunjer susținut de un element elastic elicoidal.

Variabila de intrare la elementul de comparație este dată de forțele supuse comparației, adică forța de presiune $F_v = A(p_1 - p_2)$, respectiv forța arcului $F_a = K_a \cdot x_s$. Mărimea de ieșire a

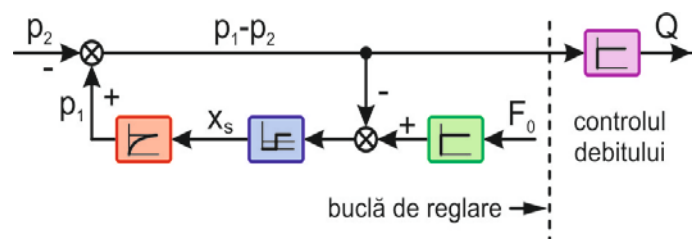


Fig. 2.20 Reglarea diferenței de presiune

elementului de măsură este cursa x a plunjerului. Compensarea erorii dintre semnalul p_1 *deschis*

și p_2 limită, se realizează prin intermediul rezistenței reglabile a elementului de poziționare. În realitate, elementele de măsură și poziționare ale distribuitorului acționat direct, sunt cuprinse în *diferențiatorul de presiune* [17, 21, 80, 86].

Dependențele descrise sunt reprezentate în schema bloc simplificată și liniarizată a buclei de reglare a diferenței de presiune, figura 2.20.

Figura 2.21 prezintă soluția constructivă a distribuitorului cu două căi, unde ca element de poziționare și măsură a circuitului de reglare se utilizează un hidrologistor unisens normal deschis, iar ca senzor servește un distribuitor proporțional, cu reglaj de poziție continuă al mecanismului, pe baza comportării statice și dinamice măsurate, a acestui element de execuție [29, 74].

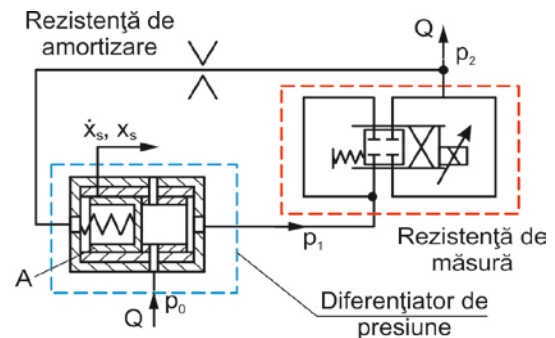


Fig. 2.21 Schema distribuitorului cu două căi

2.10 Comportarea distribuitorului

Date cu privire la comportamentul static al regulatorului, sunt prezentate în diagramele caracteristice debitului $Q = f(p_0 - p_2, R_1)$, care străbate regulatorul, când $p_0 - p_2 = \Delta p_{02}$ diferența dintre presiunea de intrare și cea de ieșire la elementul de execuție. Variabila R caracterizează mărimea de reglaj a diafragmei-sertar. În figura 2.22 sunt prezentate tendințele dependenței debit-diferență de presiune $p_0 - p_2$ și valoarea reglată R . Pentru determinarea câmpurilor caracteristice ale diagramelor, temperatura lichidului θ a fost menținută constantă. Domeniul I cuprinde toate punctele $Q = f(p_0 - p_2, R_2)$, care pe baza diferenței de presiune $p_0 - p_2$, prea mici, duc la nesolicitarea elementului de execuție. Domeniul II cuprinde toate punctele corespunzătoare reglării $Q = f(p_0 - p_2, R_3)$. Calitatea comenzii debitului poate fi apreciată prin:

a) *comportarea în flux continuu cfc*, având proprietatea de a menține constant debitul Q în camerele elementului de execuție, independent de mărimile perturbatoare, precum și diferența de presiune $p_0 - p_2$ respectiv variația de temperatură a lichidului de lucru $\Delta\theta$. În general, pentru dependența debit-temperatură, este valabil faptul că la creșterea temperaturii lichidului hidraulic, scade vâscozitatea și deci crește debitul în raport cu valoarea *deschis*. Pentru valori mici ale debitului, raportate la valoarea *deschis*, apare, odată cu creșterea temperaturii, o creștere a erorii

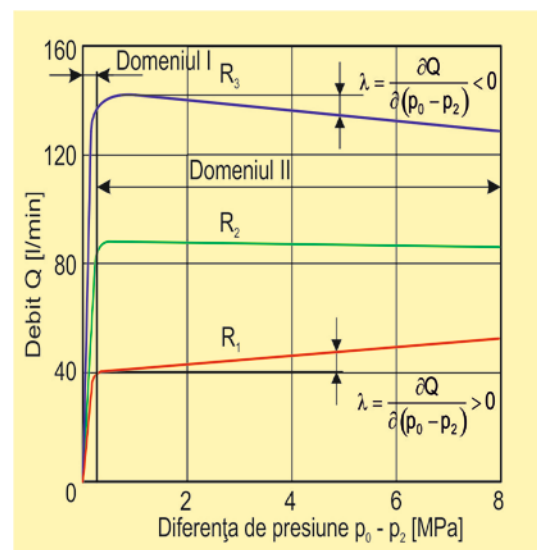


Fig. 2.22 Dependența debit-variația presiunilor la reglare

relative, măriindu-se totodată valoarea *limită* osimultan cu creșterea diferenței de presiune $p_0 - p_2$, deoarece pentru deplasarea masei roților (masa nesuspendată) este necesară o creștere a valorii debitului. Influența forțelor de reacție asupra cremalierii fiind redusă.

În domeniul central de reglare a debitului, se obține o bună *cf* în raport cu perturbația generată de variația presiunii $p_0 - p_2$. Astfel crește forța rezistențelor dinspre roată $K_a \cdot \Delta x$, care va impune creșterea forței de reacție a jetului de lichid $F_{rjl} = f[\Delta x; \Delta(p_0 - p_1); \Delta \cos \varepsilon]$, și implicit se va reduce apreciabil debitul față de valoarea *deschis*.

Pentru debite foarte mari, în bilanțul de forțe ale pistonului sertar, modificarea forțelor de reacție este preponderentă față de modificarea forței de presiune. Aceasta justifică alura descendentă a curbei $Q = f(p_0 - p_2; R_2)$ față de valoarea *deschis*.

Un mod de influențare constructivă a caracteristicii $Q = f(p_0 - p_2, R_e)$, constă în sensibilitatea deschiderii A/K_a a distribuitorului și amplificarea pierderii dQ/dx a acestuia.

O măsură pentru *cf* referitoare la mărimea de perturbație este dată de diferența de presiune $p_0 - p_2$, la care i se aplică diferențiala parțială: $\lambda = \partial Q / \partial (p_0 - p_2) \Big|_{\theta=ct}$. Variația trmică a lichidului hidraulic $\Delta \theta$ se poate descrie prin diferențiala parțială: $\mu = \partial Q / \partial \theta \Big|_{p_0 - p_2 = ct}$. Parametrii λ și μ sunt dependenți de caracteristicile constructive ale regulatorului, de diferența de presiune $p_0 - p_2$, de temperatura θ și de reglarea diafragmei, respectiv de valoarea reglată R .

Pentru gradientul μ printr-o construcție optimă de tip diafragmă-sertar se poate obține modificări sensibile ale debitului Q funcție de temperatura θ a lichidului.

b) *Comportarea de histerezis*. Histerezisul în acest câmp static $Q = f(p_0 - p_2; R_3)$ indică faptul că ne putem aștepta la o modificare de debit în cazul schimbării pozitive sau negative a presiunii de sarcină p_2 , precum și a valorii reglate R . Prin construcții corespunzătoare și execuții practice precise componenta de histerezis, care are drept consecințe accentuarea forțelor de frecare și blocarea prin gripare, devine foarte mică.

c) *Diferența minimă de presiune*, care adesea se constituie ca nivel de solicitare a regulatorului, este o cuantificare a pierderii de presiune necesară comenzii debitului.

Această diferență minimă de presiune cuprinde în câmpul caracteristicilor statice $Q = f(p_0 - p_2; R_e)$, toate punctele de lucru, care, datorită unor diferențe mici de presiune $p_0 - p_2$, nu conduc la acționarea elementului de execuție. La reglatoarele mecanice, această diferență de presiune este cuprinsă între 0.3 - 1 MPa.

d) *Fiabilitatea*. Pe lângă comportarea statică și dinamică, trebuie observată comportarea regulatorului în timp. Această condiție se impune mecanismelor de direcție hidraulice deoarece, indiferent de loc și timp, este necesară o funcționare reproductibilă a comenzilor de control ale autoturismului.

Rezerva de stabilitate a sistemului automat analizat se evaluează prin intermediul a două mărimi caracteristice: rezerva de stabilitate în fază, numită și margine de fază respectiv rezerva de stabilitate în modul, numită și margine de amplitudine.

Se numește *margine de fază*, unghiul M_F definit de relația $M_F = -180^\circ + \varphi(\omega_o)$ (2.93)

unde ω_o reprezintă pulsația critică, de tăiere, la care hodograful intersectează cercul de rază unitară (pe locul de transfer), în sens trigonometric pe diagrama fază-pulsație (în cazul diagramelor Bode) față de dreapta $\varphi = -180^\circ$ la pulsația dată de intersecția caracteristicii atenuare-fază, cu dreapta de amplificarea unitară [18].

Marginea de amplitudine, se definește ca fiind inversa valorii atenuării unde caracteristica fază-pulsație intersectează dreapta sub unghiul de fază de -180° . Deoarece sistemul piston sertar-bucșă este supus influenței complexului de parametri geometrici, acesta, se încadrează în clasa de toleranță dimensională IT_2 iar unghiul de fază este dat de:

$$FI = -180^\circ + \arctg \frac{\text{Im}(j\omega)}{\text{Re}(j\omega)} \quad (2.94)$$

2.10.1 Comportamentul dinamic

Modificărilor rapidă de stare, impune pe lângă datele constructive și caracteristicile statice $Q = f(p_0 - p_2; R)$ introducerea de noi criterii, întrucât acestea depind și de timpul t și de sistemul hidraulic în care este inclus. Standul pentru determinarea comportării dinamice este prezentat în figura 3.10 și sub formă schematică în figura 2.23. Instalația de cercetare este prevăzută cu un circuit sub presiune constantă asigurată de pompa hidraulică 1 și supapa limitatoare de presiune 2. Debitul Q străbate supapa de poziție 3 și este condus prin debitmetrul 4. Încărcarea se realizează cu un dispozitiv pneumatic pentru simularea sarcinii, compus din rezistențe 5 și 6, legate în paralel, și dintr-un distribuitor 7 cu comutație rapidă, care are timpul de selectare de circa 2 ms.

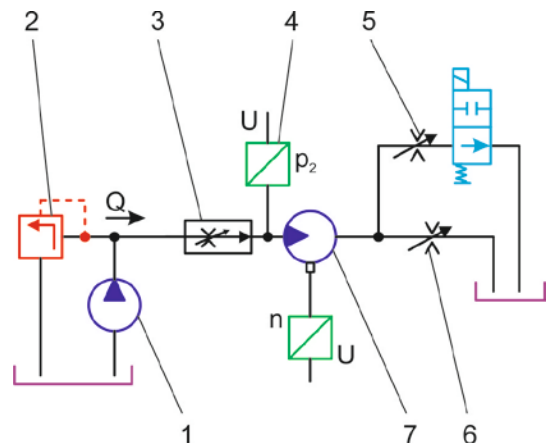


Fig. 2.23 Schema standului pentru determinări dinamice

Schema bloc simplificată a sistemului regulator-unitate de sarcină arată dependența presiunii de sarcină p_2 față de debitul de lichid Q care iese din regulator și față de debitul de sarcină Q_s , figura 2.24. Acestea arată că mărimea perturbantă, presiunea de sarcină p_2 , nu este o mărime independentă de debitul regulatorului. În afară de aceasta este cert că nu se poate realiza o modificare perturbatoare pur treaptă a presiunii p_2 [18, 21, 32, 85].

La inducerea unei perturbații de tip treaptă în secțiunea de trecere a diafragmei de sarcină K_{b2} se obține o variație de stare întârziată, a presiunii de sarcină p_2 , care însă în volume de lichid hidraulic V_2 , foarte mici, între regulator și unitatea de încărcare, conduce la o modificare perturbatoare aproximativ treaptă. Mărimile care, pe lângă regulatorul propriu-zis, influențează hotărâtor rezultatele măsurătorilor dinamice sunt volumele legăturii V_2 , volumele reglate ale debitelor, precum și secțiunea de trecere.

Cercetarea comportmentului dinamic deosebește modificările valorilor *deschis* dar și variația mărimilor perturbatoare [10, 45, 50, 70]. Pentru modificările valorilor *deschis* se va măsura funcția de răspuns a regulatorului la variația necesarului reglat R , a supapei proporționale, care formează diafragma-sertar de măsurare.

Pentru stabilirea mărimii disturbante, presiunea de sarcină p_2 , se va determina funcția de răspuns a elementului de execuție. Pe baza variațiilor treaptă a valorilor *deschis* și a perturbațiilor elementului de execuție schițat în figura 2.25, se prezintă funcția de răspuns a regulatorului la o excitație de tip treaptă a presiunii de sarcină p_2 cuprinsă între $0.1 \div 0 \text{ MPa}$, figura 2.26. Întrucât forțele pe diferențiator cresc, acționarea pistonului sertar în sensul deschiderii secțiunii droselizate, cuplând astfel la timpul $t = 0$ consumatorul neîncărcat, presiunea p_2 prezentă în spatele distribuitorului în zona debitmetrului scade foarte repede. Concomitent cu selecția *deschis*, debitul se mărește prin secțiunea droselizată a diferențiatorului de presiune, până la atingerea poziției de reglaj dorită. Variația sarcinii $p_0 - p_2$ între valorile $0 \div 10 \text{ MPa}$, corespunde cu modificarea maximă a disturbantei, ea fiind numită *salt la pornire* datorită instalării unei accelerații prea mari la consumator într-un timp foarte scurt.

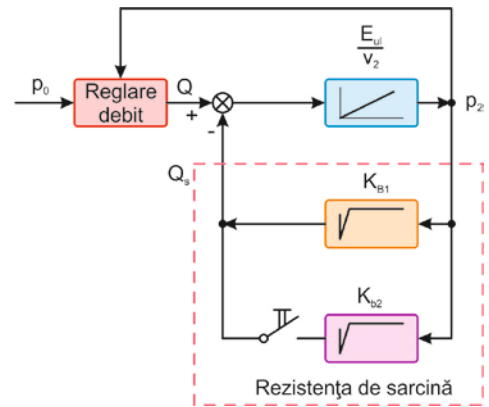


Fig. 2.24 Sistemul regulator-unitate de sarcină

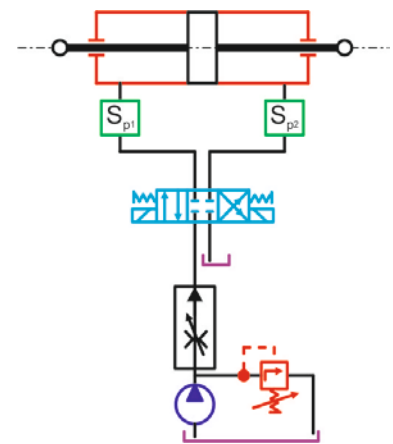


Fig. 2.25 Schema elementului de execuție

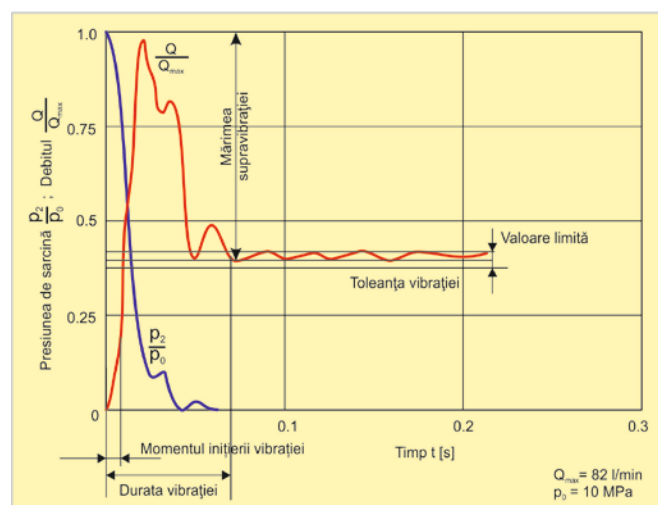


Fig. 2.26 Curba de răspuns a regulatorului la excitația de tip treaptă

2.11 Cursa supapei regulatorului

Pentru determinarea parametrilor hidraulici ai hidrologistorului, îndeosebi când funcționează ca drosel, trebuie cunoscută mărimea secțiunii de trecere a lichidului în funcție de cursa α a pistonului-sertar.

Dacă suprafața lui de închidere este cilindrică figura 2.27 putem scrie relațiile: $a = D_N$; $\varphi = 90^\circ$. În consecință,

$$C_1 = \frac{D_N - a}{2} = 0, \quad C_2 = \frac{D_N + a}{2} = D_N \quad (2.95)$$

$$S_{drul}(\alpha) = \pi D_N \alpha$$

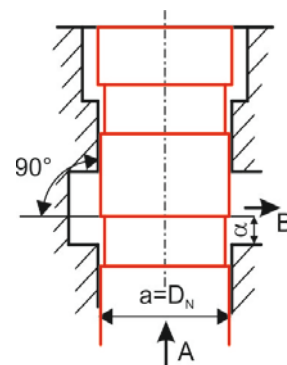


Fig. 2.27 Caracteristici geometrice ale grupului piston-bucșă

2.11.1 Regulatorul unisens cu suprafața de închidere cilindrică

Metodele moderne de cercetare a comportării dinamice, precum și multiplele posibilități oferite de tehnica de calcul, fac în prezent ca partea cea mai dificilă a cercetărilor să o constituie stabilirea corectă a ecuațiilor sistemului analizat.

Pentru regulatorul unisens, figura 2.27, se poate scrie:

$$\frac{\pi D_N^2}{4} = \pi D_N \cdot \alpha; \text{ deci } \alpha_{\max_{u_2}} = \frac{D_N}{4} \quad (2.96)$$

Ecuțiile de bază în studiul comportării, dinamice a sistemelor hidrologistice sunt ecuații de continuitate (relații între debite) și ecuații de echilibru, făcându-se abstracție de relațiile geometrice și cinematice. Aceste ecuații de obicei, nu sunt liniare, dar ele se pot liniariza într-un domeniu limitat. Înlocuind variabila u , de mărime u_0 în punctul de regim (valoarea medie), cu variabila $\Delta u = u - u_0$, sunt eliminați termenii constanți din ecuațiile diferențiale.

În figura 2.28 este redată schema de acționare a hidrologistorului. Pentru stabilirea ecuațiilor sistemului s-au considerat următoarele segmente:

- volumul V_A și presiunea lichidului de lucru p_A cuprinse între pompa P_A , fanta treptei principale a supapei limitatoare de presiune pilotate S_{ip1} , droselul d_{r1} precum și fanta hidrologistorului;
- volumul V_B și presiunea lichidului de lucru p_B , cuprinse între fanta hidrologistorului și droselul D_r ;
- volumul V_1 și presiunea lichidului de comandă p_1 , cuprinse între droselul d_{r1} și fanta supapei pilot S_{p1} ;
- reprezintă volumul V_2 și presiunea lichidului de comandă p_2 , cuprinse între droselul d_{r2} și fanta supapei pilot S_{p2} .

- volumul V_x și presiunea lichidului de comandă p_x , cuprinse între pompa P_x , suprafața de comandă a hidrologistorului, fanta de comandă a excitatorului E_x , droselul d_{r2} , și fanta trepte de comandă a supapei limitatoare de presiune S_{ip2} ;

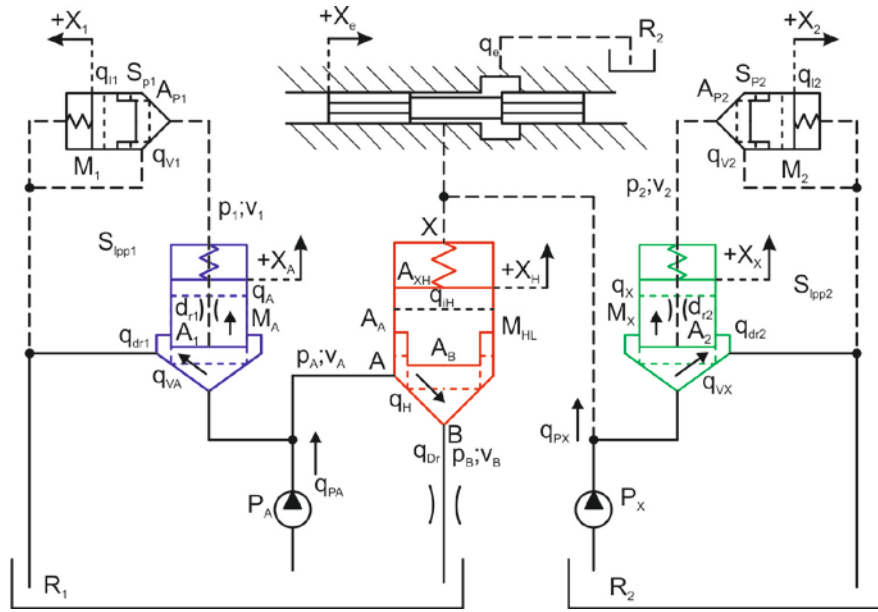


Fig. 2.28 Stand pentru acționarea hidrologistorului

Utilizând notațiile de mai sus se pot scrie ecuațiile care determină comportarea dinamică a regulatorului mecanismului de direcție:

$$\begin{aligned} \Delta q_{csA} &= \Delta q_{pA} - \Delta q_H - \Delta q_{VA} - \Delta q_{iA} - \Delta q_{dr1}; & \Delta q_{csA} &= \frac{V_A}{B} \cdot \frac{d\Delta p_A}{dt} + \frac{1}{K_{SA}} \cdot \Delta p_A; \\ \Delta f_A &= A_1(\Delta p_A - \Delta p_1); & \Delta f_A &= M_A \cdot \frac{d^2 \Delta X_A}{dt^2} + C_A \cdot \frac{d\Delta X_A}{dt} + K_A \Delta X_A; \\ \Delta f_{pH} &= A_A \cdot \Delta p_A + A_B \cdot \Delta p_B - A_{X_H} \cdot \Delta p_x; & & (2.97) \\ \Delta q_e &= K_{Xe} \cdot \Delta X_e + K_{Px} \cdot \Delta p_x; & \Delta f_{pH} &= M_H \cdot \frac{d^2 \Delta X_H}{dt^2} + C_H \cdot \frac{d\Delta X_H}{dt} + K_H \cdot \Delta X_H; \\ \Delta q_{V_2} &= K_{X_2} \cdot \Delta X_2 + K_{P_2} \cdot \Delta p_2; & \Delta q_{i_2} &= A_{P_2} \cdot \frac{d\Delta X_2}{dt}; \\ \Delta f_{p_2} &= A_{P_2} \cdot \Delta p_2; & \Delta f_{p_2} &= M_2 \cdot \frac{d^2 \Delta X_2}{dt^2} + C_2 \cdot \frac{d\Delta X_2}{dt} + K_2 \cdot \Delta X_2. \end{aligned}$$

Aplicând transformata Laplace, se obține din (2.97) următorul sistem de ecuații algebrice în S :

$$\begin{aligned} Q_{csA}(S) &= Q_{pA}(S) - Q_H(S) - Q_{VA}(S) - Q_{iA}(S) - Q_{dr1}(S); & p_A(S) &= \frac{K_{SA}}{V_A \cdot K_{SA} \cdot S + 1} \cdot Q_{csA}(S); \\ p_1(S) &= \frac{K_{S_1}}{V_1 \cdot K_{S_1} \cdot S + 1} \cdot Q_{cs1}(S); & p_2(S) &= \frac{K_{S_2}}{V_2 \cdot K_{S_2} \cdot S + 1} \cdot Q_{cs2}(S); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{V_1}(S) &= K_{x_1} \cdot X_1(S) + K_{p_1} \cdot p_1(S); & Q_{i_1}(S) &= A_{p_1} \cdot S \cdot X_1(S); \\
F_A(S) &= A_1 [p_A(S) - p_1(S)]; & X_A(S) &= \frac{1}{K_A \left(\frac{M_A}{K_A} \cdot S^2 + \frac{C_A}{K_A} \cdot S + 1 \right)} \cdot F_A(S); \\
F_{p_1}(S) &= A_{p_1} \cdot p_1(S); & F_{p_H}(S) &= A_A \cdot p_A(S) + A_B \cdot p_B(S) - A_{x_H} \cdot p_x(S); & (2.98) \\
p_B(S) &= \frac{K_{S_B}}{V_B \cdot K_{S_B} \cdot S + 1} \cdot Q_{cs_B}(S); & p_x(S) &= \frac{K_{S_x}}{V_x \cdot K_{S_x} \cdot S + 1} \cdot Q_{cs_x}(S); \\
X_H(S) &= \frac{1}{K_H \left(\frac{M_H}{K_H} \cdot S^2 + \frac{C_H}{K_H} \cdot S + 1 \right)} \cdot F_{p_H}(S); \\
F_x(S) &= A_2 \cdot [p_x(S) - p_2(S)]; & X_1(S) &= \frac{1}{K_{x_1} \left(\frac{M_1}{K_{x_1}} \cdot S^2 + \frac{C_1}{K_{x_1}} \cdot S + 1 \right)} \cdot F_{p_1}(S); \\
X_x(S) &= \frac{1}{K_x \left(\frac{M_x}{K_x} \cdot S^2 + \frac{C_x}{K_x} \cdot S + 1 \right)} \cdot F_x(S); & X_2(S) &= \frac{1}{K_{x_2} \left(\frac{M_2}{K_{x_2}} \cdot S^2 + \frac{C_2}{K_{x_2}} \cdot S + 1 \right)} \cdot F_2(S).
\end{aligned}$$

2.11.2 Reducerea schemei bloc și determinarea funcției de transfer

Datorită complexității schemei bloc corespunzătoare sistemului de ecuații algebrice în S , a grafului corespunzător, dar și pentru o mai ușoară interpretare a datelor este necesară prelucrarea și aducerea lor la o formă simplă, prin metodele reducerii schemelor bloc ale buclelor de automatizare. Astfel, pe baza schemei bloc și prin explicitarea funcțiilor de transfer ale unor porțiuni din schemă se poate determina funcția de transfer generală. Pentru început, se reduce schema bloc corespunzătoare supapei pilot S_{p1} și S_{p2} , astfel:

$$Y_{ap_1}(S) = \frac{p_1(S)}{Q_{i_A}(S) + Q_{dr_1}(S)} = \frac{Y_7}{1 + Y_8[(Y_3 + Y_9) + Y_{10}]}$$

Efectuând calculele, obținem funcția de transfer a supapei pilot S_{p1} și S_{p2} :

$$\begin{aligned}
G_{S_{p1}}(s) &= \frac{p_1(s)}{Q_{i_A}(s) + Q_{dr_1}(s)} = \frac{K_{s_1}(M_1 \cdot s^2 + C_1 \cdot s + K_{x_1})}{\frac{K_{s_1} \cdot M_1 \cdot V_1}{B} \cdot s^3 + \left[\frac{C_1 \cdot K_{s_1} \cdot V_1}{B} + M_1(K_{p_1} \cdot K_{s_1} + 1) \right] \cdot s^2 +} \\
&+ \left[\frac{K_{x_1} \cdot K_{s_1} \cdot V_1}{B} + A_{p_1}^2 K_{s_1} + C_1(K_{p_1} \cdot K_{s_1} + 1) \right] \cdot s + K_{x_1} \cdot (K_{p_1} \cdot K_{s_1} + 1) + K_{s_1} \cdot K_{x_1} \cdot A_{p_1}
\end{aligned}$$

În același mod se obține funcția de transfer a supapei limitatoare de presiune pilotate S_{ip2} și S_{ip1} :

$$G_{S_{ip2}}(s) = \frac{p_A(s)}{Q_{p_x}(s) + Q_{i_H}(s) - Q_{x_e}(s)} = \frac{K_{s_x} [1 + K_{dr_2} \cdot G_{sp_2}(s)] [(M_X \cdot s^2 + C_X \cdot s + K_X) + A_2^2 \cdot s \cdot G_{sp_2}(s)]}{\left(\frac{K_{s_x} \cdot V_X}{B} \cdot s + 1 + K_{p_x} \cdot K_{s_x} \right) [1 + K_{dr_2} \cdot G_{sp_2}(s)] [(M_X \cdot s^2 + C_X \cdot s + K_X) + A_2^2 \cdot s \cdot G_{sp_2}(s)] + K_{s_x} [K_{dr_2} (M_X \cdot s^2 + C_X \cdot s + K_X) + A_2^2 \cdot s + A_2 \cdot K_{X_x}]}$$

Dacă se înlocuiesc funcțiile de transfer corespunzătoare *supapelor limitatoare de presiune* pilotate S_{ip1} și S_{ip2} cu simbolurile lor G_{slp1} și G_{slp2} , se obține schema bloc simplificată. Aceasta este rearanjată astfel încât să evidențieze cât mai bine, atât mărimea de intrare $X_e(s)$ cât și mărimea controlată $X_H(s)$.

Utilizând în continuare metodele de reducere a schemelor bloc, specifice controlului, se ajunge la funcția de transfer a întregului mecanism de direcție Y_{md} : $Y_{md} = \frac{S_e}{S_i} = \frac{X_H(s)}{X_e(s)}$.

Prin înlocuirea coeficienților care intervin în funcțiile de transfer intermediare, se obține dependența cantitativă existentă între funcția de transfer a sistemului Y_{md} și operatorul complex s .

În continuare, se atribuie lui s valoarea $j\omega$ și se calculează Y_{md} sau $20 \cdot \log Y_{md}$ respectiv $\varphi = \arctg \text{Im}/\text{Re}$, pentru valorile utile ale lui ω iar prin utilizarea criteriilor de stabilitate *Nyquist* sau *Bode* se poate determina stabilitatea sistemului tehnic constituit.

Prin reglarea corespunzătoare a presiunilor p_A , p_B și p_x , realizate cu ajutorul supapelor S_{ip1} , S_{ip2} , a droselului D_r , precum și a plunjerului excitatorului (care este poziționat, în general, median în raport cu fanta acestuia), se va asigura o poziție deschisă a supapei regulatorului, adică la jumătatea cursei sale maxime.

Deplasând plunjerul excitatorului cu valoarea X_e , hidrolgistorul se va deplasa cu o viteză proporțională cu mărimea X_e . Din punctul de vedere a teoriei controlului automat, se va considera deplasarea pistoului excitatorului X_e , ca fiind variabilă de intrare, iar deplasarea cremalierii regulatorului X_H , ca variabilă de ieșire.

Deducerea ecuațiilor modelului matematic se va realiza în mai multe etape, având la bază determinarea deplasărilor pistonului sertar, necesare obținerii performanțelor mișcării cremalierii, precum: accelerație, viteza și compensarea compresibilității fluidului și dilatării conductelor sub acțiunea presiunii, precum și compensarea vitezei de variație a accelerației sarcinii. Ecuația finală care corelează mișcarea cremalierii și deplasarea pistonului sertar va fi suma acestor ecuații.

Forța necesară accelerării cremalierii mecanismului de direcție, precum și a lichidului antrenat, este dată de ecuația lui Newton: $F = M \frac{d^2 \Delta X_H}{dt^2}$, (2.99)

a cărei transformată Laplace este: $F(s) = M \cdot s^2 \cdot X_H(s)$.

Pentru a învinge această forță, plunjerul excitatorului trebuie să realizeze deplasarea:

$$A_{(F)} \cdot \Delta X_{e1}(t) = M \frac{d^2 \Delta X_H}{dt^2}, \text{ cu transformată Laplace: } A_{(F)} \cdot X_{e1}(s) = M \cdot s^2 \cdot X_H(s), \text{ adică}$$

$$X_{e1}(s) = \frac{M}{A_{(F)}} \cdot s^2 \cdot X_H(s). \quad (2.100)$$

Pentru o deplasare dată a cremalierii, pistonul sertar va realiza o anumită viteză. Această relație, exprimată în funcție de deplasarea pistonului sertar și deplasarea cremalierii are forma:

$$A_{(\dot{x})} \cdot \Delta X_{e2}^1(t) = \frac{d\Delta X_H(t)}{dt}, \text{ transformata Laplace } A_{(\dot{x})} \cdot \Delta X_{e2}^1(s) = s \cdot X_H(s), \text{ și } \Delta X_{e2}^1(s) = \frac{s \cdot X_H(s)}{A_{(\dot{x})}}.$$

Deoarece între viteză (\dot{x}) și debitul mediu Q_0 exista relația: $x = Q_0 / A$, unde A reprezintă suprafața pe care acționează debitul mediu Q_0 , iar amplificarea de debit $A_{(Q_0)}$ trebuie să satisfacă relația: $Q_0 = A_{(Q_0)} X_e$. În consecință, amplificarea vitezei $A_{(\dot{x})}$ se obține din amplificarea debitului distribuitorului la diferență nulă de presiune, deoarece pentru o sarcină inertială se obține în general viteza maximă la diferențe nule de presiune: $A_{(\dot{x})} = \frac{A_{(Q_0)}}{A_{X_H}}$. Între deplasarea cremalierii și

forța dezvoltată prin aceasta, există relația: $A_{(F)} \cdot \Delta X_{e2}^2(t) = F(t)$.

Luând în considerare faptul că hidrologistorul trebuie să învingă frecările vâscoase proporționale cu viteza, rezultă că: $A_{(F)} \Delta X_{e2}^2(t) = C_H \frac{d\Delta X_H(t)}{dt}$, a cărei transformată Laplace este:

$$A_{(F)} X_{e2}^2(s) = C_H \cdot s \cdot X_H(s), \text{ de unde } X_{e2}^2(s) = \frac{C_H \cdot s \cdot X_H(s)}{A_{(F)}}.$$

Forța necesară la pistonul pneumatic, care simulează sarcina la capetele cremalierii, este:

$$F_a(t) = K_H \cdot \text{sign} \Delta X_H \text{ cu transformata Laplace } F_a(s) = K_H \cdot \text{sign} X_H.$$

Pentru a învinge această forță, pistonul sertar trebuie să realizeze o deplasare care satisface relația $A_{(F)} X_{e2}^3(t) = F_a(t)$ cu transformata Laplace $X_{e2}^3(s) = \frac{K_H \cdot \text{sign} X_H}{A_{(F)}}.$

În consecință, imaginea operațională a deplasării totale a pistonului sertar, necesară obținerii vitezei cremalierii, este: $X_{e2}(s) = \left(\frac{1}{A_{(\dot{x})}} + \frac{C_H}{A_{(F)}} \right) \cdot s \cdot X_H + \frac{K_H \cdot \text{sign} X_H}{A_{(F)}}.$

Deoarece $A_{(F)}$ este foarte mare în raport cu K_H și X_H termenul $K_H \cdot \text{sign} X_H / A_{(F)}$ poate fi neglijat. Totodată, nu a fost luată în considerare forța de reacție a jetului de lichid deoarece pentru poziția de echilibru a cremalierii, prereglată la circa ± 2 mm față de poziția mediană, este neglijabilă în raport cu celelalte forțe care acționează asupra sa. Astfel, pentru ca pistonul cremalierii să atingă viteza dorită, pistonul sertar trebuie să se deplaseze cu valoarea:

$$X_{e3}(s) = \left[\frac{1}{A(\dot{x})} + \frac{C_H}{A_{(F)}} \right] \cdot s \cdot X_H(s). \quad (2.101)$$

Distribuitorul, prin deplasarea pistonului sertar, prezintă căderea de presiune Δp_x :

$$\Delta p_x(t) = A_{(p)} \cdot X_e(t) \quad \text{dar} \quad F(t) = \Delta p_x(t) \cdot A_{X_H} = A_{(p)} \cdot X_{e2}^2(t) \cdot A_{X_H}$$

$$\text{Rezultă că } A_{(F)} = \frac{F(t)}{X_{e2}^2(t)} = A_{(p)} \cdot A_{X_H} \quad \text{deci} \quad A_{(F)} = A_{(p)} \cdot A_{X_H}.$$

Pentru a compensa compresibilitatea lichidului și elasticitatea pereților conductelor, distribuitorul trebuie să asigure un debit suplimentar: $A_{(Q_0)} \cdot X_{e3}(t) = \frac{V_x}{B_s} \cdot \frac{d\Delta p_x(t)}{dt}$ a cărei

$$\text{transformată Laplace este: } A_{(Q_0)} \cdot X_{e3}(s) = \frac{V_x}{B_s} \cdot s \cdot p_x(s).$$

Pe partea legăturilor A-B ale hidrologistorului va fi același debit, atunci transformata Laplace are forma: $A_{(Q_0)} \cdot X_{e3}(s) = \frac{V_A + V_B}{B_s} \cdot s \cdot \Delta[p_A(s) + p_B(s)]$.

Diferența de presiune Δp_x se poate exprima în funcție de cursa pistonului sertar X_H , considerând forța necesară accelerării maselor hidrologistorului, a tijei cremalierii și a masei volumului de lichid hidraulic antrenat, precum și a învingerii frecărilor vâscoase respectiv forța generată de motorul pneumatic: $\Delta p_x(s) = \frac{M}{A_{X_H}} \cdot s^2 \cdot X_H(s) + \frac{C_H}{A_{X_H}} \cdot s \cdot X_H(s)$.

Se obține deplasarea suplimentară X_{e3} , a pistonului distribuitorului, astfel:

$$A_{X_H} A_{(\dot{x})} \cdot X_{e3}(s) = \frac{V \cdot s}{2 \cdot B_s} \left[\frac{M}{A_{X_H}} \cdot s^2 \cdot X_H(s) + \frac{C_H}{A_{X_H}} \cdot s \cdot X_H(s) \right]$$

$$\text{adică } X_{e3}(s) = \frac{V \cdot M}{2 \cdot B_s \cdot A_{X_H}^2 \cdot A_{(\dot{x})}} \cdot s^3 \cdot X_H(s) + \frac{V}{B_s} \cdot \frac{C_H}{2 \cdot A_{X_H}^2 \cdot A_{(\dot{x})}} \cdot s^2 \cdot X_H(s) \quad (2.102)$$

Deplasarea totală a pistonului sertar X_e , necesară pentru a realiza toți parametrii mișcării cremalierii, este suma ecuațiilor (2.100), (2.101) și (2.102), adică $X_e = X_{e1} + X_{e2} + X_{e3}$, astfel

$$X_e(s) = \frac{M}{A_{(F)}} \cdot s^2 \cdot X_H(s) + \left[\frac{1}{A_{(\dot{x})}} + \frac{C_H}{A_{(F)}} \right] \cdot s \cdot X_H(s) + \frac{V \cdot M}{2 \cdot B_s \cdot A_{X_H}^2 \cdot A_{(\dot{x})}} \cdot s^3 \cdot X_H(s) +$$

$$+ \frac{V}{B_s} \cdot \frac{C_H}{2 \cdot A_{X_H}^2 \cdot A_{(\dot{x})}} \cdot s^2 \cdot X_H(s)$$

Ordonând termenii după puterile lui s , și dând factor comun expresia:

$$s \cdot X_H(s) \cdot \frac{1}{A_{(\dot{x})}} \cdot \left[1 + C_H \frac{A_{(\dot{x})}}{A_{(F)}} \right] \text{ se obține funcția frecvențială a sistemului:}$$

$$F_f = \frac{X_H(s)}{X_e(s)} = \frac{A_{(i)} \frac{1}{1 + C_H \frac{A_{(i)}}{A_{(F)}}}}{s \cdot \left\{ \frac{V \cdot M}{2 \cdot B_s A_{X_H}^2} \left[\frac{1}{1 + C_H \frac{A_{(i)}}{A_{(F)}}} \right] \cdot s^2 + \left[\frac{M \cdot \frac{A_{(i)}}{A_{(F)}} + \frac{C_H \cdot V}{2 \cdot A_{X_H}^2 \cdot B_s}}{1 + C_H \frac{A_{(i)}}{A_{(F)}}} \right] \cdot s + 1 \right\}} \quad (2.103)$$

Al doilea factor de la numitorul funcției frecvențiale indică prezența unui sistem oscilant de ordinul doi, care are frecvența unghiulară de rezonanță ω_n și factorul de amortizare δ ,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2 \cdot B_s \cdot A_{X_H}^2}{V \cdot M} \left[1 + C_H \frac{A_{(i)}}{A_{(F)}} \right]}; \quad \delta = \frac{A_{(i)} \cdot M \cdot \omega_n}{2 \cdot A_{(F)}} = \frac{1 + \frac{C_H \cdot V \cdot A_{(F)}}{2 \cdot A_{X_H}^2 \cdot B_s \cdot A_{(i)} \cdot M}}{1 + C_H \frac{A_{(i)}}{A_{(F)}}}.$$

Dacă scriem funcția frecvențială a sistemului în raport cu pulsația de rezonanță respectiv factorul de amortizare, și notăm $K_1 = A_{(i)} \frac{1}{1 + C_H \cdot A_{(i)} / A_{(F)}}$, vom obține:

$$F_f = \frac{X_H(s)}{X_e(s)} = \frac{K_1}{s} \cdot \frac{1}{1 + T_1 \cdot s + T_2^2 \cdot s^2} \text{ în care } T_1 = \frac{2 \cdot \delta}{\omega_n}, \quad T_2 = \frac{1}{\omega_n} \quad (2.104)$$

Pentru curbele de răspuns, ale complexului distribuitor-regulator, rezultă din relația (2.104), că determinarea punctelor de sprijin ale funcției de transfer ale complexului se reduce la materializarea numerică a coeficienților din relație și atribuirea valorii $s = j \cdot \omega$, pentru pulsații cuprinse în domeniul studiat.

Valorile amplificărilor de viteză și forță se pot determina indirect prin utilizarea valorilor amplificărilor de presiune și debit, prin folosirea caracteristicilor hidraulice ale complexului distribuitor-regulator. Astfel, amplificarea de viteză $A_{(i)}$, se poate determina cu relația:

$$A_{(i)} = \frac{\sqrt{2} \cdot D \cdot \sqrt{p_0}}{2 \cdot A_{X_H}} [1/s] \text{ în care } D = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \pi \cdot d_e \cdot \alpha_D \text{ iar amplificarea de forță } A_{(F)} \text{ este dată de relația: } A_{(F)} = \frac{p_0 \cdot A_{X_H}}{2 \cdot y_0} [daN/cm], \text{ unde } y_0 \text{ reprezintă valoarea deplasării inițiale a cremalierei.}$$

Capitolul 3

Controlul conlucrării direcției cu suspensia și stabilitatea servomecanismului de direcție

Capitolul prezintă rezultatele analizelor comparative pentru principalele performanțe ale sistemelor de suspensie adaptivă și clasică descrise în capitolul 2. Analiza se efectuează în principal în *domeniul timp* și este exprimată în valori statistice ale *deviației standard* ε - *standard deviation* sau *eroare medie pătratică rms* - *root mean square* ale componentelor ieșirii de performanță în prezența perturbațiilor aleatoare induse în mod natural de calea de rulare. Calitatea diverselor sisteme se apreciază în funcție de mărimea reducerii influenței perturbațiilor asupra variabilei de ieșire [3, 29]. Indicatorii de performanță ca atare, exprimați în ε sau *rms*, sunt: *Siguranța* dată de variația deplasării relative masă nesuspendată-cale de rulare; *Geometric* reprezentând variația cursei suspensiei și *Confort* reflectă variația accelerației absolute verticale a masei suspendate, cu precizarea că acesta din urmă, indicator, este considerat subiectiv, există standarde care acordă atenție influenței celerității sau maximului accelerației asupra organismului uman. Procesele stohastice care definesc răspunsul majorității modelelor considerate *liniare* fiind normale și de medie nulă, în principiu cele două măsuri, *rms* și ε , pot fi considerate identice. Pentru evitarea posibileor confuzii, este necesară precizarea că la obținerea unor bune performanțe trebuie realizate valori mici pentru cei trei indicatori *S*, *G* și *C* [18, 21].

Pentru analiza comparativă a performanțelor s-a folosit ca referință sistemul de direcție-suspensie clasic pasiv SCP, sistem definit de datele de proiectare ale automobilului supus încercărilor experimentale și este deja unul optimizat în clasa sistemelor pasive de suspensie fiind deja asumat un compromis între cei doi indicatori contradictorii ai performanței, *Siguranța* și *Confort*. Un reper suplimentar, într-un compromis repetat, realizat în lucrare pe parcursul aplicațiilor de sinteză a controlului adaptiv sau semiactiv, este dat de valorile maxime admisibile ale indicatorilor *Siguranță* și *Geometrie*, exprimate ca *rms*. În ipoteza densității normale a perturbațiilor de medie nulă la care autoturismul este expus în rulare, variațiile cursei suspensiei și ale forței din pneu sunt considerate procese stohastice gaussiane de medie nulă.

3.1 Analiza rezultatelor sintezei soluției propuse și a sistemului clasic de suspensie

Optimizarea performanțelor din perspectiva sintezei regulatorului hidraulic liniar pătratic RHL P s-a realizat ca rezultat al unei ample analize de corelare între indicatorii *Siguranță*,

Confort și *controlul* u , indicatorul energetic $\varepsilon(u)$, exprimate toate în ε . Penalizarea componentelor ieșirii de performanță se realizează prin ponderile ρ_1 , ρ_3 și 1, fiind evident faptul că nu ponderile distribuite pe componentele ieșirii de performanță prezintă importanță, ci raportul lor, luându-se pentru control ponderea de valoare unitară [53, 83]. Un set de restricții simultane suplimentare au fost implementate în program, pentru selectarea celor mai convenabile configurații ρ_1 , ρ_3 astfel:

- a) Siguranța să nu fie inferioară sistemului pasiv clasic SCP;
- b) Confortul să nu se deterioreze cu mai mult de 40% în raport cu SCP;
- c) Geometria ≤ 1.67 cm;
- d) controlul u este admisibil, dacă $\varepsilon(u) < 100$ daN sau $\varepsilon(u) < 15$ mA;
- e) pentru presiunile din servomecanismul hidraulic s-a impus limita de 1.5 MPa.

Corelarea prin înlocuiri repetate a tuturor componentelor prezente în criteriul (2.30) s-a realizat pentru modelul cu două grade de libertate și șase stări (2.12), cursa suspensiei fiind penalizată cu ponderea ρ_2 , de unde se pot desprinde trei concluzii, și anume:

- 1) ameliorarea indicatorului Siguranță este în general dificilă;
- 2) există posibilitatea ameliorării prin sinteza RHLP a doi dintre cei trei indicatori Siguranță, Geometrie și Confort cu prețul deteriorării celui de-al treilea;
- 3) o ameliorare simultană a indicatorilor Siguranță și Confort este posibilă totuși prin tatonări sistematice de configurații ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 .

3.1.1 Sinteza regulatorului hidraulic liniar pătratic

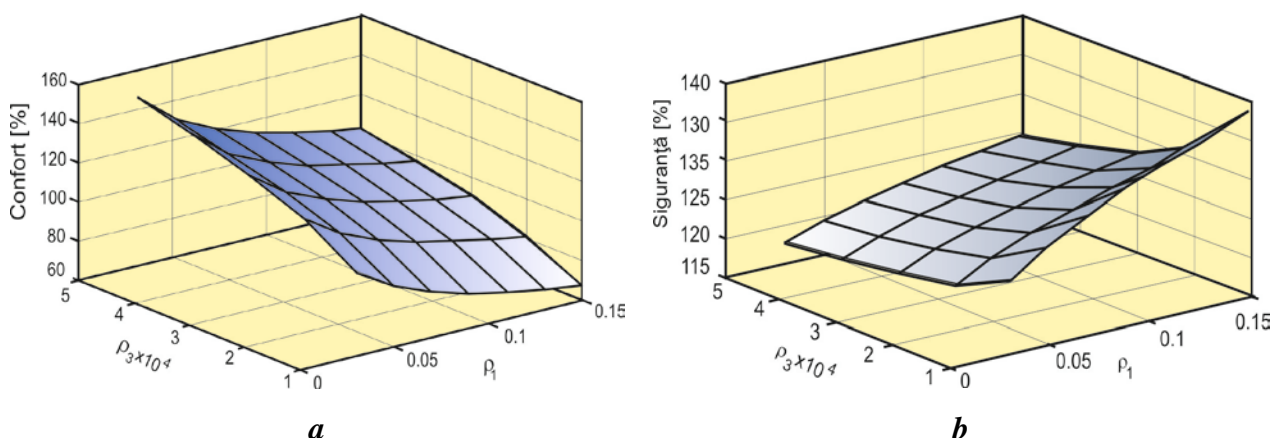


Fig. 3.1 Confortul - a și Siguranța - b ca funcție de două variabile ρ_1 , ρ_3

Modelul (2.38) nu conține mișcarea de rotație, iar părțile laterale ale autoturismului au fost atacate cu același eșantion de perturbații, zgomot alb, unde indicii inferiori 1 și 4 reprezintă roata din dreapta față respectiv dreapta spate, a se vedea și figura 2.9. Se observă că pot fi

identificate perechi de ponderi ρ_1, ρ_3 care îmbunătățește sensibil, între 10-20% față de sistemul de referință clasic pasiv SCP, indicatorul de Siguranță, cu prețul deteriorării indicatorului Confort, în limite acceptabile [22, 29, 83]. Valorile indicatorilor energetici (u, p) sunt relativ mici.

Dependența indicatorilor Siguranță și Confort, în valori procentuale raportate la SCP, de ponderile ρ_1, ρ_3 și natura contradictorie a acestor indicatori, este prezentată în figura 3.1 a și b.

Luând în considerare sistemul (2.17) unde variabila de ieșire măsurată este cursa suspensiei, se neglijează zgomotul alb filtrat, care reprezintă a cincea stare, deoarece sistemul este viciat direct de acest semnal temporal, notat prescurtat DSFP-densitate spectrală funcție putere-pe-porțiuni. Sistemul pasiv cu cinci stări, legitim pentru sinteza RHLP, întrucât este atacat de perturbația zgomot alb gaussian este supus procesului de integrare numerică cu subrutina MATLAB *Isim*. Variația inițială a DSFP a fost modificată, astfel încât să coincidă cu zgomotul alb filtrat, la $0.09 \text{ cm}^2 = 0.54/6 \text{ cm}^2$, prin corectarea constantei c din (2.14) pentru a valida perechea de parametri ($N, \Delta t$), adică numărul de pași N , și Δt timpul de eșantionare care asigură buna sincronizare între rezultatele simulării numerice și cele ale rezolvării ecuației Liapunov, pentru sistemul cu cinci stări. Apare evident faptul că indicatorii Siguranță și Confort pot fi sensibil îmbunătățiți în prezența unui semnal care reprezintă mai fidel profilul suprafeței de rulare, decât un zgomot alb gaussian filtrat, care oferă doar o îmbunătățire de aproximativ 10% a indicatorului Siguranță. În situația mai realistă a introducerii DSFP, îmbunătățirea indicatorului Siguranță ajunge până la circa 30% față de SCP, fără a afecta indicatorul Confort.

Metoda algebrică nu mai este, desigur, adecvată: valoarea Confortului este, succesiv, 627 cm/s^2 și 1536 cm/s^2 , pentru intensitățile virtuale ale DSFP de $0.09 \text{ cm}^2/\text{s}$ respectiv $0.54 \text{ cm}^2/\text{s}$.

3.2 Robustețea regulatorului hidraulic liniar pătratic RHLP

Tendința de pierdere a robusteții este probată pentru parametrii suspensiei prezentați în capitolele anterioare. Rezultatele sintetizate pun în evidență o dependență accentuată a pierderii stabilității, la creșterea masei suspendate M , de raportul dintre intensitatea zgomotului pe stare și zgomotul pe măsură. De remarcat, compensatorul determinat pentru sistemul clasic conservă stabilitatea sistemului controlat pentru variații succesive, nu simultane, ale parametrilor suspensiei practic pe întreg domeniul posibil [62, 29, 85].

În urma simulării controlului semiactiv al soluției propuse este evidențiată influența pasului de estimare τ a eșantionului de zgomot, și influența amortizării $\zeta = c_1 / \sqrt{2k_1 M}$ asupra indicatorilor de performanță. Valorile indicatorilor Siguranță, Geometrie, Confort sunt exprimate și în procente față de sistemul clasic pasiv SCP. Intervenția este încheiată cu rezultate foarte

bune putând fi remarcată și eficiența filtrului antioscilație în reducerea numărului de pași N unde forța semiactivă acționează pe totalul de 5000 de pași la 5 ms. O alegere rezonabilă a parametrilor filtrului poate fi pentru $v_f = 1\text{Hz}$ și $\zeta_f = 0.7$, caz în care eficiența strategiei antioscilație este ilustrată de figura 3.2, indicând un ritm realist de comutare rapidă în timp real pentru servomecanismul soluției propuse. În cazul analizelor parametrice a indicatorilor Siguranță și Confort, valorile sunt obținute prin mediere pe mai multe eșantioane de zgomot alb filtrat, cu pasul de eșantionare $\tau = 0.05\text{ s}$.

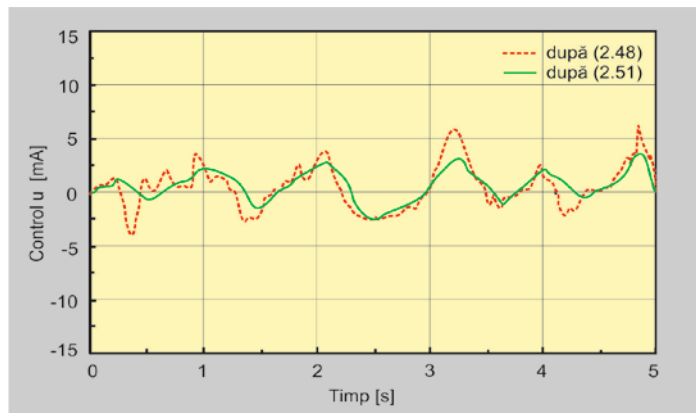


Fig. 3.2 Evoluția variabilei de control

3.3 Sinteza sistemului adaptiv și comparația rezultatelor

O reprezentare concludentă a soluției de control propuse, pe modelul cu șapte grade de libertate, este conținută în figurile 3.3 - 3.5, comparând determinările teoretice ale sistemului clasic cu măsurătorile obținute pe cale experimentală. Denivelarea, cosinusoidă, de amplitudine egală cu 0.07 m și având o lățime de 0.1 m, este percepută de roțile laterale drepte a autoturismului, cu un defazaj de 0.18 s, figura 3.3 poziția *b*, considerând viteza autoturismului egală cu 20 m/s. Comparația este favorabilă strategiei de control adaptiv, criteriul de comparație fiind nivelul accelerațiilor masei suspendate și al deplasărilor relative centrul roții-cale de rulare în timpul regimurilor tranzitorii de forma șocului mecanic provocate de către o denivelare cum este cea simulată. Ponderea pe control, fiind egală cu unitatea, ilustrează flexibilitatea în cazul punerii accentului pe îmbunătățirea Siguranței.

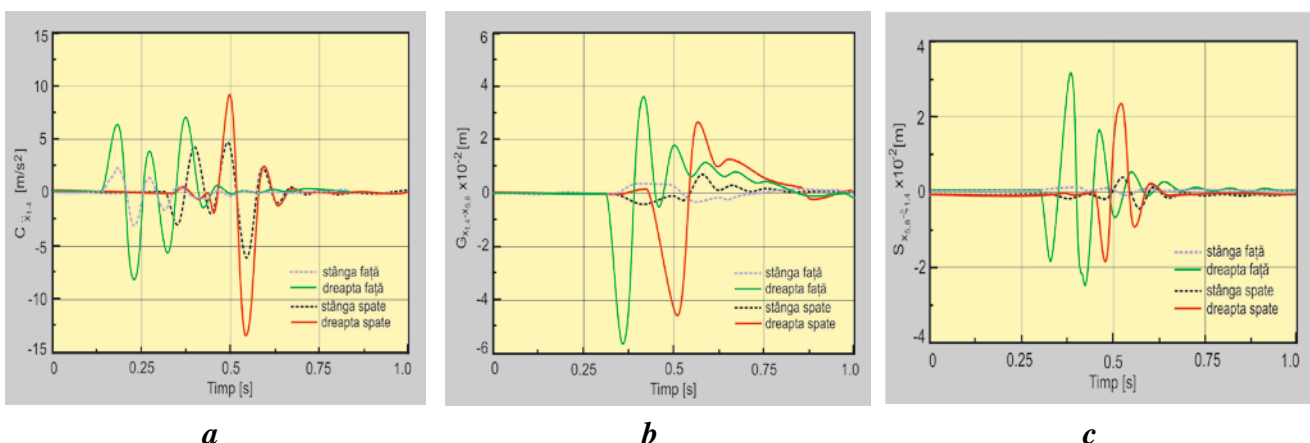
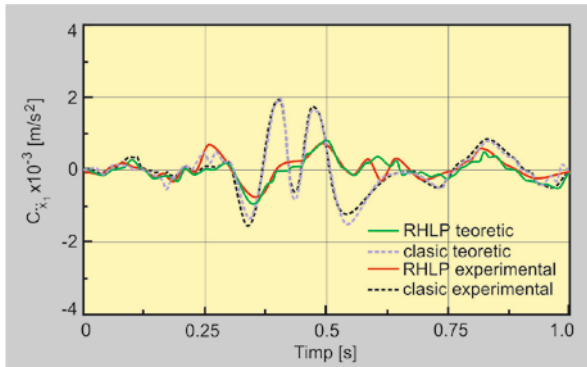
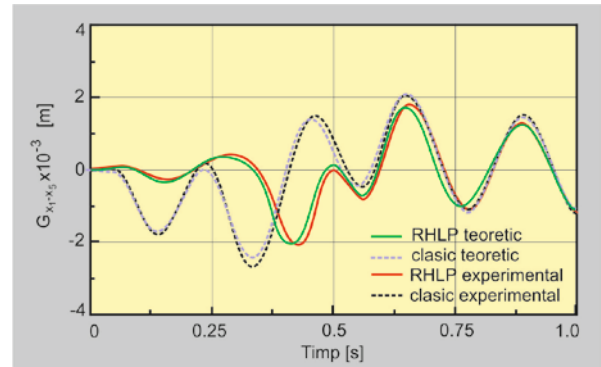
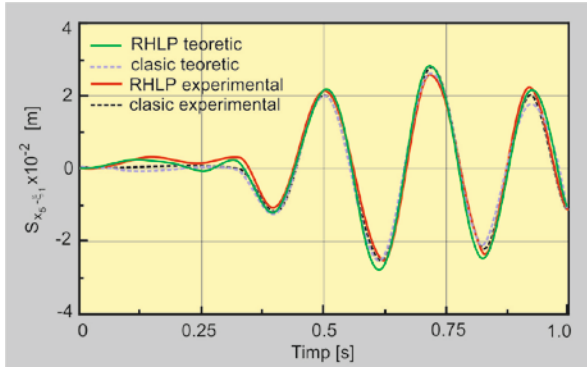
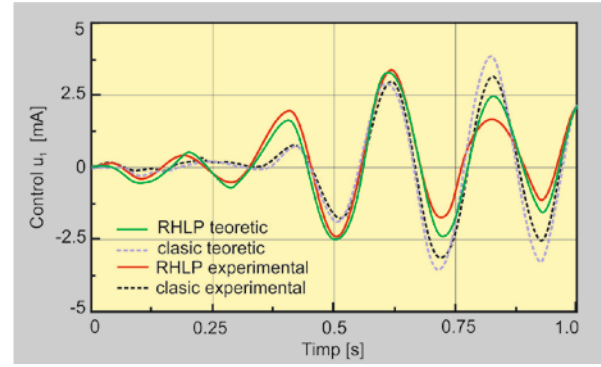
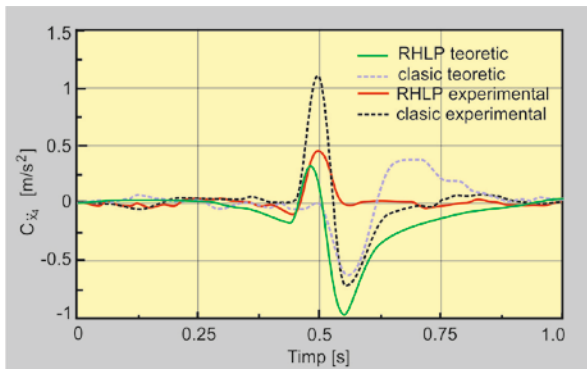
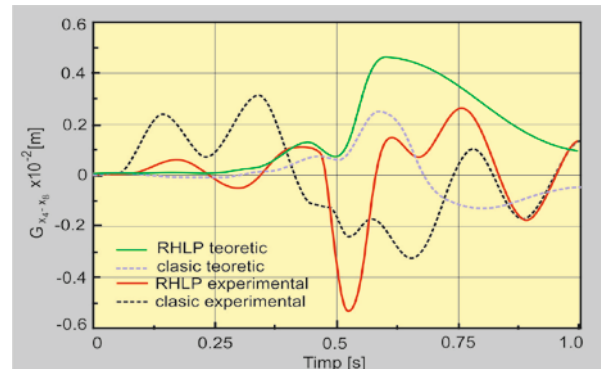
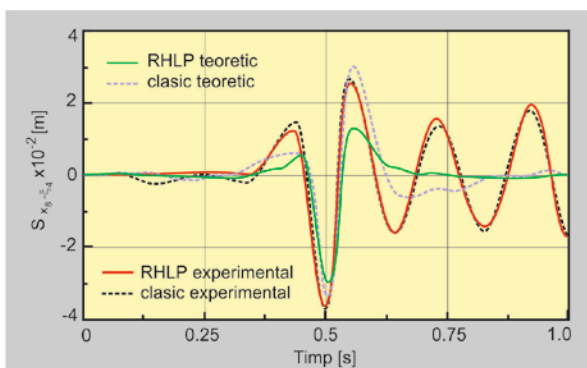
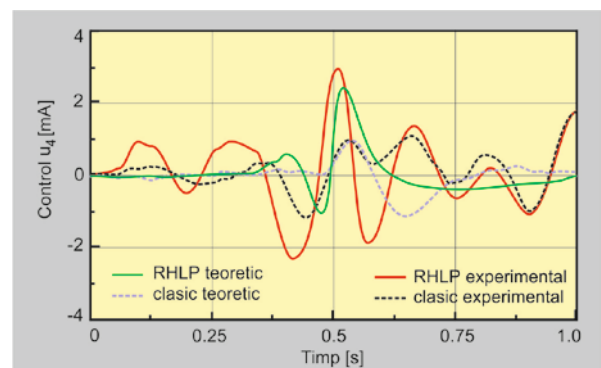


Fig. 3.3 Comportamentul sistemului clasic pasiv la trecerea peste denivelări

**a****b****c****d****Fig. 3.4 Performanța pentru suspensia față dreapta 1****a****b****c****d****Fig. 3.5 Performanța pentru suspensia spate dreapta 4**

Au fost considerate trei variabile ale ieșirii măsurate și anume cursa suspensiei $z_1 - z_2$, accelerația \ddot{z}_1 sau viteza relativă $\dot{z}_1 - \dot{z}_2$, pentru două variante constructive, una *adaptivă propusă (semiactivă)* fiind sugestivă ca atare și alta clasică standard, succesiv din controlul

RHLP cu aplicație la sistemul (2.17). În toate variantele de ieșire măsurată, valorile specifice ale parametrilor sunt $R\eta = Q_w / 100$, $Q_w = 0.54 \text{ cm}^2/\text{s}$, $R_j = 1$ iar pentru servomecanism $\tau = 0.01 \text{ s}$ și $k_F = 1 \text{ daN/mA}$. Ca mărimi de intrare perturbatoare pentru excitația sistemului tehnic cercetat au fost utilizate mărimile variabilelor de interes măsurate în timpul încercărilor experimentale.

Astfel, din analiza rezultatelor pot fi reținute trei concluzii:

- 1) soluția propusă favorizează îmbunătățirea simultană a indicatorilor, Siguranța Confort;
- 2) sistemul adaptiv este superior ca performanțe generale celui clasic pasiv;
- 3) pentru atingerea performanțelor metodei este suficient un timp virtual de prevedere de aproximativ 0.4 s .

Performanțele generale se înscriu în limitele curente furnizate și de alte metode de sinteză, sistemul adaptiv propus fiind competitiv în performanță cu cel clasic pasiv de serie.

Datele sunt obținute prin medierea rezultatelor a două simulări, cu eșantionări diferite pentru trei seturi de zgomote: pe stare și pe două mărimi măsurate, adică cursa și viteza de comprimare/destindere a suspensiei. Ponderile ρ_1 și ρ_2 sunt pe siguranță $z_2 - \xi$ respectiv pe geometrie $z_1 - z_2$, iar pentru confort s-a atribuit accelerației \ddot{z}_1 o pondere unitară deoarece se observă prezența indirectă a controlului în acest indice de performanță. Toate datele sunt obținute prin simulare numerică, inclusiv a sistemului clasic pasiv, în prezența unui eșantion cu lungimea 5000 de pași și timpul de eșantionare de 5 ms .

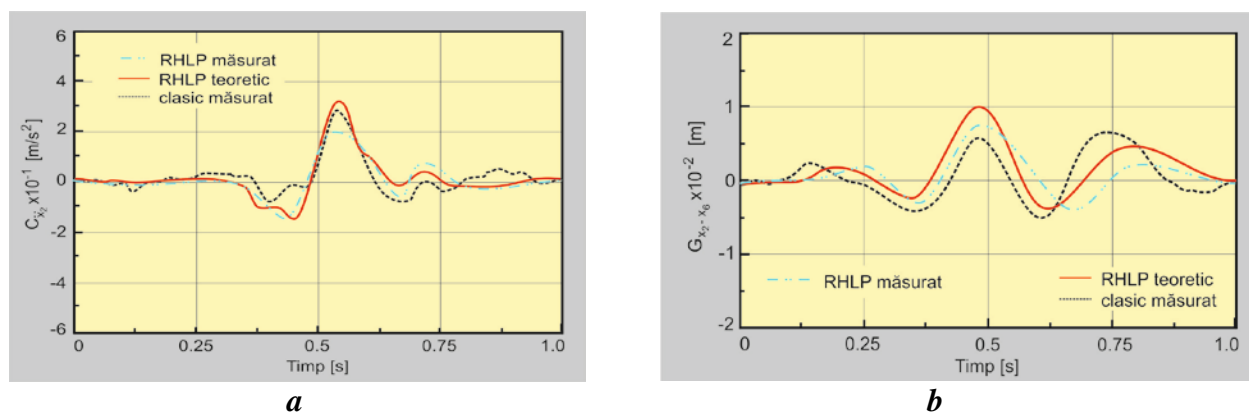


Fig. 3.6 Analiza comparativă a performanței pentru suspensia față stânga 2

Întrucât nu există o dependență între variabilele măsurate în momentul scoaterii din echilibru a autoturismului staționat, prin simpla modificare manuală a valorilor de ruliu, regulatorul automat intră în funcțiune ceea ce impune un studiu amănunțit, deoarece constituie un dezavantaj în cazul vântului lateral - autoturismul se ridică la partea din față.

Astfel, putem spune că se realizează un control prin acumulare volumetrică, în elementele de execuție hidraulice *EEH*, acumulare care acționează și în situația roților nebracate, mers rectiliniu, la trecerea prin obstacole cu adâncime (gropi).

3.4 Răspunsul la frecvență și stabilitatea sistemului regulator-distribuitor

Principiul încercărilor experimentale constă în producerea unei variații sinusoidale, de amplitudine cunoscută cu frecvență reglabilă a mărimii de intrare, constantă pe întreg domeniul de frecvențe analizat și măsurarea amplitudinii respectiv defazajul mărimii de ieșire [2, 3, 46]. În urma determinării raportului amplitudinilor, semnal de ieșire/semnal de intrare, sunt trasate grafic curbele atenuare-pulsație și fază-pulsație care permit analiza stabilității sistemului cercetat. Dispozitivul regulator-distribuitor implementat, este de concepție proprie și prezentat în figura 2.13.



Fig. 3.7 Perechea piston-cilindru cu diametre diferite

Acesta este prevăzut cu un piston sertar și un cilindru, perechi de diametre diferite, care realizează funcțiile de droselizare și comandă hidraulică, figura 3.7. De asemenea, s-a montat un capac special, prevăzut cu un dispozitiv prin care se poate transmite deplasarea pistonului sertar la un traductor inductiv.

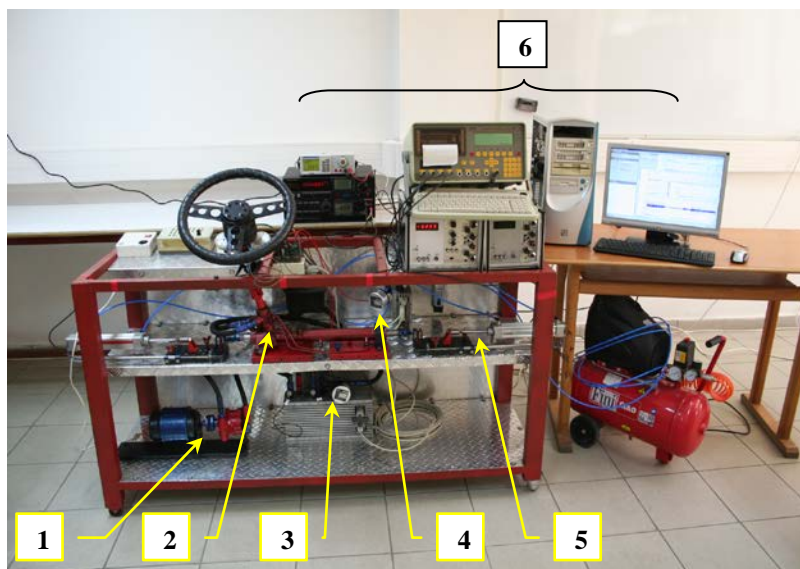


Fig. 3.8 Stand pentru testarea sistemului regulator-distribuitor

Aplicarea excitației pentru determinarea curbelor de răspuns la frecvență, s-a realizat pe un stand special de concepție și execuție proprie, figura 3.8.

Standul experimental are următoarea componență: blocul de forță hidraulică 1, bloc regulator 2, elementele de măsură a parametrilor hidraulici 3, comanda 4, partea de excitație 5, partea de achiziție și memorare a mărimilor variației parametrilor hidraulici în timp 6. Schema hidraulică a standului pentru determinarea *răspunsului la frecvență* al servocomenzii mecano-hidraulice este prezentată în figura 3.9. Mecanismul de direcție este montat într-un șasiu metalic, având la extreme două dispozitive de reacție formate din pistoane pneumatice, cu rigiditatea de prindere la șasiu S_{RP} și rigiditatea de ieșire la articulația S_F dintre cremaliera

servomecanismului și bieleta de direcție cu brațul fuzetei B_F . Importantă este prezența simulatorului de sarcină pneumatic S_{SP} , alimentat de la generatorul pneumatic G_P . Servomecanismul, alimentat cu energie hidraulică de la pompa P_H , este acționat, la nivelul pinionului coloanei volan, cu semnale sinusoidale de deplasare, de un generator electrohidraulic de semnale G_{EHS} , de amplitudini și frecvențe apriori stabilite. Controlul amplitudinii semnalului se face prin intermediul unei bucle de reacție la nivelul regulatorului R , care la rândul său comandă semnalele electrice sinusoidale ale generatorului electric de semnale G_{ES} [44, 50].

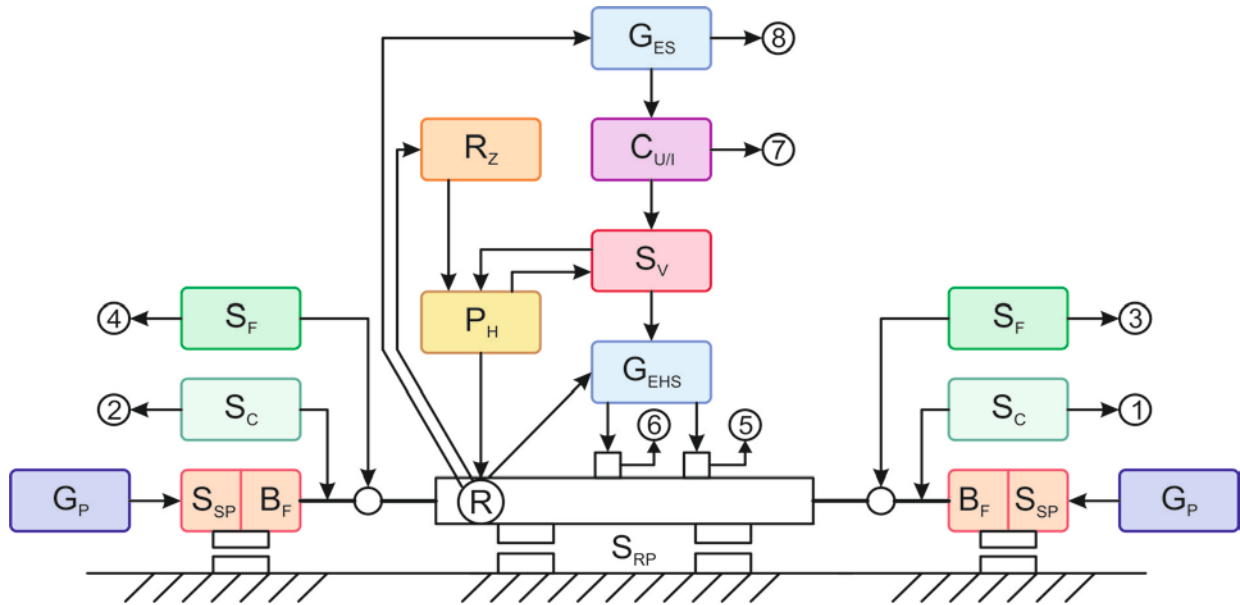


Fig. 3.9 Schema bloc a standului de încercări al servomecanismului de direcție

Amplitudinea semnalelor sinusoidale de deplasare, la nivelul intrării servomecanismului, este astfel bine determinată (și în relație de invers proporționalitate cu frecvența) în bucla de control care mai conține un convertor tensiune-intensitate $C_{U/I}$ și o servovalvă S_V alimentată de la pompa hidraulică P_H . Determinarea experimentală a răspunsului la frecvență, în fapt a funcției de transfer a servocomenzii, fiind esențială, se realizează prin monitorizarea raportului dintre deplasarea ieșirii la nivelul sarcinii pneumatice și deplasarea de intrare, precum și a defazajului dintre aceste deplasări, în regim de mișcare staționarizat, pentru o frecvență respectiv amplitudine a intrării date [3, 18, 21]. Sarcinile de solicitare se repetă cu diferite frecvențe, începând de la o frecvență apropiată de zero și până la una suficient de mare pentru ca datele obținute să fie relevante în efectuarea studiului de stabilitate a sistemului tehnic supus analizei.

3.5 Impedanța servomecanismului

Determinarea experimentală a *impedanței* servomecanismului SMMH presupune introducerea în forță a unor semnale perturbatoare sinusoidale la ieșirea acestuia, cu ajutorul simulatorului de sarcină pneumatic S_{SP} , timp în care intrarea servomecanismului este blocată.

Schema de principiu a instalației fiind prezentată în figura 3.9. Se măsoară, pentru un semnal de forță cu amplitudine și frecvență date, raportul dintre amplitudinea forței introduse și deplasarea provocată la ieșire de această forță, precum și diferența de fază dintre aceste semnale, măsurătorile efectuându-se în regim staționarizat. Procedura se repetă, cu păstrarea amplitudinii alese a forței, pentru un șir de frecvențe, într-o bandă începând din vecinătatea lui zero și până la o frecvență suficient de mare pentru ca măsurătoarea de impedanță să fie relevantă, respectiv, până ce se depășesc nivelurile uzuale de frecvențe ale forțelor perturbatoare generate de calea de rulare, sau ale vibrațiilor mecanice ale mecanismului de ghidare ori suspendare a roții. Pentru fiecare semnal de forță se obțin curbe de impedanță aferente. Schema standului are o componentă identică cu standul pentru sistemul regulator-distribuitor, figura 3.8, astfel: simulatorul pentru rigiditatea de prindere la șasiu S_{RP} , regulator R , convertor tensiune-intensitate curent C_{UI} , grupul de alimentare al

G_{EHS} format din servovalvă S_V și pompă hidraulică P_H , simulatorul de sarcină pneumatică S_{SP} , sistemul de măsură și achiziție de date SMAD [37]. Curba experimentală de impedanță, determinată în cazul amplitudinii forței introduse la ieșire de 12.5 daN, este prezentată în figura 3.10. Dată fiind puternica amortizare a deplasării la ieșire în cazul frecvențelor excitației de la

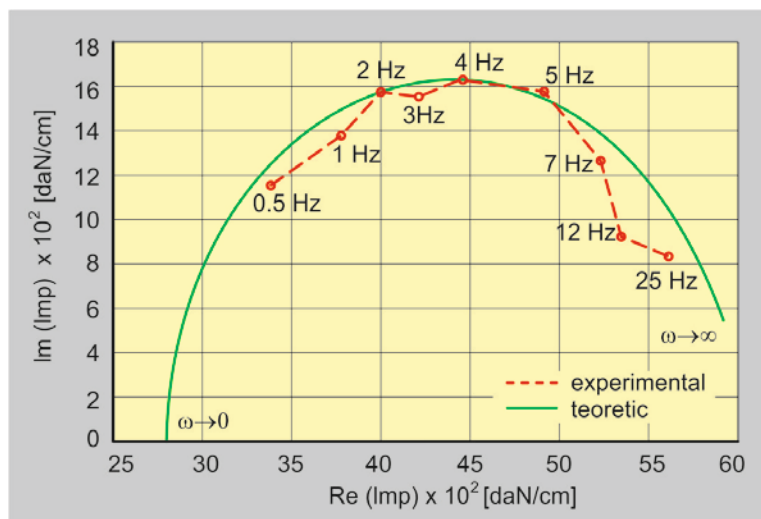


Fig. 3.10 Comparatie între curba funcției de impedanță teoretică și experimentală

intrare, de peste 30 Hz, și nivelul tehnologiei de măsurare disponibile, valorile experimentale ale funcției de transfer la asemenea frecvențe nu s-au măsurat, dar trebuie reținut faptul că, analizând diagrama, în comportamentul servocomenzii nu s-au observat tendințe de rezonanță.

Principalele elemente componente ale instalației de cercetare experimentală în condiții de laborator din figura 3.11, sunt: P_H - pompa hidraulică cu palete;

S_{R1} , S_{R2} - supapă de reținere; S_{P1} - supapă de presiune;

D_1 - distribuitor electrohidraulic controlat;

D_2 - distribuitor electrohidraulic miniaturizat;

A_1 , A_2 - acumulator hidraulic; F_1 , F_2 - filtre;

T_A , T_B , T_C - traductoare de presiune;

T_Q - traductor de debit; T_x , T_y - traductoare inductive de deplasare;

B_E - bloc excitator; B_S - bloc supapă electromagnetică.

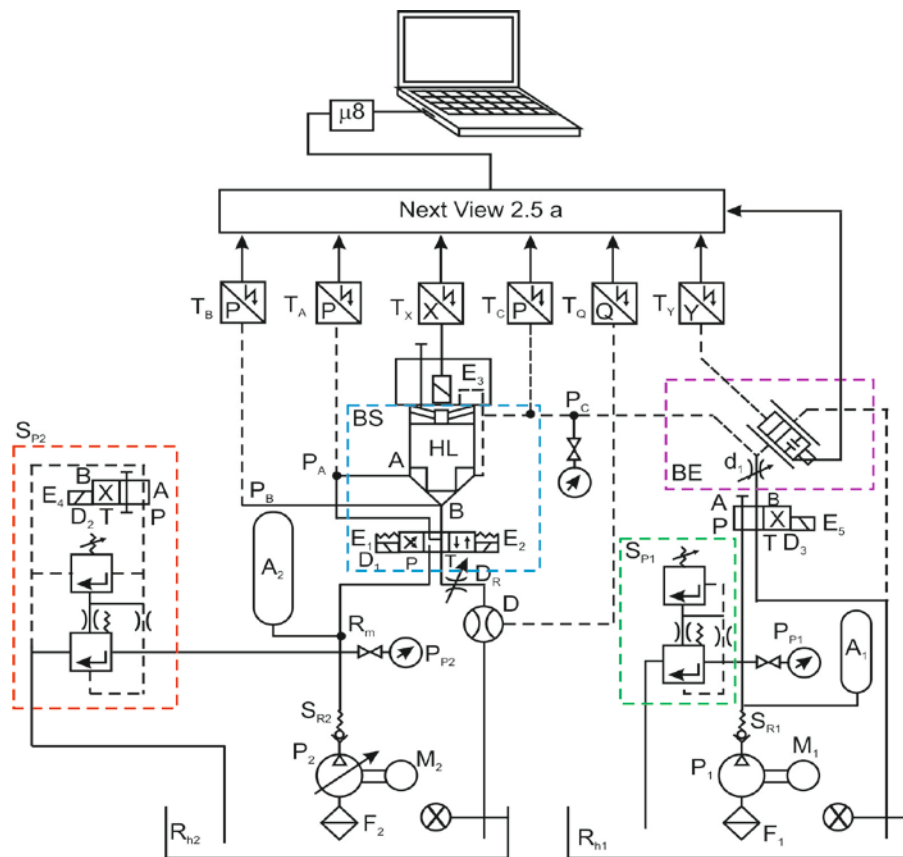


Fig. 3.11 Schema hidraulică a instalației

Sistemul de măsurare, achiziție și memorare a datelor utilizat pentru cercetarea experimentală în condiții de laborator este compus din: calculator 4; interfaș achiziție 2; osciloscop E0102.0-10MHz 3; sistem de măsurare și generator de joasă frecvență EO501 de la 1Hz la 1MHz Voltcraft 1; amplificatoare de putere specializate-universale tip B₅, figura 3.12.

Astfel, modul de lucru este următorul: punerea în funcțiune a instalației, iar prin reglarea supapei S_{p1} se asigură o poziție deschisă a supapei regulatorului, de preferință, la jumătatea cursei acesteia. Prin intermediul blocului de excitație B_E , se obține modificarea sinusoidală a

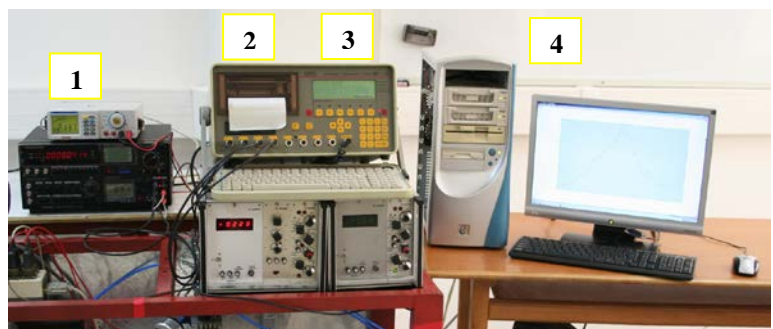


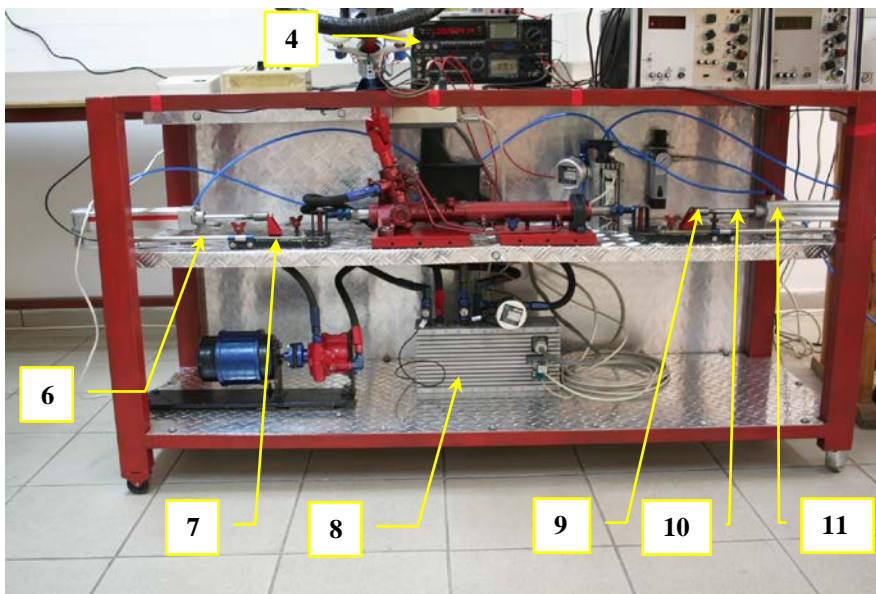
Fig. 3.12 Sistemul de măsurare și stocare a datelor

debitului de comandă și implicit a presiunii care acționează la partea superioară a supapei distribuitorului. În consecință, acesta va urmări, cu un defazaj în timp, evoluția presiunii de comandă, ca urmare a deplasării pistonului sertar al distribuitorului mecanismului de direcție.

Pentru a diminua cât mai mult perturbațiile din exterior, care pot influența dinamica excitației, s-a procedat la montarea blocului de excitație, pe un nivel separat de restul instalației experimentale [45, 52].

Blocul de excitație se compune din: excitatorul electrodinamic 8 (fabricație SIEMENS); excitatorul pneumatic 11 (fabricație FESTO); traductor inductiv de deplasare 6 (IWT-302, cursa de $\pm 150 \text{ mm}$, fabricație BMC Puchheim Germania), figura 3.13.

Excitatorul pneumatic 11, este în esență o semipunte pneumatică de tip *B* [3, 83] care are posibilitatea de a regla, după un program apriori cunoscut, valoarea rezistenței pneumatice la capetele cremalierii, prin intermediul unei electrovalve. Partea activă 10, pistonul excitatorului pneumatic, este pe de o parte fixată la cremalieră, prin intermediul unui traductor de forță 9 (realizare proprie), iar pe de altă parte rigidizată cu elementul mobil al traductorului inductiv de deplasare 6. Concepția constructivă a standului permite identificarea unei poziții geometrice relativ optime prin centrarea celor trei părți componente cu ajutorul a patru elemente tip *coadă de rândunică* 7. În partea superioară a figurii se poate observa traductorul inductiv de deplasare 6, care măsoară deplasarea cremalierii mecanismului de direcție. Tija traductorului de deplasare



este atașată mecanic, rigid, părții mobile 7 a dispozitivului coadă de rândunică, care este cuplată de excitatorul pneumatic prin traductorul 9 de cremaliera mecanismului de direcție. Pentru a nu influența dinamic cremalierii, fixarea dintre aceasta și piesa de legătură s-a realizat doar printr-o execuție deosebit de precisă și îngrijită a piesei intermediare, interpusă între elementele conjugate. Jocul realizat, practic, între elementele conjugate a fost de $0.05 \dots 0.1 \text{ mm}$, pe toată cursa cremalierii [63, 55, 72].

Determinarea curbelor de răspuns la frecvență, și ale stabilității sistemului distribuitor regulator, s-a realizat cu ajutorul unor programe de calcul scrise în limbajul FORTRAN respectiv Matlab care au fost rulate pe un calculator de tip PC, Core i5, 3.6 GHz.

Pentru urmărirea parametrilor cu influență asupra stabilității sistemului, programul de calcul a fost astfel conceput, încât valorile acestora să poată fi modificate succesiv, cu ajutorul unor fișiere de date, de tip subrutină. Valorile calculate sunt memorate de calculator în format *ASCII virgulă flotantă*. Procedând conform studiului descris, au fost supuse încercărilor experimentale mai multe pistoane sertar cu diferite diametre: 18, 19, 20, 22 și 24 mm.

În figura 3.14 și 3.15 sunt reprezentate caracteristicile amplitudine-pulsație și fază-pulsație (diagramele Bode), respectiv locul de transfer în planul s (Nyquist), pentru sistemul hidraulic regulator-distributor. S-a ales această reprezentare deoarece este deosebit de sugestivă din punctul de vedere al analizei stabilității sistemului tehnic.

Astfel se poate observa că marginea de amplitudine M_a respectiv inversul ei, sunt pozitive deoarece aceasta se află dedesubtul dreptei a cărei amplificare este egală cu unitatea, figura 3.14. Din aceeași figură pot fi deduse atât valoarea marginii de amplitudine M_a cât și a marginii de fază M_F .

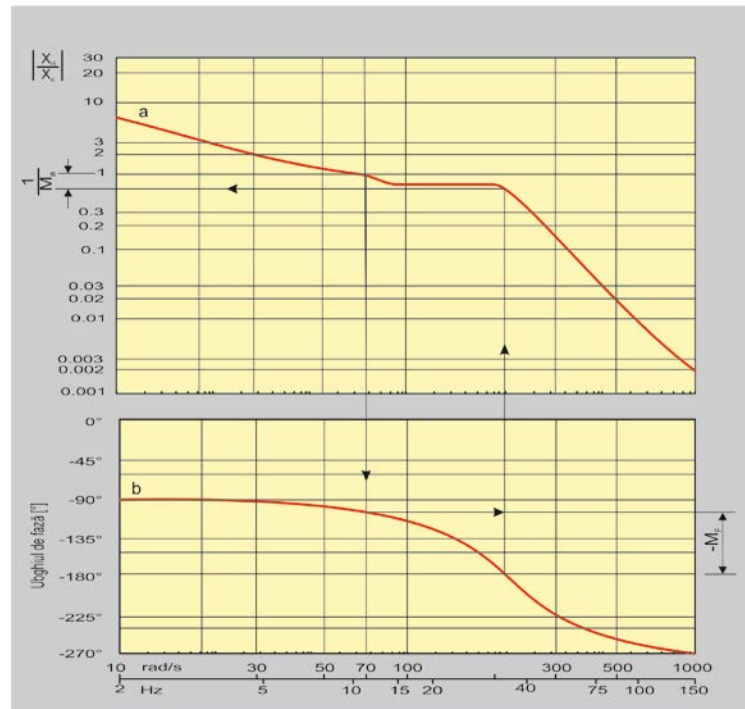


Fig. 3.14 Caracteristica amplitudine-pulsație, fază-pulsație

3.6 Influența presiunii de alimentare a regulatorului asupra stabilității sistemului

Reprezentarea grafică a funcției de transfer pentru diferite valori ale presiunii de alimentare p_0 , este realizată în figura 3.15. Astfel, pentru soluția constructivă propusă, sistemul devine instabil la presiuni mai mari de 20 MPa, iar marginea de fază M_F se reduce odată cu creșterea presiunii de alimentare, în timp ce asimptota hodografului funcției de transfer AS se translatează spre valorile negative crescătoare ale axei reale. Această reprezentare exemplifică mai clar satisfacerea condiției de stabilitate și anume aceea că hodograful sistemului intersectează axa reală în dreapta punctului de coordonate $(-1; j_0)$. Avantajul acestei reprezentări este acela de a fi

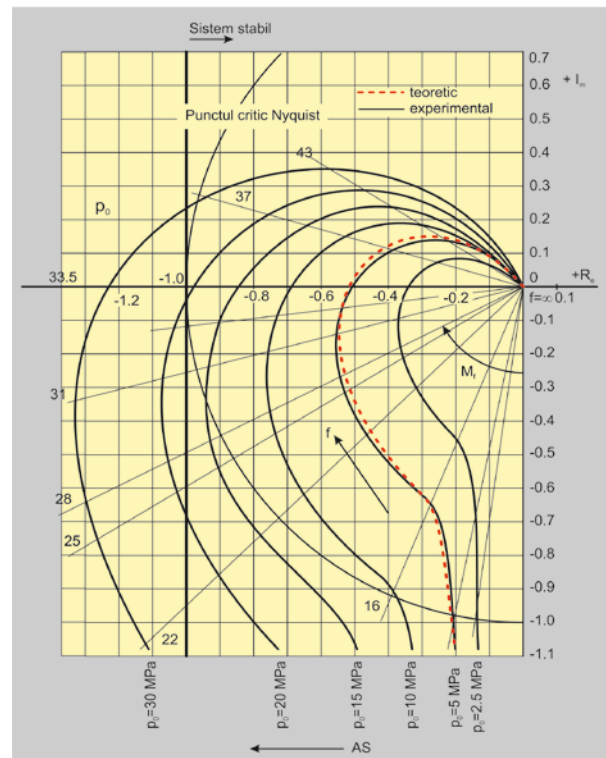


Fig. 3.15 Reprezentarea funcției de transfer pentru diferite presiuni de alimentare

mai sugestiv în ceea ce privește mărimea marginii de fază M_F , care se măsoară de la partea negativă a axei reale.

Din figură se observă că hodograful corespunzător presiunii $p_o = 5 \text{ MPa}$, din familia de curbe la care presiunea de alimentare a fost aleasă ca și parametru de alimentare a regulatorului, figura 3.15, prezintă o bună aproximare a curbei determinată teoretic, prin rularea modelului matematic al procesului pe calculator, cu cea determinată pe cale experimentală, fapt care validează totodată și modelul propus, iar sistemul îndeplinește condițiile de stabilitate.

3.7 Influența poziției cremalierii asupra stabilității sistemului

Modul în care poziția inițială, a cremalierii servomecanismului de direcție, acționează asupra hodografului ce reprezintă funcția de transfer este redat în figura 3.16. Din figură se remarcă influența neglijabilă a modificării poziției cremalierii, dacă aceasta se află în domeniul util de lucru, ceea ce înseamnă că marginea de fază M_F se menține la o valoare relativ constantă.

Această influență, oarecum neașteptată, se explică prin aceea că variabila de ieșire y_o intervine în relația de calcul a amplificării de forță $A_{(F)}$ la numitor, iar valoarea acesteia este mult mai mare decât aceea a amplificării de viteză $A_{(i)}$. Din analiza relațiilor (2.103) și (2.104) se constată că raportul $A_{(i)}/A_{(F)}$ are o valoare neglijabilă în relație cu unitatea. În concluzie, se poate arăta că, indiferent de mărimea variabilei de ieșire, în cazul soluției propuse, sistemul este stabil, marginea de fază fiind de aproximativ 88° .

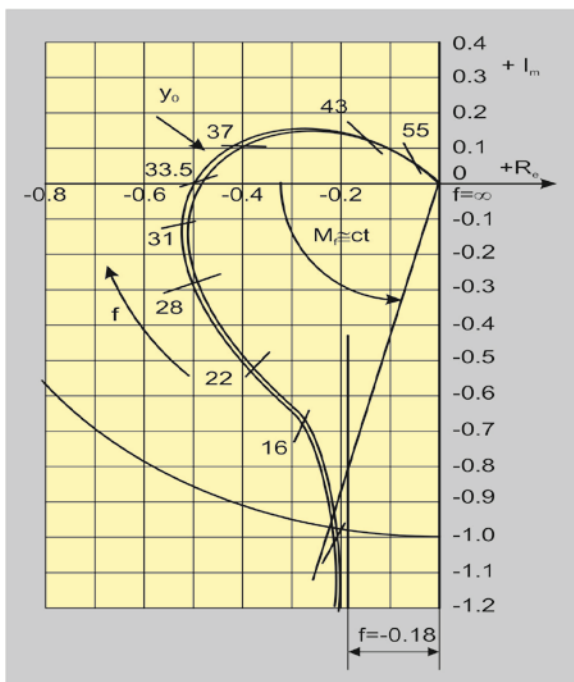


Fig. 3.16 Influența poziției cremalierii asupra stabilității servomecanismului

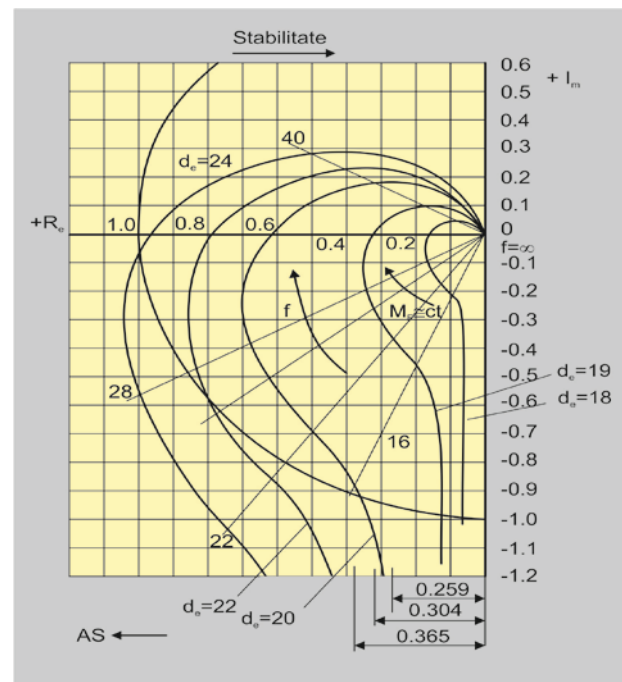


Fig. 3.17 Caracteristica funcției de transfer pentru diferite diametre ale pistonului sertar

3.8 Influența diametrului pistonului sertar asupra stabilității sistemului

Prin transpunerea grafică a punctelor de sprijin ale hodografului funcției de transfer, pentru valori diferite ale diametrului pistonului sertar d_e , se obține familia de curbe reprezentate în figura 3.17. Astfel, din analiza acestora, se observă că stabilitatea sistemului este asigurată pentru toate diametrele considerate, cu mențiunea că pentru diametrul de 24 mm sistemul analizat se află foarte aproape de limita de stabilitate. Totodată, se remarcă faptul că prin creșterea diametrului, hodograful funcției de transfer se deplasează spre punctul critic Nyquist, marginea de fază scade iar asimptota hodografului AS crește în modul.

3.9 Problema stabilității absolute în mediu stohastic pentru soluția propusă

Debitul prin distribuitor este proporțional cu aria secțiunii vii a deschiderii ferestrelor, mai precis cu frontul de arie perpendicular pe direcția jetului de lichid, figura 3.18. Alura parabolică a caracteristicilor este consecința formei dreptunghiulare a acestor ferestre.

Caracteristica locală centrală de debit este definită ca urmare a studiilor de stabilitate a servocomenzii mecano-hidraulice, bazate în principiu pe funcția de transfer, fiind validată de rezultatele încercărilor experimentale în condiții de laborator, poligon respectiv traseu, pe modelul funcțional al instalației hidraulice, figura 3.18 poziția *b*.

Caracteristica globală centrală de debit este definită în principiu de cerința de realizare a unei viteze maxime nominale fără sarcină la cremaliera mecanismului de direcție, precum și de forma ferestrelor din distribuitor, poziția *a*.

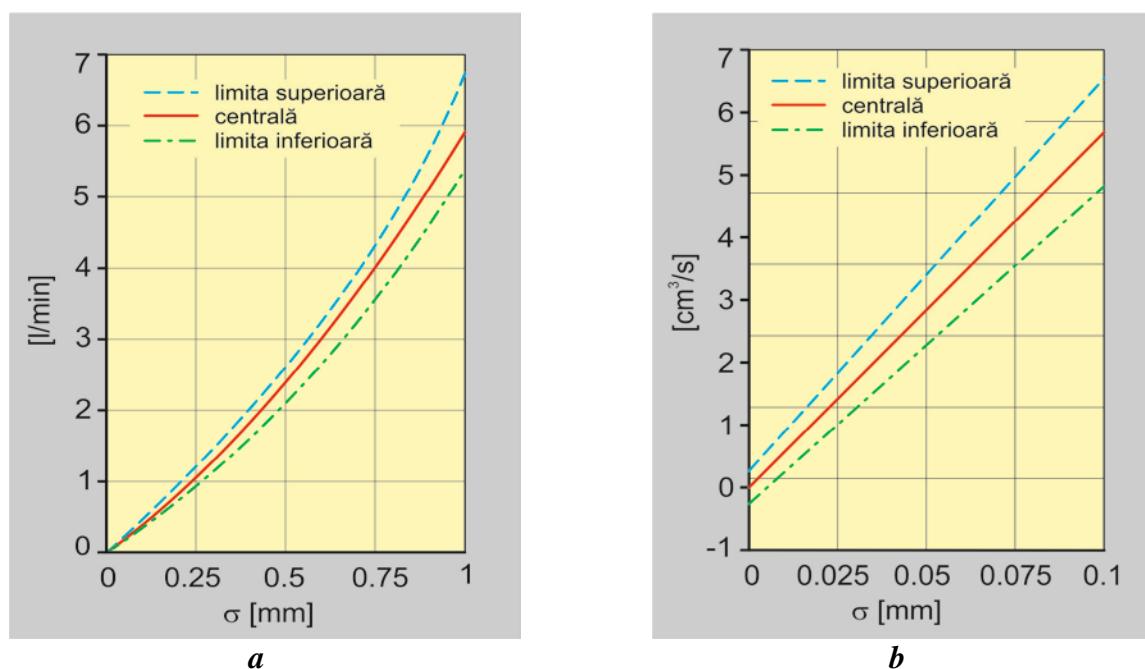


Fig. 3.18 Caracteristicile de distribuitor ale servomecanismului: *a* - globală; *b* - locală

Caracteristicile limită superioară și inferioară, atât locale cât și globale, sunt influențate parțial de asigurarea unei rezerve de stabilitate și parțial de respectarea unei discipline tehnologice în realizarea distribuitorului.

3.10 Liniarizarea caracteristicii de debit

Sistemul neliniar este integrat numeric, prin metoda Runge-Kutta, în prezența unui eșantion de zgomot alb gaussian x , de lungime $N = 2.048$ și $std(x) = 0.05 \text{ cm}$, valoare aleasă plecând de la premiza deschiderii integrale a ferestrelor sertarului, în lungime de 0.3 cm , și ținând cont de factorul cinematic $\lambda_1 = 1/2$ respectiv pasul de eșantionare $\tau = 2 \text{ ms}$.

Calculul spectrelor s-a realizat cu subrutina MATLAB *spectrum*, mediind cu factorul 8, astfel că pasul de frecvență pentru valorile obținute ale spectrelor este

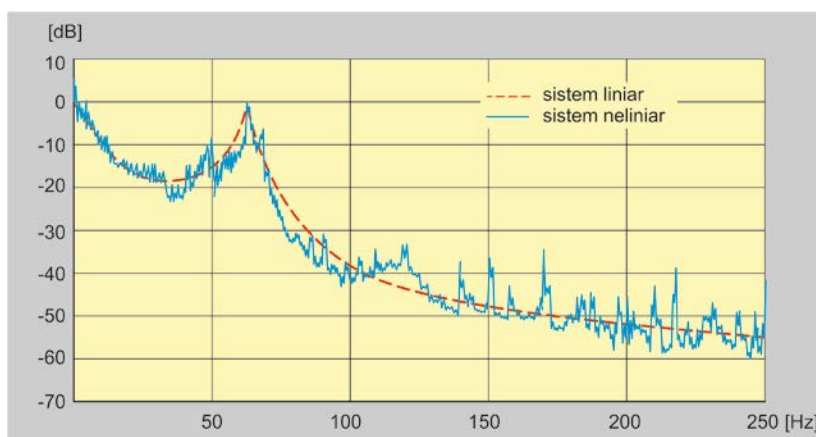


Fig. 3.19 Caracteristicile de frecvență

$1/(\tau M) \cong 1.95 \text{ Hz}$, $M = N/8$; funcția de transfer, în magnitudine (caracteristica de frecvență) cu 128 puncte, până la frecvența Nyquist $\nu_N = 250 \text{ Hz}$, prin intermediul căreia s-a realizat identificarea analitic-numerică a coeficientului k_{Qp}^* , este reprezentată în figura 3.19. Valoarea optimă determinată pentru caracteristica de frecvență liniarizată k_{Qp}^* este de $0.03 \text{ cm}^5/(sdaN)$, în care s-a considerat o amortizare vâscoasă redusă, iar zgomotul alb a fost generat ca o secvență binară pseudoaleatoare de lungime maximă [3, 18, 21, 32]. Prezența în model a amortizării vâscoase și o valoare diferită pentru λ_2 , adică $\lambda_2 = 2/3$, conduce la obținerea unui k_{Qp}^* diferit, $k_{Qp}^* = 0.0523 \text{ cm}^5/(sdaN)$. Valoarea maximă a vitezei sertarului distribuitor este de 1.5 cm/s .

Trebuie menționat că nu este realist a renunța la anumite rezerve ale unui demers analitic, inevitabil, simplificator al realității fizice. Dar nici ignorarea voluntară a informațiilor pe care teoria și cercetările experimentale le pun în evidență.

În cursul încercărilor experimentale s-au realizat evaluări de autooscilații ale servocomenzii. A fost suficientă o perturbație întâmplătoare, tip impuls, egală în timp cu reacția operatorului uman, transmisă servomecanismului la ieșire, pentru ca întreaga instalație, alimentată la sursa de energie hidraulică, să intre într-o mișcare agresivă vibratorie-autooscilație. Doar întreruperea alimentării cu energie a făcut posibilă reprimarea acestei vibrații [62, 66, 74].

3.11 Analiza comparativă a rezultatelor teoretice și experimentale

Compararea rezultatelor obținute prin simulare, cu cele obținute pe cale experimentală prezintă o importanță deosebită. În urma acestei analize comparative pentru aprecierea corectitudinii ipotezelor care au stat la baza modelelor cinematice, dinamice și matematice de studiu al comportării autoturismului la mișcarea rectilinie și curbilinie, luând în considerare soluțiile de amplasare constructivă a barei stabilizatoare [26, 37, 53, 62].

Compararea rezultatelor s-a realizat prin suprapunerea curbelor de variație a accelerației transversale și a unghiului de ruluu, funcție de timp, ale modelului autoturismului, în următoarele condiții: viteza de deplasare de 50 km/h la deplasarea pe semicerc cu raza de 15 și 20 m.

Curbele de variație ale parametrilor cinematici determinați prin integrare numerică suprapuse peste cele obținute prin încercări experimentale sunt prezentate în figura 3.20-3.21. Fiecare figură conține relația care descrie variația parametrilor cinematici în funcție de timp, precum și eroarea maximă dintre cele două tipuri de rezultate. Au fost determinați coeficienții polinoamelor de gradul cinci sau trei care descriu mărimile cinematice analizate.

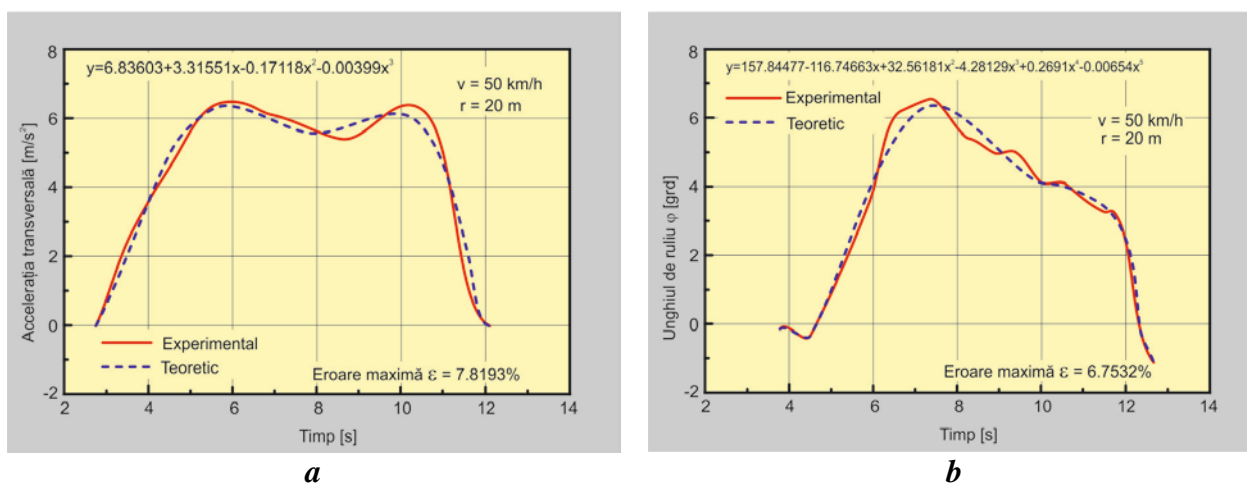


Fig. 3.20 Variația parametrilor cinematici:
a - accelerația transversală; b - unghiul de ruluu

În figura 3.20 sunt prezentate rezultatele obținute prin calcul și prin încercări experimentale la deplasarea autoturismului cu viteza de 50 km/h pe un semicerc cu raza de 20 m. Curbele din figura 3.21 corespund deplasării autoturismului cu viteza de 50 km/h pe semicercul cu raza de 15 m. Toate aceste rezultate au fost obținute pentru autoturismul echipat cu soluția constructivă brevetată și cea propusă [37, 51, 61]. Analizând graficele prezentate se constată aproape o suprapunere perfectă între curbele obținute prin simulare și cele experimentale. Erorile maxime se încadrează în jurul valorilor de $\pm 6-7 \%$ pe domeniul de analiză și comparație. Variația parametrilor cinematici ai mișcării transversale a autoturismului se corelează bine cu viteza de deplasare și cu razele semicercurilor pe care se realizează mișcarea.

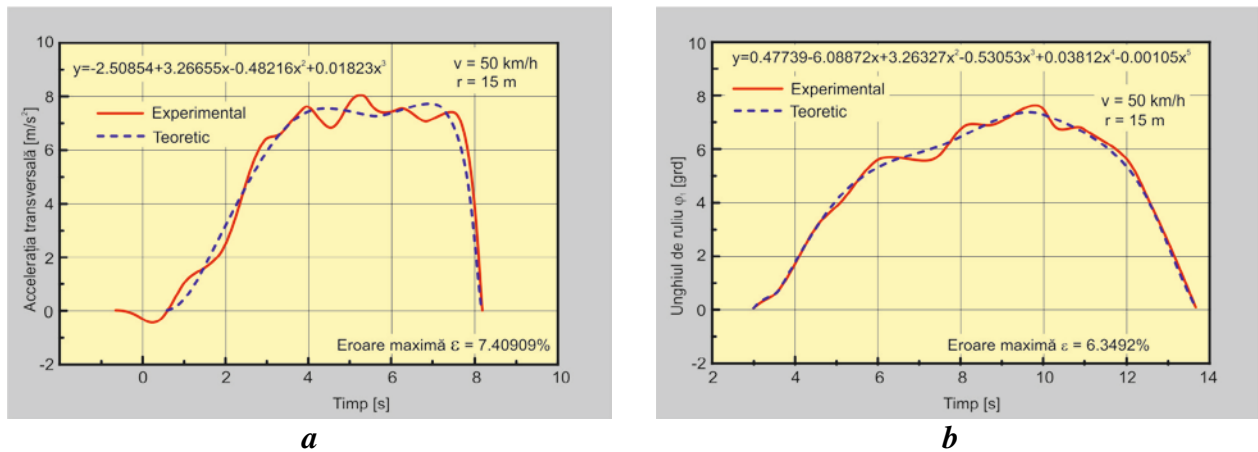


Fig. 3.21 Variația parametrilor cinematici:

a - accelerația transversală; b - unghiul de ruliu

În urma prelucrării datelor experimentale s-a realizat analiza și interpretarea influenței variantelor constructive ale mecanismelor cu bare stabilizatoare [15, 21, 64, 69], asupra: accelerațiilor transversale ale autoturismului; mișcării de ruliu a acestuia; unghiului de rotire al volanului; comprimării și destinderii suspensiei punții din față și vitezei de rotație a autoturismului. S-au avut în vedere patru variante de stabilizare a mișcării prin mecanismul barei de torsiune, notate în lucrare: bara 1-4, și au următoarea configurație:

- bara 1 este bara standard și are în secțiune diametrul de 17.2 mm;
- bara 2 este bara 1 cu diametrul secțiunii majorat la 20 mm;
- bara 3 este soluția constructivă propusă, cu conectare la bieletele de direcție;
- bara 4 este bara 3 cu conectare la bieleta de direcție prin cilindru hidraulic;

3.11.1 Influența barei stabilizatoare asupra accelerațiilor transversale ale caroseriei

Valorile accelerațiilor transversale medii ale autoturismului la diferite viteze sunt prezentate în figura 3.22. Poziția a redă influența celor patru variante de bare stabilizatoare asupra variației accelerației transversale funcție de viteză, la deplasarea pe un semicerc cu raza de 7.5 m volanul fiind rotit spre stânga.

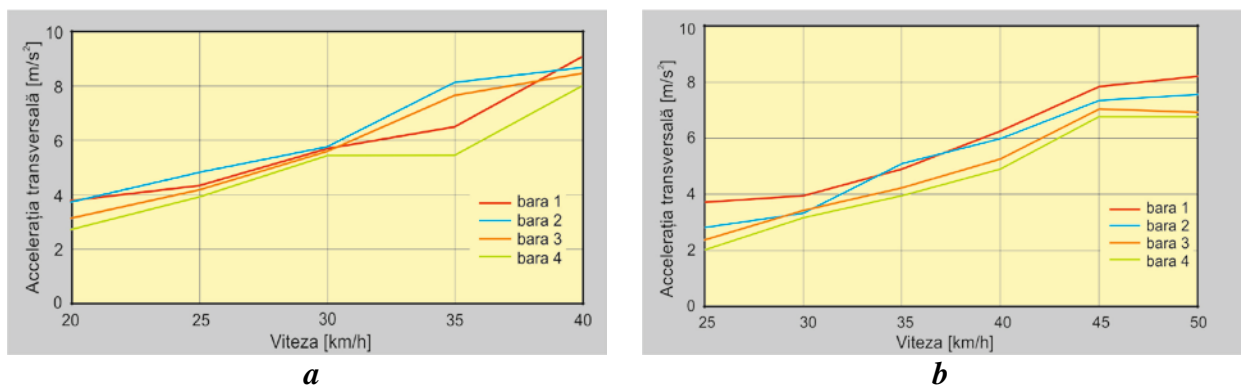


Fig. 3.22 Variația accelerației transversale:

a - autoturism încărcat; b - autoturism neîncărcat

Variația accelerației transversale, funcție de viteza de deplasarea pe un semicerc cu raza de 15 m, volanul rotit spre stânga, este redată în poziția *b*. Bara 4 asigură accelerații medii reduse la toate vitezele de deplasare. La viteza de 50 km/h bara 3 prezintă un efect similar cu bara 4.

Se poate aprecia că din punct de vedere al valorilor medii ale accelerațiilor transversale bara 4 dă cele mai bune rezultate. La viteze mari și bara 2 asigură rezultate satisfăcătoare.

3.11.2 Influența barei stabilizatoare asupra mișcării de ruliu

Valorile maxime ale unghiului de ruliu al autoturismului la diferite viteze de deplasare sunt prezentate în figura 3.23.

Variația unghiului maxim de ruliu funcție de viteză, măsurată la parcurgerea unui semicerc cu raza de 7.5 m, pentru cele patru variante de bare stabilizatoare, volanul fiind rotit spre stânga, este prezentată în figura 3.23 poziția *a*. Valorile mici ale unghiului de ruliu sunt asigurate de bara 4, la toate vitezele de deplasare, urmată de bara 3.

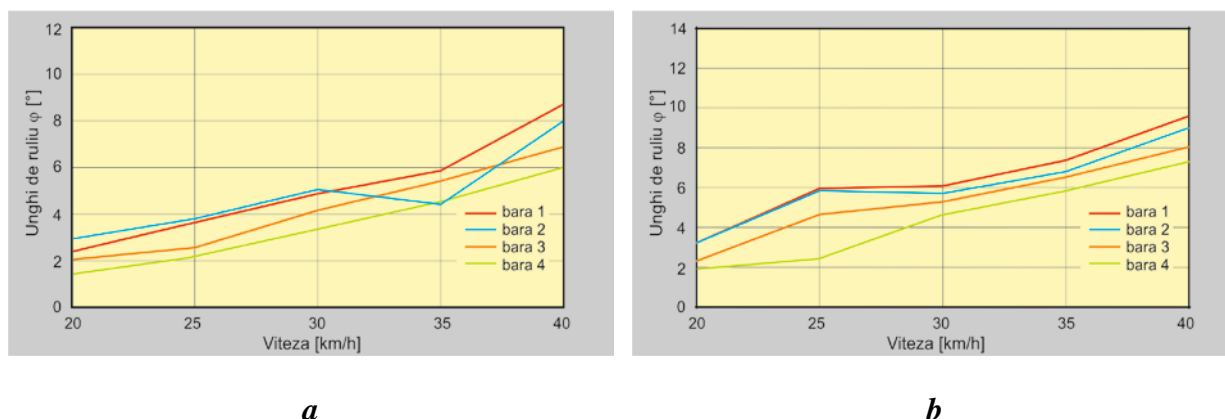


Fig.3.23 Variația unghiului de ruliu
a - autoturism neîncărcat; *b* - autoturism încărcat

Variația unghiului maxim de ruliu funcție de viteză, măsurată la parcurgerea unui semicerc cu raza de 20 m, volanul rotit spre dreapta, este prezentată în poziția *b*. Din punct de vedere al unghiurilor maxime de ruliu bara 4 și 3 indică cele mai bune rezultate [37, 61]. Bara 4 se comportă cel mai bine, iar la deplasarea autoturismului încărcat se observă o accentuare a diferențelor dintre bara 4 și bara 3.

3.11.3 Influența barei stabilizatoare asupra unghiului de rotire a volanului

Influența variantelor de bare stabilizatoare asupra unghiului de rotire al volanului autoturismului rezultă din figura 3.24. În poziția *a* este prezentată influența variantei de bare stabilizatoare asupra unghiului maxim de rotire a volanului, funcție de viteză, la parcurgerea unui semicerc cu raza de 20 m, volanul este rotit spre dreapta.

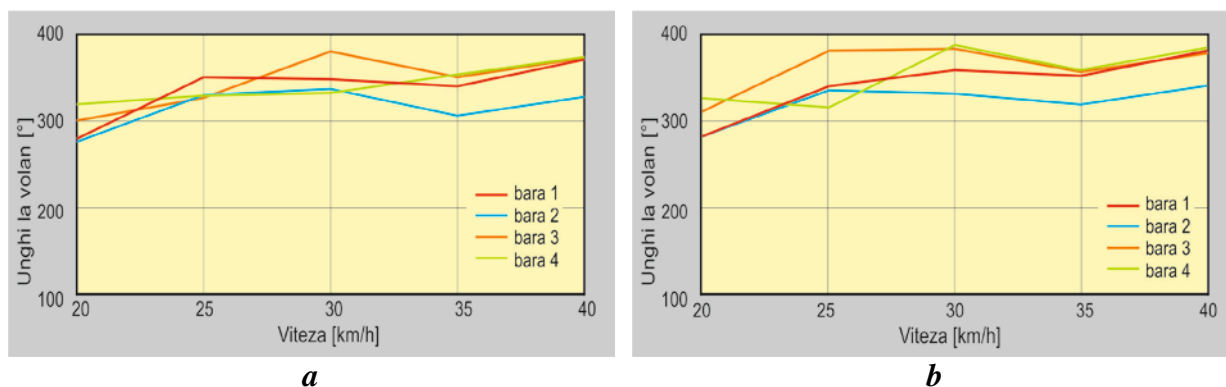


Fig.3.24 Variația unghiului de rotire al volanului
a - autoturism fără încărcătură; b - autoturism încărcat

Din figura 3.24 poziția *b* rezultă influența variantelor de bare stabilizatoare asupra unghiului maxim de rotire a volanului funcție de viteză, la parcurgerea unui semicerc cu raza de 20 m, volanul rotit spre dreapta. Din punct de vedere al mărimii unghiului de rotire al volanului cele mai mici valori, la majoritatea vitezelor de deplasare ale autoturismului și la toate razele de viraj, le asigură bara 2, dar diferențele față de celelalte bare sunt mici. Valori mai ridicate ale unghiului maxim de rotire al volanului sunt date de bara 3 urmată de bara 4.

3.11.4 Influența barei stabilizatoare asupra suspensiei față

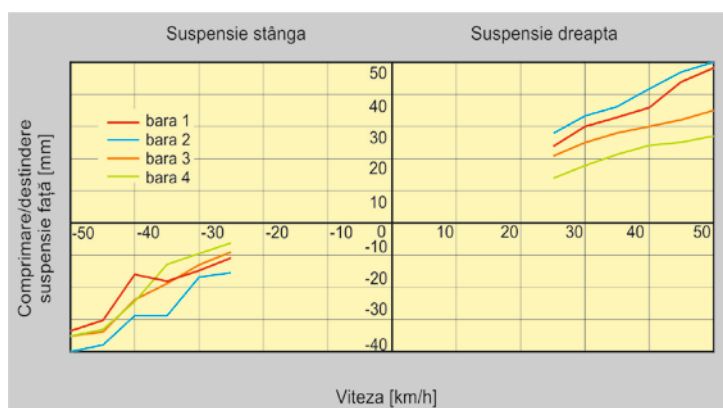


Fig.3.25 Comprimarea-destinderea suspensiei punții
din față

În figura 3.25 se prezintă cursa suspensiei punții față a autoturismului neîncărcat la parcurgerea unui semicerc cu raza de 20 m, volanul rotit spre stânga, pentru variantele de bare stabilizatoare propuse, funcție de viteza de deplasare. La acest regim de mișcare suspensia cu bara 4 prezintă deformațiile cele mai reduse, urmată în ordine de barele 3, 2 și 1.

3.11.5 Influența barei stabilizatoare asupra vitezei de girație

În figura 3.26 sunt prezentate vitezele de girație în cazul mersului sinuos, la simularea trecerii de pe o bandă pe alta cu revenire, caracteristici ridicate pentru cele patru variante de bare stabilizatoare, autoturismul fiind încărcat [46, 62]. În acest caz vitezele de girație cele mai reduse

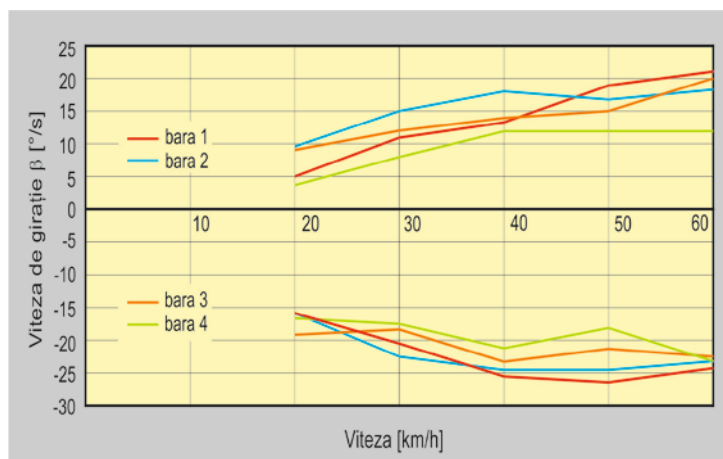


Fig.3.26 Variația vitezei de girație

sunt asigurate de bara 4, bara 2 le asigură pe cele mai mari la intrarea în viraj și bara 1 pe cele mai mari la ieșirea din viraj, la viteze cuprinse între 30 și 55 km/h.

Pe baza acestor analize s-a elaborat tabelul 3.1, care concentrează influențele variantelor constructive de bare stabilizatoare asupra parametrilor mișcării autoturismelor cercetate.

Tabelul 3.1

Influență	bara 1	bara 2	bara 3	bara 4
Influența barei stabilizatoare asupra accelerațiilor transversale ale caroseriei	← ○	↓ ●	↖ ○	↑ ●
Influența barei stabilizatoare asupra mișcării de ruliu	↓ ●	↖ ○	↖ ○	↑ ●
Influența barei stabilizatoare asupra unghiului de rotire a volanului	↖ ○	↖ ○	← ○	↑ ●
Influența barei stabilizatoare asupra comprimării destinderii suspensiei față	↓ ●	← ○	↖ ○	↑ ●
Influența barei stabilizatoare asupra vitezei de girație	↖ ○	← ○	↖ ○	↑ ●

Comportament: ↑ - foarte bun; ↖ - bun; ← - acceptabil; ↙ - mediocru; ↓ - slab.

Din tabelul 3.1 rezultă că varianta barei 4 și 3 îndeplinesc cel mai bine cerințele impuse privind mișcarea curbilinie a autoturismului. Ca urmare a rezultatelor prezentate au fost formulate două cereri de brevet de invenție: una pentru varianta barei trei cu Nr. 99-01370, care a fost brevetată cu Brevet de invenție Nr. 118271 B1, și una pentru varianta barei stabilizatoare patru cu Nr. a 2010 00211 care se află în procedura de procesare [46, 51, 74],

https://worldwide.espacenet.com/classification?locale=de_EP#!/CPC=B60G21/05

<http://pub.osim.ro/publication-server/pdf-document?PN=RO126654%20RO%20126654&iDocId=1537&iepoch=.pdf>

Capitolul 4

Concluzii și contribuții originale

Tema tezei de abilitare se dorește a fi un studiu aprofundat asupra posibilităților de optimizare a corelării direcției cu suspensia la autovehicule, și implicit continuarea cercetărilor dezvoltate în realizarea tezei de doctorat prin propunerea de noi soluții constructive pentru îmbunătățirea comportamentului dinamic și implicit a ținutei de drum și nu în ultim rând îmbunătățirea stabilității servomecanismului hidraulic.

Proiectarea comenzii a avut o evoluție sistematică, fapt ce a permis desfășurarea modulară a încercărilor experimentale iar, la nevoie, reproiectare în scopul corecției sistemului de control - comandă - bracare.

Configurarea dispozitivului regulator-distribuitoare, destinat asistării poziției cremalierii, ține seama de descompunerea convențională a dinamicii acestuia corespunzătoare strategiilor de dezvoltare adoptate în etapa de modelare. Astfel, stilul de conducere al pilotului de încercări nu influențează modul de lucru al soluției constructive propuse.

Cercetarea comenzilor cu servomecanisme hidraulice presupune desfășurarea unor probe experimentale ample de laborator, pe stand, cu modele funcționale ale instalației hidraulice a sistemului de direcție, cât și pe autoturism în poligon și trafic real.

Pentru rezolvarea obiectivelor lucrării au fost efectuate multiple teste de încercare experimentală în variate condiții de deplasare reală, cu diferite tipuri de autoturisme. În figura 4.1 sunt prezentate aspecte din cadrul probelor de încercare experimentală pe traseu circular-poziția *a*, și în curbă-poziția *b*.

*a**b*

Fig. 4.1 Încercări experimentale de poligon

În figura 4.2 sunt prezentate aspecte din cadrul probelor de încercare experimentală-cu circulația oprită-poziția *a*, trecere de pe o bandă pe alta cu revenire-poziția *b*.

*a**b*

Fig. 4.2 Încercări experimentale în condiții de circulație oprită

Măsurarea variabilelor de interes a fost realizată cu ajutorul unor sisteme de măsurare de înaltă fidelitate cu tehnologie MEMS și GPS. În figura 4.3 sunt prezentate aspecte cu privire la amplasarea aparaturii pe autovehiculele supuse probelor de încercare experimentală: poziția *a* și *b* - amplasarea aparaturii la interiorul autoturismului, *c* și *d* - la exteriorul autoturismului.

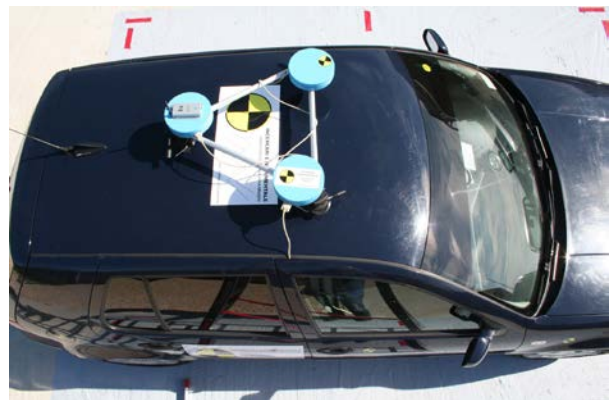
*a**b**c**d*

Fig. 4.3 Modul de amplasare a aparaturii pe autoturism

Autoturismele folosite în cadrul probelor de încercare experimentală au fost supuse unor verificări minuțioase cu aparatură de diagnosticare adecvată în condiții de garaj, figura 4.4.



Fig. 4.4 Pregătirea și verificarea autoturismelor

Motivul cercetării implementării soluției propuse, în construcția sistemului de suspendare și ghidare a roții, se bazează în mod fundamental pe eficiența acestuia în optimizarea conlucrării direcției cu suspensia, unul dintre obiectivele esențiale ale tezei de abilitare.

Analiza rezultatelor teoretice și a determinărilor experimentale arată că mecanismele de ghidare a roților directe clasice, folosite la autoturismele supuse încercărilor experimentale, satisfac funcțional (în condiții de siguranță) cerințele impuse, dar pot fi perfectibile prin sistemele tehnice mecanice propuse, astfel realizându-se îmbunătățirea confortului, creșterea siguranței ocupanților și totodată ridicarea gradului de siguranță în traficul rutier.

Soluțiile constructive propuse constituie un efort multidisciplinar, care presupune cunoștințe din diferite ramuri ingierești, cum ar fi construcția și dinamica automobilelor, mecanisme sau hidraulică [37, 46, 51, 74]. Situațiile de extremum și limitele acestor discipline sunt date de metodele speciale utilizate în cercetare, tehnica IT și modelele analitice necesare studiului comportamentului dinamic al autovehiculului respectiv stabilității în funcționare a mecanismului de direcție.

Modificările constructive prezintă o serie de avantaje, de un real interes în evoluția mecanismelor pentru suspendarea roților, cu mare potențial în siguranța circulației datorită capacității lor de a controla mișcarea de ruliu, îmbunătățind totodată și stabilitatea funcționării mecanismului de direcție.

Luând ca exemplu modelul sistemelor cu eșantionare *SDS-sampled data systems* [26], răspunsul acestuia la acțiunea semnalelor perturbatoare de tip treaptă, aplicate la intrare, este reprezentativ având în vedere instalația de măsurare a semnalelor de interes. Totuși, se observă că sunt obținute rezultate foarte bune cu soluția asistată propusă și în prezența unor semnale de excitație oarecare reprezentabile sub forma de combinații liniare. Rezultatele remarcabile, validează procedura de alegere a servocompensatorului ca fiind realistă și totodată pune în evidență faptul că sistemul reacționează doar la modificările de poziție a volanului. Această metoda este importantă și din punct de vedere aplicativ, deoarece nu utilizează traductoare pentru controlul variabilelor de stare ale lichidului hidraulic sau ale cremalierii.

Evaluarea schemei fundamentale de studiu al stabilității mecanismului de direcție, în timp real, într-un mediu integrat de modelare-simulare respectiv concretizarea și implementarea practică a dispozitivelor mecatronice sunt realizate de autor, cu elemente hard și soft proprii sau comerciale, ca urmare a unei vaste experiențe teoretico-experimentale, fiind prezentate în articole științifice, cărți sau capitole în cărți.

Instrumentul de lucru evidențiat permite abordări ample calitative și cantitative ale proceselor de lucru specifice mecanismului de ghidare al roților directoare, stabilirea interdependențelor dintre elementele mecanismului.

Programele realizate pe baza modelelor descrise permit evaluarea influențelor diferiților parametri și efectul unor modificări constructive sau compararea mai multor configurații de mecanisme de suspensie și direcție, din punct de vedere al răspunsului sistemului în regimuri tranzitorii de deplasare rectilinie și curbilinie. Aparatul matematic folosit la prelucrarea datelor obținute pe cale experimentală, a fost foarte complex și a fost susținut de aplicațiile *Matlab*, *MathCad*, *Maple V*, *Origin*. Tactica asocierii specifice a subrutinelor programelor *Matlab/Simulink*, *Fortran 7.3* și *Real-Time Workshop* cu *LabVIEW Real-Time* și instrumentarul (Toolkit) pentru interfețe de simulare prezentată poate fi utilizată pentru dezvoltarea mai multor metode de cercetare a stabilității mecanismului de direcție. Licențele de lucru pentru aceste programe sunt proprii, unele sunt ale Universității *Transilvania* din Brașov, iar unele au fost descărcate în versiune evaluare pentru un termen limitat de 30 de zile de la adresele <http://www.lahey.com/lfpro73trial.htm>; http://www.mathworks.com/academia/student_version/; [Simulink.GlobalDataTransfer](http://www.mathworks.com/academia/student_version/Simulink.GlobalDataTransfer).

Acuratețea caracteristicilor obținute în urma simulărilor numerice se datorează utilizării unor modele analitice complexe, iar rezultatele experimentale au fost colectate de la dispozitive care respectă cele mai înalte standarde de precizie în domeniu.

Datorită performanțelor, soluțiile constructive propuse pot fi implementate pe diverse tipuri de autovehicule. Simplitatea realizării practice a acestora reduce costul de fabricație asociat elementelor componente. Toate realizările aferente sunt asociate principalelor tendințe comune ale altor colective de cercetare din institute sau universități naționale ori internaționale.

Datele importante din teza de abilitare sunt publicate în cărți sau în cadrul unor conferințe ori prin lucrări științifice indexate în baze de date la nivel mondial, precum Web of Science, Scopus, Google Scholars, Proquest, CABI. Informațiile și constatările de interes rămase încă nepublicate au fost omise pentru moment în mod intenționat, deoarece sunt supuse efectelor protecției Cererii de brevet de invenție nr. *a 2010 00211*, cu număr de depozit *RO 126654 A2* [74], ele urmând a fi publicate ulterior în reviste sau cărți de specialitate. Cei interesați sunt informați despre disponibilitatea unor astfel de date, obținute pe cale experimentală, cu privire la comportamentul dinamic în toate aspectele sale aici abordate, a se vedea [18, 21, 47].

Referințele bibliografice, menționate în ultima parte a tezei de abilitare, numită *Bibliografie*, conțin informații suplimentare cu privire la cercetări similare ale subiectului tratat iar unele dintre ele evidențiază prin expuneri detaliate diferențele de concepție.

Contribuții științifice originale

Pentru activitatea de cercetare s-au creat lanțurile și dispozitivele de măsură și prelucrare a datelor experimentale. Astfel au fost realizate următoarele instalații și elemente cu caracter de originalitate:

- elaborația teoretică și realizarea practică a soluțiilor constructive;
- instalația și aparatura pentru măsurarea unghiului de bracare a roților directoare și a presiunii lichidului hidraulic din sistemul de direcție;
- realizarea dispozitivului pentru măsurarea efortului la volan și stand pentru etalonarea traductorului;
- instalația pentru măsurarea unghiului de rotire a volanului și a cursei cremalierii;
- instalația și aparatura pentru reproducerea perturbațiilor din partea căii de rulare la nivelul cremalierii;
- instalația pentru măsurarea debitelor și a pierderilor de lichid
- stand pentru etalonarea elementelor de execuție;
- bieletă de direcție pentru măsurarea sarcinii transmise de roată la cremalieră;

- traductor etalon pentru încărcarea capetelor cremalierii cât și a elementelor de execuție;
- realizarea roții a 5-a pentru măsurarea vitezei de deplasare;
- aparat pentru măsurarea unghiului, vitezei unghiulare și a accelerației unghiulare la mișcarea de rulu, tangaj și girație;
- modelarea dinamică, cinematică și matematică, pentru simularea funcționării mecanismului de ghidare al roților directoare respectiv dispozitivului regulator-distribuitoar atât în soluția constructivă clasică cât și în soluția constructivă propusă;
- configurarea regulatorului automat respectiv elaborarea algoritmilor și a programelor de calcul;

La realizarea acestor instalații și elemente cu caracter de originalitate precum și în procesul de prelucrare a datelor experimentale, s-a avut în vedere creșterea caracterului de obiectivitate a determinărilor, pentru a reduce intervenția subiectivă a factorului uman, precum și folosirea unor aparate de înaltă performanță și utilitate, realizate de firme recunoscute pe plan internațional în acest domeniu (BMC Puchheim-München, TI USA, DSD Linz-Austria).

Propuneri pentru viitor

Lucrarea deschide noi perspective în studiul mecanismelor de ghidare ale roților directoare respectiv a mecanismelor de direcție, și a altor aspecte precum: studiul solicitărilor din elementele și cuplele mecanismului de ghidare; influența abaterilor dimensionale de execuție și de poziție a elementelor mecanismului de ghidare asupra geometriei de așezare a roților directoare și asupra caracteristicilor cinemate; influența mecanismului de direcție asupra procesului de bracare a roților; influența elasticității cuplelor și a elementelor asupra cinematicii întregului mecanism.

Soluțiile constructive propuse rămân deschise unor dezvoltări care presupun:

- compensarea saturației pe deschiderea sertarului, și a rezonanței;
- controlul poziției cremalierii și a informației de previziune la puntea din spate;
- controlul electronic cu elemente de execuție mecatronice și programe de predicție.

Datorită preocupărilor pentru dezvoltarea unor estimatori (observatori) adecvați acestor scheme, cu algoritmi comutanți, soluțiile constructive propuse pot constitui punctul de inițiere a unor sisteme adaptive sau chiar active de direcție care se constată în literatura domeniului din ultimii ani, ca fiind de importanță majoră.

(B-ii) PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

Introducere

Această secțiune a tezei de abilitare, referitoare la perspectivele de dezvoltare a carierei academice și de cercetare, se structurează pe abilitățile și competențele dobândite și confirmate cu privire la realizarea și coordonarea activităților de cercetare și predare la înalt nivel academic și de a iniția colaborări naționale și internaționale de succes în domeniul *Ingineriei mecanice*.

Începând cu 1 octombrie 1998 mi-am desfășurat activitatea în cadrul Catedrei de Mașini pentru Agricultură și Industrie Alimentară MAIA, a Facultății de Inginerie Mecanică IM, care mai târziu a stat la baza a ceea ce astăzi reprezintă Departamentul Ingineria și Managementul Alimentației și Turismului IMAT din cadrul Facultății de Alimentație și Turism AT, pe postul de șef lucrări (1999-2002), conferențiar universitar (2002-2015), profesor universitar din octombrie 2015 și până în prezent.

Ca planuri de viitor îmi propun să atrag fonduri naționale și europene pentru a extinde activitatea de cooperare științifică prin dezvoltarea unei rețele interuniversitare de cercetare în domeniu.

Dezvoltarea carierei mele universitare viitoare se va realiza după cele trei căi de activitate fundamentale, și anume:

- Activitatea profesională;
- Activitatea de cercetare științifică;
- Activitatea de management universitar.

Pentru a profita de avantajele acestor căi și pentru a le putea perfecta permanent, ele vor fi abordate în mod corelat și întrepătruns.

1. Dezvoltarea carierei profesionale

Îmi doresc ca în continuare, să evoluez profesional în domeniul *ingineriei mecanice* cu aplicație în sistemele de transport marfă și persoane cât și în siguranța acestora cărora mi-am consacrat cei 25 de ani de la absolvirea cursurilor Facultății de Mecanică.

Direcțiile importante de dezvoltare profesională sunt cele prezentate în cadrul tezei de abilitare cu rezultatele obținute până în prezent.

În acest sens principalele propuneri pentru dezvoltarea carierei profesionale, sunt următoarele:

- aplicarea unor metode educaționale noi, moderne, interactive, centrate pe student;
- conceperea unor sisteme noi de evaluare a studenților, care să ilustreze activitatea din timpul semestrului, cu subiecte variate, tip grilă și combinate;
- controlul și îndrumarea activității studenților, într-o atmosferă academică, și de respect reciproc;

Pentru buna desfășurare a activităților didactice îmi propun elaborarea unor materiale care să vină în sprijinul pregătirii studenților și, în același timp, să valorifice cunoștințele și experiența acumulată:

- elaborarea cursului la disciplina *Sisteme de transport în industria turismului* vol.II, pentru anul III, IMAPA/IMIT. În cadrul acestui curs îmi propun să introduc noțiuni despre sisteme inteligente de transport;
- elaborarea cursului la disciplina *Instalații pentru agrement*, pentru anul III, IMAPA/IMIT, și a unui îndrumar de lucrări de laborator. În cadrul acestui curs îmi propun să introduc noțiuni despre modelarea și simularea elementelor sistemelor tehnice componente ale instalațiilor pentru agrement;

Un obiectiv important îl va constitui dezvoltarea bazei materiale a Departamentului Ingineria și Managementul Alimentației și Turismului cu standuri și machete funcționale necesare disciplinelor pe care le am în responsabilitate. În acest sens, sunt deja în diferite stadii de realizare mai multe echipamente ce pot constitui baza unor aplicații noi, utile în pregătirea studenților, și anume: mecanisme pentru transmiterea mișcării intermitentă sau continuă, sisteme tehnice electromecanice sau mecatronice. La acestea se vor adăuga, în perspectivă și altele, precum sisteme tehnice domotice.

Acesta este și motivul pentru care îmi propun, ca din punct de vedere profesional, să colaborez mai mult și mai intens cu alți colegi din alte universități, să particip la cât mai multe activități din domeniul inginerie mecanică organizate atât pe plan național, cât și pe plan internațional.

2. Dezvoltarea carierei științifice

Activitățile de cercetare desfășurate în Departamentul Ingineria și Managementul Alimentației și Turismului și structurile de cercetare asociate acestuia: *Departamentul de cercetare - D06 Eco-Biotehnologii și Echipamente în Agricultură și Alimentație* și laboratoarele *Sisteme de transport* respectiv *Instalații pentru agrement* vor continua, în principal, problematica abordată în cadrul tezei de abilitare cu rezultatele obținute până în prezent.

În acest sens îmi propun dezvoltarea studiilor și cercetărilor în următoarele direcții:

- Sisteme de transport
 - realizarea unor noi soluții constructive pentru îmbunătățirea comportamentului dinamic al autovehiculelor de transport persoane, produse alimentare și animale;
 - cercetări în domeniul siguranței și a confortului la transportul persoanelor respectiv animalelor;
 - studii de implementare a dispozitivelor inteligente la parcajele din industria turismului;
 - studii de evidență a activității conducătorilor auto și optimizare a rutelor de transport din industria turismului;
 - studii cu privire la riscurile și siguranța căilor rutiere din zonele turistice montane.

- Surse energetice din agricultură
 - studii privind utilizarea biocombustibililor la motoarele cu ardere internă staționare și cogenerare;
 - studii pentru îmbunătățirea fiabilității motoarelor cu ardere internă;
 - identificarea de noi surse energetice în agricultură și industria turismului;
 - posibilități de implementare a materialelor cu memoria formei în construcția motoarelor cu ardere internă pentru îmbunătățirea fiabilității și performanțelor.

- Instalații pentru agrement în turism
 - proiectare optimală a diferitelor sisteme tehnice mecanice utilizate în instalațiile pentru agrement;
 - cercetări cu privire la riscurile și siguranța în exploatarea și funcționarea instalațiilor pentru agrement;

Pe măsura diversificării specializărilor din domeniul *Inginerie mecanică* și a evoluțiilor din plan social, aceste zone de interes pentru mine se pot dezvolta și către o cercetare pluridisciplinară. Nu îmi doresc o limitare a sferei de cercetare deoarece un bun cercetător are nevoie de cunoștințe din diferite domenii pentru a înțelege mai bine fenomenele tehnice de inginerie mecanică, din sistemele de transport, sursele energetice din agricultură, instalațiile pentru agrement cât și siguranța în funcționare a acestora.

Unele zone de cercetare care nu au fost prezentate în conținutul tezei de abilitare dar pe care intenționez să le abordez în viitor, sunt:

- ✓ controlul temperaturii lichidului de răcire în motoarele cu ardere internă (deschiderea termostatului);
- ✓ uzura mecanismului motor (regimuri de funcționare, modalități de lubrifiere);
- ✓ contribuții la tactica cercetării la fața locului a evenimentelor rutiere;
- ✓ investigații speciale avansate cu privire la evenimentele rutiere din zonele turistice;

Pentru creșterea relevanței și impactul lucrărilor științifice îmi propun publicarea în mod constant de lucrări științifice în reviste de specialitate cotate ISI (Thomson Reuter Web of Science) cu factor de impact și scor relativ de influență, respectiv în reviste/volume indexate ISI sau BDI (Thomson Reuter Web of Science, Scopus, Google Scholars, Proquest, CABI), și publicarea de cărți/capitole în cărți cu vizibilitate internațională.

Un alt obiectiv îl constituie atragerea de fonduri pentru cercetare, prin propunerea de proiecte cu teme de actualitate axate pe domenii prioritare. Intenționez de asemenea, să cooperez și să implic studenții în activitățile de cercetare și să formez o echipă de cercetare competentă.

3. Dezvoltarea carierei academice

- *Subordonarea consecutivă a gradelor didactice*

Până în prezent am parcurs treptele consecutive în ierarhia funcțiilor academice, de la cea de Șef lucrări până la cea de Profesor universitar, obținând fiecare post pe bază de concurs.

- *Susținerea de prelegeri și cursuri în mediul academic internațional*

În viitor îmi propun să particip și să susțin cursuri și prelegeri la alte centre universitare, organizate pe teme ce au legătură cu domeniul *Inginerie mecanică*.

- *Încurajarea și implicarea în activități studentești*

Voi acorda o atenție sporită activităților practice studentești, voi încuraja și sprijini organizarea manifestărilor științifice ale acestora.

- *Perfecționarea cursurilor predate*

Voi continua perfecționarea, actualizarea și modernizarea permanentă a cursurilor și a lucrărilor de laborator efectuate la disciplinele predate, și voi propune noi cursuri pentru ciclul de licență și master, într-un spirit de continuă ridicare a nivelului de competențe științifice, metodologice și didactice.

Continuarea îmbunătățirii și dezvoltării infrastructurii de cercetare din laboratorul de analiză a riscurilor în turismul montan, sisteme de transport și instalații pentru agrement.

De asemenea, consider că realizarea unui laborator de sisteme tehnice în transporturi și dotarea corespunzătoare a acestuia va fi utilă în activitatea de cercetare și didactică desfășurate în cadrul Departamentului Ingineria și Managementul Alimentației și Turismului.

Îmi propun în continuare o dezvoltare a colaborării cu profesorii și cercetătorii de prestigiu din țară și străinătate prin invitarea lor în cadrul departamentului IMAT în scopul identificării posibilităților de cooperare și atragerea lor ca membri în programe de cercetare comune.

În întreaga mea activitate didactică și de cercetare mă voi baza pe profesionalism, pe încrederea colegilor, a tuturor colaboratorilor, pe relațiile stabilite deja cu alte grupuri de cercetare dar mai ales pe experiența pe care mi-am format-o deja în grupuri de cercetare de renume și sub îndrumarea unor profesori universitari renumiți din domeniul *Inginerie Mecanică*.

Un aspect important în dezvoltarea carierei îl va constitui colaborarea cu mediul economic, dar și cu alte Departamente/Departamente de cercetare din universitate și/sau din alte universități.

Instrumentele utilizate în îndeplinirea planului de dezvoltare vor fi atât menținerea și creșterea standardelor de excelență academică și profesională, cât și colaborarea nemijlocită cu colegii-cadre didactice și studenții.

Îmi doresc să construiesc o carieră academică și o reputație profesională solide, care să asigure succesul și o vizibilitate crescută a Departamentului Ingineria și Managementul Alimentației și Turismului IMAT și implicit a Facultății de Alimentație și Turism AT respectiv Universității *Transilvania* din Brașov.

(B-iii) BIBLIOLGRAFIE

- [1] Bidzinski, J., Celmerowski, C., Czyborra, M., Karamousantas, D., Plizga, K., Popescu, S., Popescu, O., Rus, F., Sosnowski, S., Syzmaniak, G., Tajanowski, G., Tans, W., Tanase, F., Tane, N., Thierheimer, W., Zebrowski, J., Zebrowski, Z.: - *Kinematyka I Dynamika Agregatow Maszynowych*, Wyzsza Azkola Inzynieryjno - Ekonomiczna W Ropczycach, Pracownia Poligraficzna AR w Lublinie, 2005, ISBN 83-921937-0-9, Polonia
- [2] Bolfa, T, Thierheimer, W: *Test of Some Materials Used in The Cages' Construction*, A IV-A Conferință de Dinamica Mașinilor, Proceeding CDM 2005, Academia Română Secția de Științe Tehnice, Vol. 1, 27-28 mai 2005, Brașov, România
- [3] Călinoiu, C., D. Vasiliu, N. Vasiliu, I. Catană: - *Modelarea, simularea și identificarea experimentală a servomecanismelor hidraulice*, Editura Tehnică, București, 1998
- [4] Câmpian, O., Câmpian, V., Thierheimer, W.: - *Solicitări în transmisiile mecanice ale automobilelor la deplasarea pe drumuri nemodernizate*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională organizată cu ocazia sărbătoririi a 50 de ani de la înființarea Academiei Tehnice Militare, pag. 27-34, 21-22 Octombrie 1999, București
- [5] Câmpian, O., Câmpian, V., Ciolan, GH., Thierheimer, W.: - *About the influence of hydrodynamic torque converters on vehicle's dynamic in linear movement*, The VIIIth International Conference of Motor Vehicles, Vol. A & SFRT, ISBN 973- 8212-00-6, pp. 153-158, 16-17 November 2000, Pitești
- [6] Câmpian, O., Câmpian, V., Ciolan, Gh., Thierheimer, W., Ștefănescu, G.: - *Modelarea factorilor de atenuare a solicitărilor din transmisiile autovehiculelor*, Prima conferință cu participare internațională SMAT 2001, Vol. I, pag. 317-322, ISBN 973-8043-23-4, 08-09 Noiembrie 2001, Craiova
- [7] Câmpian, O., Câmpian V., Ciolan, Gh., Thierheimer, W. - *Determinarea colectivelor globale de solicitare ale componentelor transmisiei autovehiculelor pe baza măsurătorilor efectuate în trafic real*, Simpozionul național cu participare internațională Proiectarea ASIstată de Calculator PRASIC 02, Vol. I - Mecanisme și Tribologie, pag. 269-276, ISBN 973-635-064-9, 7-8 noiembrie 2002, Brașov,
www.rrv.ro/adept/prasic/work/mectrib/mec85.pdf www.rrv.ro/adept/prasic
- [8] Câmpian, O., Câmpian V., Ciolan, Gh., Thierheimer, W.: - *Solicitări În Transmisiile Mecanice Ale Autoutilitarelor Ușoare La Deplasarea Pe Drumuri De Munte*, ESFA 2003, The 7th International Conference Fuel Economy, Safety And Reliability Of Motor Vehicles Bucharest, 8-9 May 2003, pag. 19-26, ISBN 973-8449-12-X, ISBN 973-8449-13-8
- [9] Câmpian, O., Ciolan, Gh., Preda I., Câmpian, V., Thierheimer, W.: - *Theoretical and Experimental Study on Mechanical Stresses within Cars' Transmissions while Rolling on Different Road Types*, CONAT 2004 International Automotive Congress, 20-22 octombrie 2004, Brașov, pag. 89, ISBN 973-635-394-X,
<http://conat.unitbv.ro/e/authors/bios.html#342>, <http://conat.unitbv.ro/e/abstracts/final.html>
<http://conat.unitbv.ro/e/abstracts/1106.html>; <http://www.fisita.com/search?query=thierheimer&x=21&y=9>;
<https://hdstest.hebis.de/kassel/ub/EBSCO/Record?id=CN059385614|edsbl>
- [10] Clinciu, M., Campian, V., Țane, N., Thierheimer, C.D., Thierheimer, W.W.: - *Study of instrumentation settling time*, Ediția a doua cu participare internațională SMAT 2008, Vol. I, pag. 31-36, ISBN 978-606-510-253-8, 23-25 Octombrie 2008, Craiova
- [11] M. C. Clinciu, L. Gaceu, D.C. Thierheimer, W.W. Thierheimer: - *Aspects of selfdiagnosis of the technical systems*, Mechanics and Machine Elements, 6-8 November 2008, pag. 241-245, ISBN 978-954-580-260-7, Heron Press, Sofia, Bulgaria.
- [12] M. Clinciu, L. Gaceu, D.C. Thierheimer, W.W. Thierheimer, Fl. Popescu: - *Studies on the suspension stiffness control*, Bulgarian Journal for Engineering Design, 3 November 2009, pag. 44 - 46, ISSN 1313 - 7530, Heron Press, Sofia, Bulgaria.

- [13] M. C. Clinciu, L. Gaceu, D.C. Thierheimer, W.W. Thierheimer: - *Some aspects of the active steering for automotive control*, Mechanics and Machine Elements, 6-8 November 2008, pag. 246-253, ISBN 978-954-580-260-7, Heron Press, Sofia, Bulgaria
- [14] Cojocaru, A., Thierheimer, W., Țane, N., Boldor, D.: - *Advantages of Active Steering for Vehicle Dynamics Control*, Modelling and Optimization in the Machines Building Field, Vol. 1 MOCM-10, 2004, Bacău, pag. 238-243, ISSN 1224-7480
- [15] V. V. Cojocaru, N. Țane, D. C. Thierheimer, M. Clinciu, W. W. Thierheimer: - *Pneumatic mecatronic sistem for load simulation on toothed the rack heads*, Bulgarian Journal for Engineering Design, 3 November 2009, pag. 50-53, ISSN 1313-7530, Heron Press, Sofia.
- [16] V. V. Cojocaru, Fl. Popescu, D. C. Thierheimer, D. Ola, W. W. Thierheimer: - *Research on optimizing of automatic ABS regulator*, Bulgarian Journal for Engineering Design, 3 November 2009, pag. 47 - 49, ISSN 1313 - 7530, Heron Press, Sofia, Bulgaria.
- [17] V. Cojocaru, L. Gaceu, N. Tane, D.C. Thierheimer, D. Ola, M. Clinciu, W.W. Thierheimer: *Mechatronic Sistem for Load Simulation on Toothed the Rack Heads*, în Mechanics and Machine Elements, Noiembrie, 4-6, 2010, Sofia, Bulgaria, ISSN: 1314-040X, pp. 94-100, Publishing by Technical University-Sofia
- [18] Cojocaru V., Popescu Fl., Thierheimer W.: - *Cercetări privind îmbunătățirea ținutei de drum la autoturismele cu tracțiune pe față*, Editura TRANSVERSAL, Târgoviște, 2014, ISBN 978-606-605-105-7; <http://www.bibnat.ro/dyn-doc/publicatii/CIP/Bibliografia%20cartilor%20in%20curs%20de%20apartie%20CIP%20-%20decembrie%202014.pdf>
- [19] Edwards, C., Spurgeon, S.K. - *Sliding Mode control: Theory and Applications*, London, UK: Taylor and Francis, 2000
- [20] L. Gaceu, D.M. Dănilă, W.W. Thierheimer: - *Designing the portable mowing machines using the finite elements method*, Challenges in Higher Education and Research in the 21st Century, Vol 7, pp. 194-197, Heron Press, ISBN 978-954-580-286-3, 2-5 june 2009, Sozopol, Bulgaria, <http://www.tu-sofia.bg/ENG/index.html>
- [21] Grăjdaru, M., Câmpian, O., Thierheimer, W.: - *Studii privind influența sistemului de direcție asupra siguranței circulației*, ISBN(10) 973-87995-4-6, ISBN(13) 978-973-87995-4-7, Editura CELLINA, Craiova, 2006;
- [22] Hac A. *Optimal linear preview control of active vehicle suspension*, *Vehicle System Dynamics*, 21, nr. 3, pp. 167-195, 1992.
- [23] Ola, D. C., Hodîrnău M., Gruia R., Thierheimer, W.: - *Modern control technique of firing system fueled with biomass destined for agrotourism*, *Journal of EcoAgriTourism*, Bulletin of Agri-ecology, Agri-food, Bioengineering and Agritourism, Vol. 6(2010), Nr. 3(19), 28 - 30 May 2010, pag. 51-57, ISSN 1844-8577, Published by Transilvania University Press, Brașov, Romania.
<http://www.cabi.org/cabdirect/FullTextPDF/2012/20123106748.pdf>,
<http://www.cabdirect.org/abstracts/20123106748.html?resultNumber=7&q=au%3A%22Ola%2C+D.+C.%22>
- [24] Daniel Călin Ola, Ramona Lupșa, Liviu Gaceu, Walter Wilhelm Thierheimer, Mihai Mănescu: - *Modelarea și automatizarea sistemelor tehnice din alimentație și turism*, *Sisteme de dozare, ambalare și marcare*, Editura Universității Transilvania din Brașov, 2011, ISBN 978-973-598-752-7, Brașov, <http://webbut.unitbv.ro/editura/domenii/2011/SI.pdf>
<http://www.unitbv.ro/editura/Publica%C5%A3iindin2011/Domenii/%C5%9Etiin%C5%A3eingenere%C5%9Fti.aspx>
- [25] Oțăt, V., Bolcu, D., Thierheimer, W., Simniceanu, L., - *Dinamica autovehiculelor*, Editura Universitaria Craiova, ISBN 973-742-023-3 Craiova, 2005
- [26] Oțăt V., Thierheimer W.W., Cojocaru A., Țurea N., Boldor D. - *Dinamica autovehiculelor-Corelarea direcției cu suspensia la autoturismele cu tracțiune anterioară*, vol. II *Cercetarea experimentală*, Editura U.T.M., Chișinău, Rep. Moldova, ISBN 978.9975-45.005.8, ISBN 978-9975-45.027-0 (VOL. 2), 2007
- [27] Pereș, Gh., Thierheimer, W., Luca, D., Zamfira, S.: - *Contributions to the study of vehicle's dynamic behaviour in curvilinear movement*, Proceedings of the 9th International DAAAM Symposium, ISBN 3-901509-08-9, Published by DAAAM International, Volume 1/2, pp.381-382, 22-24th October 1998, Viena, Austria

- [28] Pereş, Gh., Thierheimer, W., Luca, D., Zamfira, S.: - *Aspects of vehicle's dynamic behaviour in curvilinear movement*, Revista Inginerilor de Automobile, Nr. 1/1999, pag. 25-28, ISSN 1222-5142
- [29] Pop I.I.: - *Influenţa geometriei supapei hidrologistorului asupra secţiunii de droselizare*, Sesiunea de comunicări ştiinţifice Baia Mare, 1981
- [30] Popescu, Fl., Campian, V., Ţane, N., Thierheimer, C.D., Thierheimer, W.W.: - *Possibility of technical systems selfdiagnosis*, Ediţia a doua cu participare internaţională SMAT 2008, Vol. I, pag. 155-159, ISBN 978-606-510-253-8, 23-25 Octombrie 2008, Craiova
- [31] Popescu, Fl., Campian, V., Thierheimer, C.D., Oţăţ, V., Thierheimer, W.W.: - *Study about automotive rollover dynamics*, Ediţia a doua cu participare internaţională SMAT 2008, Vol. I, pag. 159-164, ISBN 978-606-510-253-8, 23-25 Octombrie 2008, Craiova, www.fisita.com/publications/papers?keywords=thierheimer&event=&category=&go=search&x=0&y=0
- [32] Popescu Fl., Cojocar V., Thierheimer W., Thierheimer D.C. - *Influenţa controlului electronic asupra dinamicităţii autoturismelor*, ISBN 978-606-567-238-3, Editura ALMA Craiova, 2014, Craiova. <http://www.bibnat.ro/dyn-doc/publicatii/CIP/Bibliografia%20cartilor%20in%20curs%20de%20apartie%20CIP%20-%20decembrie%202014.pdf>
- [33] Rus, F., Tănase, Fr., Ţane, N., Thierheimer, W.: - *Aspects regarding non-uniform motion of caterpillar vehicles*, II Miedzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna MOTROL'99, pp. 300-305, ISBN 83-86761-93-8, 8-10 wrzesnia 1999, Lublin, Polonia
- [34] Rus, F., Popescu, S., Thierheimer, W.: - *Computer aided simulation of caterpillar tractor behaviour in transitory operation*, International Computer Science Conference, MicroCAD'2000, Section M, ISBN 963-661-426-1, ISBN 963-661-413-x-ö, pp. 225-230, University of Miskolc, Miskolc, Ungaria
- [35] Rus, F., Ţane, N., Thierheimer, W.: - *Aspecte privind utilizarea traductoarelor incrementale în tehnica măsurării mărimilor mecanice*, Sesiunea de comunicări ştiinţifice TEHNOMIL 2001, pag. 82-85, ISBN 973-8088-48-8, 27 Aprilie 2001, Sibiu
- [36] Sălăjan, C., Ţurea, N., Enache, V., Thierheimer, W., Stănescu, M., Cojocar, A., Bordi, Şt. - *Diagnosticarea automobilelor*, Editura Universităţii Transilvania Braşov, ISBN 973-635-458-X, Braşov, 2005
- [37] Thierheimer W.W.: - *Cercetări privind optimizarea corelării direcţiei cu suspensie la autoturismele cu tracţiune pe faţă*, conducător ştiinţific Prof.dr.-ing. Vasile CAMPIAN, Universitatea Transilvania din Braşov, 181 pagini, 1998, Teză de doctorat, domeniul: Inginerie Mecanică.
- [38] Thierheimer, W., Câmpian, V., Luca, D., Zamfira, S.: - *Aspects of vehicle's dynamic behaviour in curvilinear movement*, Buletinul Universităţii "Transilvania" Braşov, Vol. 5 (40), seria A, ISSN 1223-9631, Braşov, România, 1998
- [39] Thierheimer, W., Rus, F., Câmpian, O., Zamfira, S., Boldor, D.: - *Study of the correlation Between the suspension and the steering systems in case of vehicles with front drive*, The Ixth International Conference CONAT'99, Vol. II, pp. 103-106, ISBN 973-9474-19-5, Published by Transilvania University Press, 11-12 November 1999, Braşov, Romania. <http://www.fisita.com/search?query=thierheimer&x=21&y=9>
- [40] Thierheimer, W., Luca, D., Zamfira, S., Rus, F.: - *Alegerea echipamentelor de testare nedistructivă în vederea analizei calitative a unor structuri*, Conferinţa internaţională de comunicări ştiinţifice consacrată aniversării a 35-a a Universităţii Tehnice a Moldovei, Vol. 5, pag. 383-386, Editura Tehnica-Info, ISBN 9975-910-78-5, 27-29 Mai 1999, Chişinău
- [41] Thierheimer, W., Rus, F., Câmpian, O., Zamfira, S.: - *Research concerning the middle class vehicles road amble*, The 17th International Conference, Science and Motor Vehicles '99, ISBN 973-9385-73-7, 11 June 1999, Constanţa, pp. B17-1-B17-4
- [42] Thierheimer, W., Rus, F., Câmpian, O.: - *The influence of the stabilising bar of the front axle on motor vehicles in tortuous motion*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări ştiinţifice cu participare internaţională organizată cu ocazia sărbătoririi a 50 de ani de la înfiinţarea Academiei Tehnice Militare, pag. 81-86, 21-22 Octombrie 1999, Bucureşti, România

- [43] Thierheimer, W., Rus, F., Câmpian, O., Zamfira, S., Boldor, D.: - *Study of the correlation Between the suspension and the steering systems in case of vehicles with front drive*, The Ixth International Conference CONAT'99, Vol. II, pp. 103-106, ISBN 973-9474-19-5, Published by Transilvania University Press, 11-12 November 1999, Braşov, Romania
- [44] Thierheimer, W., Rus, F., Zamfira, S., Câmpian, O., Boldor, D.: - *Motor-cars dynamic bahavior analysis with the aid of the MC-32S System*, International Computer Science Conference, MicroCAD'2000, Section M, pp. 235-239, ISBN 963-661-426-1, ISBN 963-661-413-x-ö, University of Miskolc, Miskolc, Ungaria
- [45] Thierheimer, W., Rus, F., Zamfira, S., Câmpian, O., Ţane, N., Boldor, D.: - *Experimental research on the dynamic behavior of motor vehicles with an MC-32S type system of measurement and data acquisition and processing*, Sesiunea de comunicări ştiinţifice a Universităţii "Petru Maior" Vol. 2, pag. 187-192, ISBN 973-8084-14-8, 27-28 Octombrie 2000, Târgu-Mureş
- [46] Thierheimer, W., Rus, F., Zamfira, S., Boldor, D.: - *Mecanism stabilizator pentru autoturisme*, Rezumatul cererii de brevet de invenţie, publicat conform Legii nr. 64/91, în Buletin Oficial de Proprietate Industrială Nr. 12 din 29 Decembrie 2000, Oficiul de Stat pentru Invenţii şi Mărci, ISSN 1220-6105, Bucureşti, România
- [47] Thierheimer W.W. - *Sisteme tehnice din agricultură şi industrie alimentară: iniţiere şi fundamente teoretice*, Ed. Universităţii Transilvania Braşov, ISBN 973-8124-76-X, 2001
- [48] Thierheimer, W., Rus, F., Câmpian, O., Ţane, N., Deac, D.: - *Testare nedistructivă în vederea analizei calitative a structurilor şi alegerea echipamentului de lucru*, Prima conferinţă cu participare internaţională SMAT 2001, Vol. II, ISBN 973-8043-24-5, pag. 339-342, Craiova, 08-09 Noiembrie 2001
- [49] Thierheimer, W.W., Ormenişan, N., Boldor, D. - *Sisteme de transport*, Editura Universităţii Transilvania, ISBN 973-635-007-X, Braşov, 2002
- [50] Thierheimer, W., Rus, F., Zamfira, S., Oţăţ, V., Câmpian, O.: - *Signal Conditioning for PC-Based Data Acquisition Systems* The VI International Conference Precision Mechanics and Mechatronics, COMEFIM6, pag. 449-456, 10-12 Octombrie 2002, ISSN 1220-6830, Braşov
- [51] Thierheimer W., Rus F., Zamfira S., Boldor D.: - *Mecanism stabilizator pentru autoturisme*, Rezumat brevet de invenţie, publicat conform Legii nr. 64/91, în Buletin Oficial de Proprietate Industrială Nr. 4 din 30 aprilie 2003, Oficiul de Stat pentru Invenţii şi Mărci, ISSN 1220-6105, Bucureşti, România
- [52] Thierheimer, W., Zamfira, S., Câmpian O.: - *About the Amplifier Settling Time*, Proceedings of The 7-th International Conference on Mechatronics and Precision Engineering, pag. 75-76, ISBN 973-86886-1-2, 27-29 mai 2004, Bucureşti
- [53] Thierheimer W.W. - *Cercetarea corelării suspensiei cu direcţia la autoturismele antrenate pe faţă*, Editura Universităţii Transilvania, ISBN 973-635-420-2, Braşov, 2004;
- [54] Thierheimer, W., Rus, F., Ţane, N., Pădureanu, V.: - *Aspects of Instrumentation Amplifier Settling Time*, Proceedings of the Union of Scientists, EE&AE 2004, International Scientific Conference, 03-05.06.2004, Rousse, Bulgaria, pag. 289-294, ISSN 1311-9974
- [55] Thierheimer, W., Zamfira, S., Ţane, N., Pădureanu, V.: - *About the Filters for PC-Data Acquisition (DAQ) Boards*, Proceedings of the Union of Scientists, EE&AE, International Scientific Conference, 03-05.06.2004, Rousse, Bulgaria, pag. 295-298, ISSN 1311-9974
- [56] Thierheimer, W.: - *Analysis of Automotive Roll-Over Dynamics*, Modelling and Optimization in the Machines Building Field, Vol.1 MOCM-10, 2004, pag. 275-280, ISSN1224-7480, BC
- [57] Thierheimer, W.: - *Steering and Braking Control for Vehicle Rollover Avoidance*, Modelling and Optimization in the Machines Building Field, Vol. 1 MOCM-10, 2004, Bacău, pag. 281-286, ISSN 1224-7480
- [58] Thierheimer, W.: - *Cu Privire la Sistemele Tehnice pentru Autodiagnosticare*, A 7-A Conferinţă Naţională de Protecţia Mediului prin Biotehnologii Agricole, Silvice, De Alimentaţie şi Sănătate Publică, 27-28 mai 2005, Braşov, România

- [59] Thierheimer, W.: - *Aspects Regarding The Active Steering for Vehicle Dynamics Control*, Challenges in Higher Education and Research in the 21st Century, ISBN 954-580-178-6, Vol 3, Heron Press, 1-3 iunie 2005, Sozopol, Bulgaria
- [60] Thierheimer W.W., Cojocaru, A., Oțăt., V., Țurea, N., Boldor, D.; - *Dinamica autovehiculelor - Corelarea direcției cu suspensia la autoturismele cu tracțiune anterioară*, Vol. I-Fundamente, Editura Univ. Teh. A Moldovei-Chișinău, Republica Moldova, 2006, ISBN 978-9975-45-005-8; ISBN 978-9975-45-006-5 (Vol.1)
- [61] Thierheimer, Walter Wilhelm, Tane, Nicolae & Thierheimer, Diana Camelia (2008): - *The Optimisation of the Correlation Between the Suspension and Steering Systems*, Chapter 72 in DAAAM International Scientific Book 2008, B. Katalinic (Ed.), Published by DAAAM International, ISBN 978-3-901509-66-7, ISSN 1726-9687, Vienna, Austria, pp. 881-890, DOI: 10.2507/daaam.scibook.2008.72,
http://www.daaam.org/Crossref/Sc_Book_2008/Abstracts/Sc_Book_2008-072.pdf
- [62] W. W. Thierheimer, N., Țane, D. C. Thierheimer: - *Possibilities the rolling reduction by referencing direction with suspension correlation*, în Annals of DAAAM for 2008 & Proceedings, Included in ISI/SCI Web of Science and Web of Knowledge, 22-25th October 2008, ISSN 1726-9679, Trnava, Slovakia, pp. 1385-1386
<http://www.highbeam.com/publications/daaam-international-scientific-book-p408662>
- [63] Thierheimer, W. W., Țane N., Thierheimer, C. D.: - *Research on the roll motion reduction by the steering and spring correlation control*, Challenges in Higher Education and Research in the 21st Century, Vol 6, Heron Press, 4-7 iunie 2008, ISBN 954-580-247-8, Sozopol.
- [64] Thierheimer, W. W., Țane N., Thierheimer, C. D.: - *A study concerning the use of diaphragm-type elastic elements to create abs regulators*, Challenges in Higher Education and Research in the 21st Century, Vol 6, Heron Press, 4-7 iunie 2008, ISBN 954-580-247-8, Sozopol, Bulgaria.
- [65] W. W. Thierheimer, N., Țane, D. C. Thierheimer: - *Studies concerning the rolling motion reduction by controlling the steering and gear and the spring rigging correlation*, în Annals of DAAAM for 2008 & Proceedings, Included in ISI/SCI Web of Science and Web of Knowledge, 22-25th October 2008, ISSN 1726-9679, Slovakia, pp. 1383-1384
<http://www.highbeam.com/publications/daaam-international-scientific-book-p408662>
- [66] W. W., Thierheimer, N., Țane, D., C., Thierheimer: - *Active steering analysis for the vehicle dynamics and stability control*, în Proceeding of BIOATLAS 2008 Conference, 4-7 June 2008, Vol. 2, pp. 527-531, Brașov, România.
- [67] W., W., Thierheimer, N., Țane, D., C., Thierheimer: - *Steering and braking control for vehicle rollover avoidance*, în Proceeding of BIOATLAS 2008 Conference, 4-7 June 2008, Vol. 2, pp. 532-537, Brașov, România.
- [68] Thierheimer, W. W., Tane, N.; Thierheimer, D. C. & Ardeleanu, D. (2009): - *Possibilities the Rolling Reduction by Referencing Direction with Suspension Correlation*, Chapter 46 in DAAAM International Scientific Book 2009, pp. 453-470, B. Katalinic (Ed.), Published by DAAAM International, ISBN 978-3-901509-71-8, ISSN 1726-9687, Vienna, Austria DOI: 10.2507/daaam.scibook.2009.46,
http://www.daaam.org/Crossref/Sc_Book_2009/Abstracts/Sc_Book_2009-046.pdf
- [69] W. W. Thierheimer, N., Țane, D. C. Thierheimer: - *Tehcnical system to controlling of suspension with direction*, în Annals of DAAAM for 2009 & Proceedings of 20th DAAAM World Symposium, Included in ISI/SCI Web of Science and Web of Knowledge, 25-28 November 2009, ISSN 1726-9679, pp. 243 - 244, Vienna, Austria. www.daaam.info,
<https://spreadsheets.google.com/GB&output=html>
- [70] W. W. Thierheimer, N. Tane. R. Gruia, L. Gaceu, D. Thierheimer, D. Ola, V. Cojocaru, M. Clinciu: - *Risk Arising from Transport Activities*, în Environmental Engineering and Management Journal, December 2010, vol. 9, No. 12 ISSN: 1582-9596, pp. 1667-1670, Publishing House ECOZONE of the OAIMDD, Iași, Romania.
http://omicron.ch.tuiasi.ro/EEMJ/pdfs/vol9/no12/14_353_Thierheimer_10.pdf

- [71] Thierheimer W. W., Cojocaru, A., Țurea, N., Oțăt, V., Thierheimer, D., Câmpian, O., Pop, S., Ciunel, Ș., Popescu, F.: - *Sisteme de transport în industria turismului*, Editura Universității Transilvania din Brașov, Vol. I ISBN 973-606-19-0003-9, Brașov, România, 2011, <http://www.unitbv.ro/editura/Publica%C5%A3iidin2011/Domenii/%C5%9Etiin%C5%A3eingenere%C5%9Fti.aspx>, <http://webbut.unitbv.ro/editura/domenii/2011/SL.pdf>
- [72] W. W. Thierheimer, M. Clinciu, C. Ștefăniță, L. Gaceu, D. Ola, O. Câmpian, F. Popescu, D. Thierheimer: - *Improvement of Control for the Stability and Maniability through Optimization of the Adaptive Steering-Suspension System*, în 3rd WSEAS International Conference on Manufacturing Engineering, Quality and Production Systems, April 11-13 2011, ISBN: 978-960-474-294-3, pp. 173-176, Included in ISI/SCI Web of Science and Web of Knowledge, Recent Researches in Manufacturing Engineering, www.wseas.org, <http://www.wseas.us/indexes/>
- [73] W. W. Thierheimer, S. Zamfira, Tr. Bolfa, N. Țane, D.C. Thierheimer: - *A possible way to suppress the induced steering due to the rolling motion*, în 4th WSEAS International Conference on Advances in Production, Automation and Transportation Systems, June 1-3 2013, ISBN: 978-1-61804-193-7, ISSN 2227-4588, pp. 369-372, Included in ISI/SCI Web of Science and Web of Knowledge, www.wseas.org, <http://www.wseas.us/indexes/>, <https://hdstest.hebis.de/kassel/ub/EBSCO/Record?id=CN085129568|edsbl>
- [74] Thierheimer, W., Gruia, R., Țane, N., Gaceu, L., Boldor, D.: - *Sistem tehnic pentru îmbunătățirea stabilității autovehiculelor*, Rezumatul cererii de brevet de invenție, publicat conform Legii nr. 64/91, în Buletin Oficial de Proprietate Industrială Nr. 9 din 30 Septembrie 2011, OSIM, București, România, Site-ul ISI Web of Knowledge 2011, https://www.google.ro/?gws_rd=cr.ssl&ei=FoybV_nIBYPp6AShra-ADw#q=ro+126654+a2 <http://www2.unitbv.ro/LinkClick.aspx?fileticket=jWK55O6bluw%3d&tabid=6168>
- [75] Țane N., Cojocaru A., Țurea N., Thierheimer D., Thierheimer W.W.: - *Optimizarea mecanismelor pentru suspendarea și rularea roților autovehiculelor*, vol. I, Editura Universității Transilvania din Brașov, Brașov, 2008, ISBN 978-973-598-421-2.
- [76] Nicolae, Țane, Walter, Thierheimer, - *Improving the work of mower machines utilised in agritourist farms*, Journal of EcoAgriTourism, Bulletin of Agri-ecology, Agri-food, Bioengineering and Agritourism, Vol. 5(2009), Nr. 2(15), pag. 23-26, ISSN 1844-8577, Published by Transilvania University Press, Brașov, Romania. <http://www.cabdirect.org/search.html?order=relevance&rows=25&q=thierheimer>; <http://www.cabdirect.org/abstracts/20113032264.html?resultNumber=2&order=relevance&q=thierheimer&rows=25>
- [77] Țurea, N., Sălăjan, C., Enache, V., Thierheimer, W., Stănescu, M., Cojocaru, A., Bordi, Șt. - *Echipamente și tehnici de diagnosticare a autovehiculelor, Vol.I – Principii generale de diagnosticare*, Editura Universității Transilvania din Brașov, ISBN 973-635-401-6, 2004
- [78] Țurea, N., Sălăjan, C., Enache, V., Thierheimer, W., Stănescu, M., Cojocaru, A., Bordi, Șt. - *Echipamente și tehnici de diagnosticare a autovehiculelor, Vol.II Diagnosticarea sistemelor automobilelor*, Editura Universității Transilvania din Brașov, ISBN 973-635-402-4, 2005
- [79] Țurea N., Thierheimer W.W. - *Diagnosticarea sistemelor autovehiculelor*, suport de curs, Editura Universității Transilvania din Brașov, 2007, ISBN 978-973-635-892-0, Brașov.
- [80] Țurea N., Thierheimer W.W. - *Tehnici și echipamente de diagnosticare a autovehiculelor*, Editura Universității „Transilvania” din Brașov, 2008, ISBN 978-973-598-298-0, Brașov
- [81] Ursu I., A. Halanay, F. Popescu, M. Vladimirescu: - *A comparative study of two suspensions, active and semiactive, by taking into account the use of a predictive information*, Book of Abstracts of the ICIAM 95, The Thierd International Congress on Industrial and Applied Mathematics, Hamburg, July 3-7, p. 467, 1995.
- [82] Ursu,I., F. Ursu, T. Sireteanu: - *Semiactive suspension systems with antichattering logic and trade off between comfort and safety*, Book of Abstracts of Gamm Annual Meeting, Metz, France, 12-16 April, p. 157, 1999.
- [83] Vasiliu, N., Vasiliu, D., Theodorescu, C., Catană, I.: - *Servomecanisme hidraulice și pneumatice, Vol.I*, Universitatea Politehnica București, 1992

- [84] Vera C., Felez J.: - *Dinamica vehicular basada en la tecnica de Bond Graf*, Seccion de Publicaciones de la ETSII, UPM. Pp. 231-312, 1994
- [85] Voicu M. - *Sisteme automate multivariabile. Proiectarea prin metoda frecvențială*, Editura Gheorghe Asachi, Iași, 1993
- [86] Zamfira, C., Dumitriu, A., Thierheimer, W.: - *Fuzzy logic used to determine current in compensation coil of the magnetic susceptibility balance*, Annals of DAAAM for 1999 & Proceedings of the 10th International DAAAM Symposium, ISBN 3-901509-10-0, pp. 609-610, Published by DAAAM International, 21.23th October 1999, Wien, Austria
- [87] Zamfira, S., Luca Motoc, D., Thierheimer, W.: - *Aspect on the most used functions and their transforms in the practice of optical teaching process*, The VI International Conference Precision Mechanics and Mechatronics, COMEFIM - 6, pag. 473- 476 10-12 Octombrie 2002, Brașov, ISSN 1220-6830
- [88] Zamfira, S., Thierheimer, W., Câmpian O.: - *Regarding the Filters for PC-Data Acquisition*, Proceedings of The 7-th International Conference on Mechatronics and Precision Engineering, pag. 77-78, ISBN 973-86886-1-2, 27-29 mai 2004, București, <https://hdstest.hebis.de/kassel/ub/EBSCO/Record?id=27989896|edo>